

Perspectiva histórica de la simulación numérica del flujo en máquinas hidráulicas

Numerical modelling of hydraulic turbomachines: a historical review

Fernández Oro, J.M.^a y González Pérez, J.^b

^aÁrea de Mecánica de Fluidos. Departamento de Energía. Universidad de Oviedo. Edificio Departamental Zona Este. Campus de Viesques, 33271, Gijón (Asturias). E-mail: jesusfo@uniovi.es

^bÁrea de Mecánica de Fluidos. Departamento de Energía. Universidad de Oviedo. Edificio Departamental Zona Este. Campus de Viesques, 33271, Gijón (Asturias). E-mail: aviados@uniovi.es

Recibido: 08/06/2014

Aceptado: 16/07/2014

Publicado: 28/07/2014

RESUMEN

En este artículo se hace un breve repaso de la evolución que ha sufrido la simulación del flujo en máquinas hidráulicas en las últimas décadas. Desde el inicio del empleo de técnicas numéricas para analizar el comportamiento del flujo en estas máquinas a principios de los años 70 del siglo pasado hasta la actualidad se han sucedido un buen número de mejoras y cambios en los paradigmas de las simulaciones que han permitido conseguir importantes progresos en el conocimiento y en el diseño de este tipo de turbomaquinaria. Se repasan los importantes cambios metodológicos experimentados desde entonces, incluyendo grados de aproximación (modelos de turbulencia y escalas resueltas), objetivos de las simulaciones planteadas, capacidades de cálculo y carga computacional de los modelos, haciendo especial hincapié en el estado actual del arte. Se concluye avanzando sobre futuros retos y reflexionando el papel que las técnicas numéricas han de tener en el diseño y análisis de las turbomáquinas hidráulicas en los próximos años.

Palabras clave | Turbomaquinaria hidráulica; CFD; Simulación numéricas; Técnicas numéricas; Estado del arte.

ABSTRACT

This article presents a brief review of the historical evolution of the numerical flow simulations for hydraulic machinery in the last decades. From the early beginning in the use of numerical techniques to analyze the behavior of the flow in these kind of machines, back to the early 70s, until nowadays, a lot of improvements and modifications in the strategies have allowed to reach important progress towards the better knowledge and design of these turbomachines. The most relevant methodological changes experienced along the years, including the approximation degree (turbulent models and solved scales), main goals of the different approaches, calculation capabilities and model computational loads, are all explained. Special focus is made on the state-of-the art in all these features. The final part of the article shows future challenges and depicts a possible understanding on the different options that may occur in the use of numerical techniques to study the flow in hydraulic turbomachines.

Key words | Hydraulic turbomachine; CFD; Numerical simulations; Numerical techniques; State-of-the-art.

INTRODUCCIÓN

Las máquinas de fluidos son dispositivos mecánicos diseñados para conseguir un intercambio energético entre el fluido y un eje en rotación (Laskminarayana, 1996). Su importancia y presencia en la industria y en la ingeniería civil están fuera de toda duda y resultan fundamentales en un sinfín de aplicaciones. Precisamente, su universalidad hace que sea necesario conocer de una manera precisa el comportamiento de dichas máquinas ante diversas situaciones de funcionamiento con el fin de conseguir

diseños óptimos y mejorar sus prestaciones. En el contexto particular de la Ingeniería del agua, las bombas (máquinas generadoras) y las turbinas hidráulicas (máquinas receptoras) aparecen como las máquinas más habituales, dentro de la amplia familia de las turbomáquinas, y son las que actualmente requieren de un mayor esfuerzo dedicado al estudio y análisis para maximizar su eficiencia energética. Básicamente, se caracterizan por realizar el intercambio energético a través de la variación en el momento cinético del flujo entre entrada y salida a través de un rodete (corona de álabes) en rotación, y pueden trabajar en un amplio rango de puntos de funcionamiento, según sean accionadas a un número determinado de vueltas y proporcionen un caudal más o menos importante (rango de caudales y energía intercambiada o altura).

Debido a que en estas máquinas existen contornos sólidos en rotación, existe un deslizamiento relativo entre los álabes del rotor y el resto de elementos fijos, tales como difusores, coronas de estator o volutas. Esto implica la existencia de importantes fluctuaciones de presión, así como de gradientes de velocidad, que generan un flujo inherentemente no-estacionario con escalas temporales de diversa procedencia. Desde un punto de vista físico, es muy común hablar de la existencia de multitud de escalas temporales y espaciales asociadas al flujo en el interior de las turbomáquinas (Patankar, 2002). De forma muy general, se agrupan dentro de tres categorías típicas: no-uniformidades cuya escala es del orden del propio diámetro de máquina (por ejemplo, la falta de axisimetría impuesta por el cortaguas en una bomba centrífuga), fluctuaciones periódicas asociadas al paso de álabes (por ejemplo, estructuras chorro-estela por el paso entre los canales de los álabes en una hélice axial) y finalmente, perturbaciones de pequeña escala asociadas con las estructuras turbulentas del flujo, existentes en cualquier máquina de fluidos (efectos viscosos en capas de cortadura, desprendimiento de vórtices, etc).

Por lo tanto, esta complejidad y amplio espectro de fenómenos que ocurren en el interior de las máquinas han requerido el uso de todas las herramientas de análisis y diagnosis posibles al alcance de investigadores y diseñadores de turbomaquinaria (Gunzburger y Nicolaidis, 1993; Hirsch, 2007 y 2009). Las técnicas experimentales han sido, tradicionalmente, el principal punto de apoyo en el estudio y conocimiento el flujo, especialmente para la determinación de parámetros globales y curvas de funcionamiento (Fernández, 2012). Desgraciadamente, en cuanto es necesario una mayor descripción del flujo interno, el empleo de estas metodologías se vuelve costoso, lento y proceloso, e incluso muchas veces impracticable con los medios disponibles. Por otro lado, los análisis teóricos y matemáticos sólo permiten acercarse al problema, dando valores globales y tendencias muy generales que impiden una correcta y completa caracterización de los fenómenos. Afortunadamente, en las últimas décadas, el uso de técnicas numéricas ha comenzado a extenderse y perfeccionarse, especialmente para tareas de análisis, llegando a consolidarse como una alternativa confiable más, que permite hoy en día una predicción más que razonable del flujo en las turbomáquinas hidráulicas (Dawes, 2007).

La aplicación de técnicas numéricas al estudio de los flujos, que habitualmente se conocen como técnicas CFD (acrónimo del inglés *Computational Fluid Dynamics*), proporciona una descripción espacial del flujo en estudio, permitiendo visualizar y comprender el patrón de flujo que aparece en una determinada aplicación. El inicio del empleo de estas técnicas se remonta a finales de los 70, con el empleo del método de elementos finitos para resolver flujos potenciales en sencillas geometrías de canales bidimensionales entre álabes, que posteriormente evolucionarían hacia aproximaciones cuasi-tridimensionales con códigos de resolución Eulerianos. A medida que se desarrollaron los medios computacionales, el tipo de aproximación numérica también avanzó hacia soluciones cada vez más complejas, tanto geométricas como de resolución de ecuaciones conservativas (Keck y Sick, 2008). A mediados de los 90, las soluciones estacionarias y completamente viscosas ya se habían convertido en el estándar, progresando finalmente hacia descripciones no estacionarias con modelos de turbulencia cada vez más avanzados al iniciarse el nuevo siglo. Actualmente, las simulaciones son cada vez más completas y contemplan cada vez más aspectos complementarios, más allá de la correcta predicción del flujo principal (entendido como el responsable del intercambio energético), entre los que se incluyen flujos secundarios (no-estacionarios), cavitación y fenómenos multifásicos, vibraciones, ruido y acoplamiento con simulaciones fluido-estructura.

En realidad, el uso de estas técnicas ha estado más relacionado con la predicción y el análisis del comportamiento del flujo en geometrías determinadas que con su utilización de cara a diseño. De hecho, hoy día, se siguen utilizando muchas herramientas unidimensionales, con correlaciones para pérdidas y efectos secundarios (entre otros), en la fase de diseño de nuevos prototipos de máquina, en lugar de aprovechar la potencialidad de un CFD completamente tridimensional y no estacionario. La explicación radica en que el tiempo necesario para ejecutar simulaciones complejas es relativamente elevado (algunas semanas), ya que deben incluir

diferentes modos de operación bajo mallas con un número muy importante de nodos, con lo que la metodología CFD sigue siendo fundamentalmente una herramienta de análisis.

Por otro lado, resulta siempre importante tener bien definido el objetivo que se persigue al plantear una simulación numérica. Al estar disponibles diferentes grados de aproximación al problema, lo cual supone a su vez diferentes métodos de resolución con un grado de dificultad dispar, se deberá emplear aquel que con el menor nivel de coste computacional puede proporcionar unos resultados que cubran las expectativas creadas al fijar los objetivos. Típicamente, entre los objetivos más comunes a abordar en una simulación se pueden encontrar: la predicción de las prestaciones, el impacto de los efectos no estacionarios en el flujo promedio (interacción), el impacto de efectos locales, la diagnosis de cavitación o los cálculos de empujes axiales y radiales, tanto estáticos (medios) como dinámicos, e incluso la predicción de ruido o de fluctuaciones de presión.

Hasta la fecha, se ha recorrido un largo camino desde los albores del empleo de técnicas numéricas en turbomáquinas hidráulicas. El paradigma o la ortodoxia extendida en este campo de aplicación contempla el empleo de un modelo geométrico de la máquina, basado en una detallada descripción espacial de los pasos de fluido (mediante el uso de herramientas de CAD), y el empleo de modelos de turbulencia complejos en modo no estacionario que predicen el comportamiento tanto de los flujos principales como de los secundarios (Shah *et al.*, 2013). Como contrapartida a esa potencialidad, ha surgido la dificultad de la gestión de la información obtenida con esas herramientas, así como la imposibilidad de proporcionar resultados definitivos en breves períodos de tiempo. Se podría decir que la metodología CFD es capaz de resolver correctamente el flujo, pero que emplea excesivo tiempo en conseguirlo, al menos a nivel ingenieril, con los tiempos característicos de los que se dispone para el desarrollo de nuevos productos y diseños. Por lo tanto, la clave en conseguir que las técnicas CFD evolucione en su paradigma actual de herramienta fundamentalmente de análisis hacia una herramienta más de diseño recae sobre todo en una reducción drástica de tiempos de simulación y en una simplificación de la gestión de la información almacenada durante un ciclo típico de simulación. A este respecto, el cálculo en paralelo ha permitido resolver casos increíblemente costosos llegando a niveles de aproximación al flujo real impensables hace unas décadas, pero ha incrementado en un orden de magnitud los costes de almacenamiento, gestión y post-procesado de la información (Drtna y Sallaberger, 1999). En definitiva, se hace necesaria una reflexión acerca de dónde se encuentran los límites realizables de las simulaciones y los límites prácticos de las mismas (especialmente a nivel industrial de desarrollo de productos), redefiniendo el lugar que ocupan los diferentes grados de aproximación en función de los objetivos perseguidos en una simulación, de manera que sea posible decidir a priori qué tipo de simulación es necesaria en cada aplicación práctica.

GRADOS DE APROXIMACIÓN Y ESCALAS DEL FLUJO

En este apartado se hace un breve repaso histórico de las sucesivas aproximaciones numéricas que se han ido adoptando para estudiar el flujo en el interior de las turbomáquinas. En realidad, fue la industria aeroespacial la que marcó las pautas y los desarrollos pioneros, tanto a nivel de algoritmos o *solvers* de resolución como de modelos de turbulencia disponibles en la bibliografía, para estudiar turbinas y compresores de gas. Las máquinas hidráulicas, partícipes de los mismos principios básicos de funcionamiento, aprovecharon los mismos progresos, presentando además la ventaja de trabajar con flujo incompresible.

Aproximación de flujo potencial y Q-3D (1978-1985)

Bajo condiciones de flujo incompresible y estacionario, y despreciando los efectos viscosos, se obtienen las ecuaciones de Euler, donde todo el transporte de cantidad de movimiento se debe a fenómenos convectivos macroscópicos. Cuando además se incorpora la condición de flujo irrotacional (el rotacional del campo de velocidad es nulo, luego no se resuelven las capas límite con los contornos sólidos), se obtienen las características de flujo potencial, de forma que las ecuaciones de Navier-Stokes se reducen a la ecuación de Laplace, donde se resuelve el campo de velocidades que proviene de un potencial.

En los primeros años, se plantearon tanto para bombas como para turbinas la resolución de geometrías sencillas (ver Figura 1), predominantemente bidimensionales con métodos por elementos finitos que podían contemplar la resolución de mallados curvilíneos con relativa solvencia. Se simulaban de forma desacoplada los patrones de flujo en superficies meridionales y también

en superficies álabe-álabe (esto se verá más en detalle en el siguiente epígrafe). Obviamente, este tipo de aproximaciones sólo proporciona resultados razonables trabajando cerca del punto de máximo rendimiento de las máquinas.

En el caso de bombas se simulaban de forma desacoplada los canales del rotor y la zona de salida de la voluta. Básicamente el objetivo era visualizar líneas de corriente (el término en inglés *streamfunction*) y detectar puntos de estancamiento de cara a comprobar los diseños básicos de las geometrías. En el caso de turbinas hidráulicas los primeros casos resolvían las zonas de aspiración de las máquinas y modelos simplificados de los canales entre rodetes (turbinas Bulbo, Kaplan). Las geometrías Francis de mayor complejidad por su importante giro y deflexión no se abordaron con suficiente éxito hasta el siguiente grado de aproximación. Evidentemente, sólo se resolvían las escalas de flujo principales, de forma estacionaria.

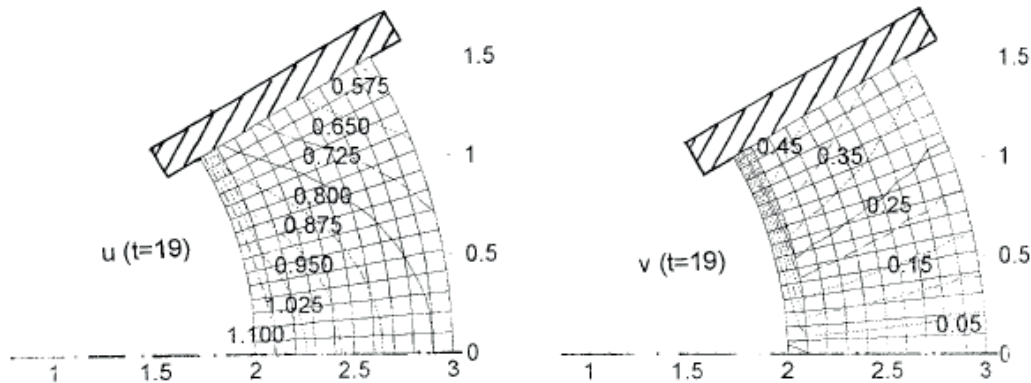


Figura 1 | Modelo para flujo bidimensional incompresible. Ejemplo de canal simplificado.

Aproximación a Euler 3D (1985-1995)

Con el empleo de códigos Euler tridimensionales se avanzó en dos aspectos. En primer lugar en una mejor definición de las geometrías de cálculo, acompañado por un notable progreso en los métodos de generación de malla (mallas estructuradas y no estructuradas con herramientas de refinamiento), y en segundo lugar en una mejor capacidad de resolución de flujos con giro y curvatura. La bibliografía de esa época (Gunzburger y Nicolaidis, 1993) muestra las capacidades para resolver el giro de las superficies de corriente y de predecir con razonable bondad patrones de flujo fuera de diseño e incluso vislumbrar flujos secundarios provocados por mecanismos vorticales. Puesto que se están resolviendo flujos a altos números de Reynolds (en especial en el caso de turbinas), el flujo no está condicionado por efectos viscosos, de modo que un código rotacional y euleriano 3D proporcionó muy buenos resultados desde el comienzo.

En este punto, las herramientas CFD empiezan a dejar de ser algo experimental, muy complementario y que permitían poco más que una visualización e ilustración del flujo para empezar a ser una herramienta más de análisis. Del mismo modo, se empieza a requerir de rigurosos procesos de validación y mucha experimentación de la época se integra con el CFD con el propósito de confirmar muchos resultados numéricos que comenzaban a publicarse en la literatura.

En el campo de las turbinas hidráulicas, se avanzó en la simulación de turbinas Francis completas, obteniéndose descripciones detalladas incluso de los vórtices en el borde de ataque. Sin embargo, las mayores inexactitudes seguían proviniendo de los métodos de promediado necesarios para pasar información desde las partes fijas (zonas de entrada de turbinas) a las partes móviles (*runner* o rodete) como condiciones de contorno acopladas. Respecto a las bombas centrífugas, los principales avances recayeron en resolver las ecuaciones del flujo simultáneamente en el rodete y en la voluta, en un intento por capturar las posibles interacciones entre ambas partes, llegándose a observar muy claramente la variación de la posición del punto de estancamiento en la lengüeta, en función del caudal. También aparecen avances en el desarrollo de modelos tridimensionales para el cálculo numérico del flujo en el interior de volutas, introduciendo modelos de distribución de pérdidas añadidos al cálculo no viscoso. Las distintas trayectorias de las partículas y el flujo obtenido son muy coherentes con las visualizaciones y medidas experimentales de validación (Figura 2).

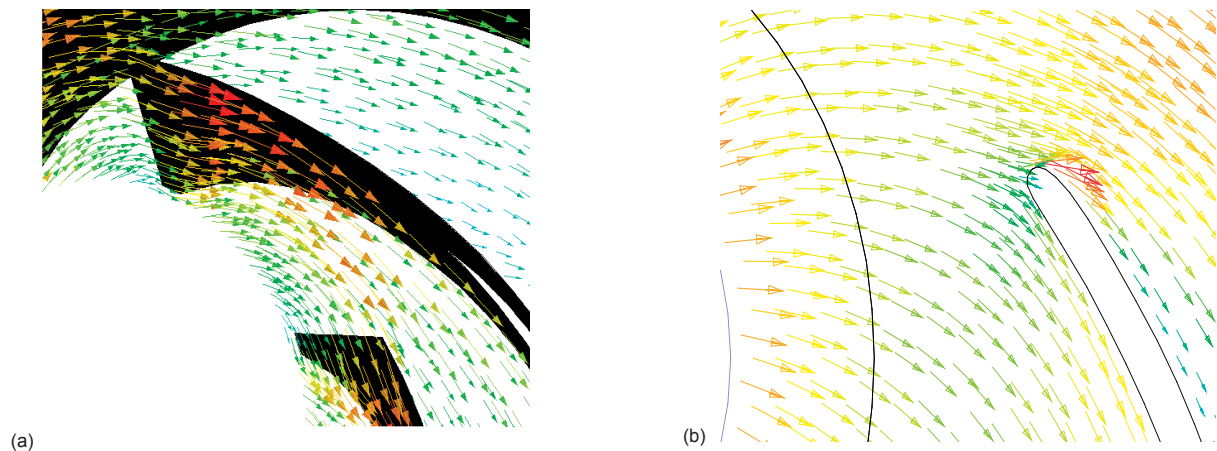


Figura 2 | (a) Campos de velocidad a la entrada del rodete. Simulación tridimensional de una bomba centrífuga a caudal nominal. (b) Campos de velocidad en el plano meridional del rodete de una bomba centrífuga. Se observa la separación a alto caudal (140% del nominal)

Aproximación a códigos RANS y escalas integrales del flujo (1995-2005)

A partir de la década de los 90, los métodos por volúmenes finitos que permiten resolver de forma conservativa todos los términos de transporte (convectivos y sobre todo, difusivos que incorporan la viscosidad) toman el relevo y se convierten en la metodología dominante que pasa ya a resolver la ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds. Además es el momento de la eclosión y posterior consolidación de software comercial de propósito general para resolver todo tipo de flujos: Fluent (ahora ANSYS), CFX, Star-CD, CD-Adapco.

La introducción de modelos de turbulencia (de forma generalizada) abre una nueva era en el campo de las simulaciones numéricas. Las escalas integrales del flujo, entendidas como las fluctuaciones turbulentas de orden similar a las geometrías características del flujo (espesor de álabes, tamaños de cortaaguas, etc) se resuelven por fin en las ecuaciones promediadas y se mejora en la predicción de pérdidas y puntos de funcionamiento fuera del nominal. Aparecen de forma habitual un gran número de modelos de turbulencia que permiten evaluar el impacto de estas escalas turbulentas sobre el flujo promedio: k-epsilon y todas sus variantes, k-omega, Spalart-Allmaras, Reynolds Stress Model, etc.

En lo que se refiere a las turbomaquinaria hidráulica, el salto de calidad se produce especialmente en aquellas geometrías que sufren deceleración del flujo y por tanto son muy susceptibles a sufrir separación de capa límite (efecto puramente disipativo y viscoso), como es el caso de flujo en bombas, tanto en el propio rodete como en la voluta o difusores posteriores, y del tubo de descarga (del inglés *draft tube*) en el caso de turbinas (la energía cinética de salida se recupera en presión). Obviamente, los tiempos de cálculo aumentan considerablemente, de modo que se distancia el empleo de técnicas CFD para el diseño y se especializa como método de análisis. En muchos casos, sobre todo en fabricantes de turbinas, los códigos Euler (con correlaciones de pérdidas que ahora se mejoran y actualizan con las nuevas simulaciones RANS) se reservan para las primeras etapas del diseño y se acude al final al modelo RANS como contrastación definitiva (Gourdain, 2009).

Al mismo tiempo, se comienzan a desarrollar algoritmos para incrementar la descripción del flujo no estacionario, utilizando estrategias de mallas dinámicas, que permiten también resolver aquellas escalas del flujo (efectos periódicos de interacción rotor-estator) de orden similar a las de las escalas de longitud integral. Aunque se verá en detalle más adelante, una de las aplicaciones pioneras para considerar el movimiento relativo entre haces en bombas fue utilizar mallados estructurados superpuestos (entre voluta y rodete) introduciendo una interpolación geométrica bilineal basada en el escalonamiento de los dos mallados de forma que puedan desplazarse uno respecto al otro y que quede una zona de superposición de ambos (en inglés, *overlapping grid zone*), ver Figura 3. A este respecto, se comienzan a hacer también importantes esfuerzos en experimentación para validar los nuevos algoritmos numéricos (González *et al.*, 2005).

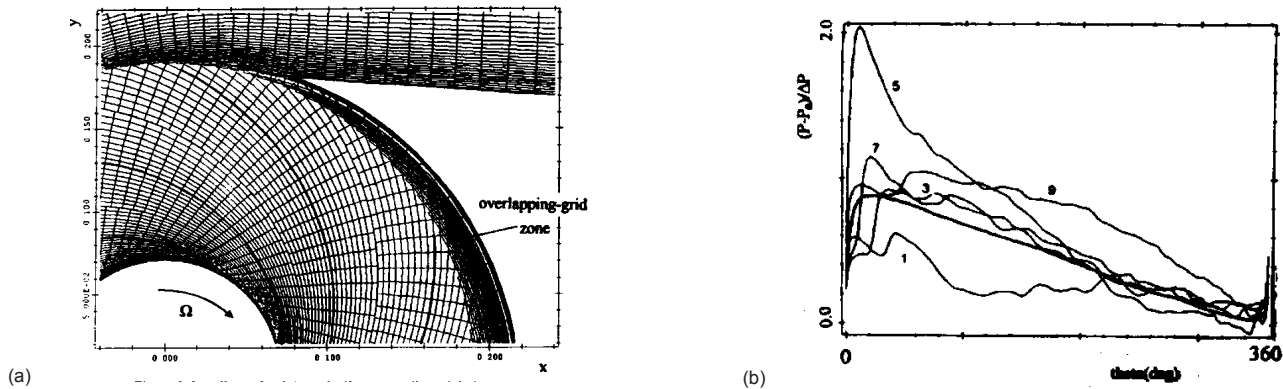


Figura 3 | (a) Mallado superpuesto entre voluta y rodete. (b) Distribución de presión a la salida del rodete en distintas fases temporales de giro del rotor (1 a 8).

Aproximación a técnicas DES/LES y la cascada de energía (2000/2005-actualidad)

A lo largo del siglo XXI y con las simulaciones (U)RANS (acrónimo del inglés, *Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes*) instaladas como el estándar en la casi totalidad de investigaciones (Figura 4), se vuelve a redefinir el horizonte de las técnicas numéricas, esta vez con la progresiva incorporación de las técnicas DES/LES para resolver las escalas espaciales y temporales del flujo relacionadas con la cascada de energía en el subrango inercial del proceso de decaimiento de la turbulencia. El objetivo es resolver (y no modelizar) cada vez más contenido energético presente en las fluctuaciones turbulentas de los flujos. Lógicamente, esto requiere de mallas cada vez más finas y de pasos temporales cada vez más bajos, llevando al límite las capacidades de computación disponibles. El empleo de estas técnicas es inviable si no se dispone de capacidad de cálculo en paralelo mediante clusters de ordenadores.

En un primer lugar (2000-2005) se desarrollaron las técnicas DES (acrónimo del término en inglés, *Detached Eddy Simulation*), que venían a cubrir el salto desde las ya bien asentadas técnicas RANS a las nuevas técnicas LES (acrónimo del término en inglés, *Large Eddy Simulation*). Su característica principal es que resuelven un modelo RANS de turbulencia en las proximidades de los contornos (capas límites finas, sin desprendimiento) para cambiar a una aproximación LES en aquellas zonas de flujo separado, muy vortical y turbulento. La razón de ser de esta distinción recae en la inabordable posibilidad (a niveles prácticos hoy día) de situar infinidad de nodos muy cerca de la contornos sólidos para poder resolver un LES con garantías en esa zona (prácticamente el requerimiento es del mismo orden de magnitud que presenta un simulación DNS -del inglés, *Direct Numerical Simulation*- para capturar las escalas de Kolmogorov del flujo). En el caso de turbomáquinas, a altos números de Reynolds y con geometrías tridimensionales se requerirían de cientos de millones de nodos, aún muy lejos de las capacidades de cálculo disponibles. Posteriormente (2005 en adelante) han aparecido técnicas WMLES (del término, *Wall Modelled-LES*), que sustituyen el modelado RANS directamente por un modelo de pared que se ajusta con la formulación LES lejos de los contornos. Este tipo de simulación está en auge, aunque debido a su todavía costosísimo precio computacional, no se ha universalizado y sigue siendo prácticamente aplicación exclusiva para flujos en aeroturbinas, combustores y compresores (flujos de gas, compresibles y altamente disipativos). En el caso de maquinaria hidráulica, por tanto, no es una técnica que se emplee hoy día de forma general, al estar muy alejada de las necesidades de diseño y requerir de tiempos de simulación particularmente elevados.

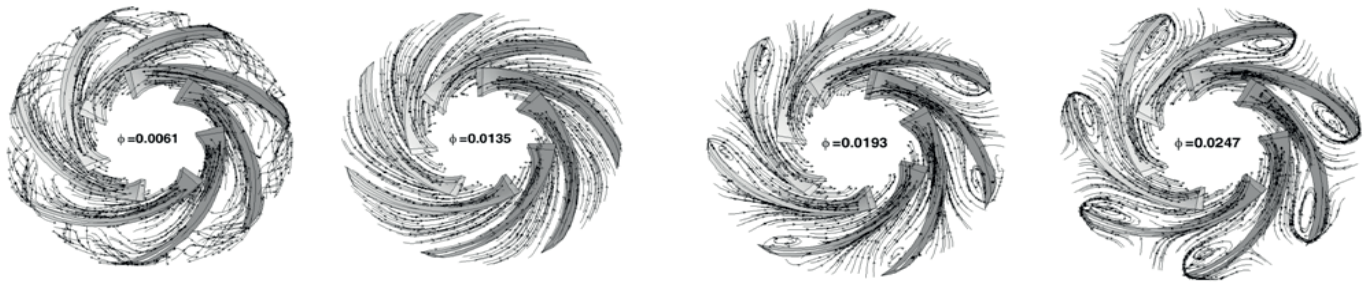


Figura 4 | Líneas de corriente en el interior del rodete de una bomba trabajando en modo turbina en función del caudal de operación. Simulación URANS con predicción de zonas de desprendimiento a caudales fuera de diseño (González et al., 2009).

Aproximación a modelizaciones multifase y multifísica (2005-actualidad)

Con el aumento de las capacidades computacionales también se ha desarrollado notablemente la posibilidad de incluir otros fenómenos más complejos del flujo, alejados de la suposición de flujo monofásico. En el caso de la turbomaquinaria hidráulica, uno de los más relevantes es el de la cavitación, fenómeno extremadamente limitador del funcionamiento tanto para bombas como para turbinas. En un primer lugar, y sobre todo desde el punto de vista de diseño, es imprescindible identificar aquellas zonas de una mayor baja presión, susceptibles de sufrir cavitación. Para esto es suficiente con emplear modelizaciones monofásicas y comprobar que todas las zonas tienen una presión superior a la de vapor del fluido de trabajo. Sin embargo, si se requiere mayor información, como por ejemplo estudiar cuál es el efecto de la cavitación sobre la eficiencia de la máquina, o también tener una mejor predicción del tamaño de las zonas de cavitación, es necesario abordar una simulación bifásica. En la Figura 5 se muestran las zonas de cavitación (fracción de volumen de vapor) que predice una simulación LES con 2.2 millones de celdas y un modelo de cavitación basado en las ecuaciones de Rayleigh-Plesset. Este modelo de cavitación permite resolver la formación y colapso de las burbujas de gas, las cuales al interactuar con el flujo principal, introduce efectos de bloqueo y pérdida de prestaciones en la máquina que quedan bien integradas en el cálculo de los flujos primarios y secundarios.

Por último, y cada vez con mayor relevancia, se están imponiendo cálculos integrados de interacción fluido-estructura. Especialmente de interés en el caso de grandes turbinas, sometidas a grandes esfuerzos torsores e importantes fluctuaciones de presión (paso de álabe, cierre de órganos, regulación de carga, etc), se han desarrollado algoritmos de acoplamiento entre las cargas fluidodinámicas y su implicación en el estado tensional de los elementos mecánicos: rodets, directrices, álabes guidores, apoyos, cojinetes, etc). En muchos casos se emplean formulaciones débiles donde se calculan en primer lugar los esfuerzos generados por el fluido que se trasladan a continuación a una simulación por elementos finitos de los componentes estructurales. Un siguiente paso más elaborado es devolver las deformaciones que se obtienen en el modelo estructural al fluido y con esos nuevos inputs recalculan los esfuerzos, para llegar, tras un proceso iterativo, a obtener un verdadero acoplamiento flujo-estructura. La dificultad radica en emplear mallas deformables en los contornos que requieren de una redefinición topológica por cada iteración completada. En bombas también se emplean estos métodos para identificar resonancias y el efecto de los esfuerzos radiales y axiales (de forma dinámica) sobre la fatiga de componentes. Estas técnicas de reciente aparición aun están sufriendo un fuerte proceso de validación y su verdadero potencial se pondrá de manifiesto a lo largo de los próximos años.

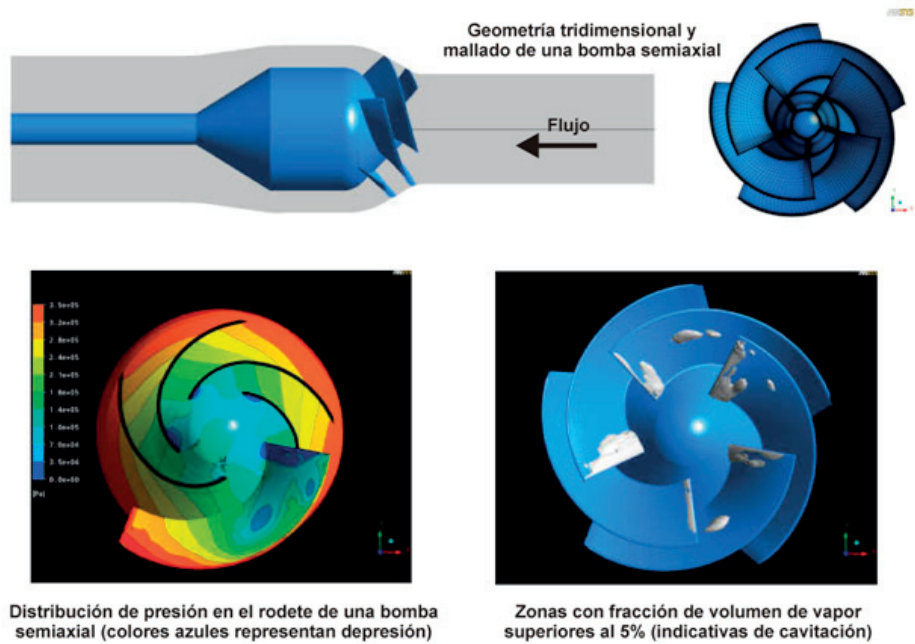


Figura 5 | Simulación de cavitación en una bomba semiaxial (imagen cortesía de Kobayashi y Chiba, 2009).

A modo de resumen de lo comentado en esta sección, se muestra un gráfico con la evolución histórica que las aproximaciones numéricas han experimentado en los últimos 40 años (Figura 6). Es evidente que esa evolución ha venido acompañada, y generada, por un incremento similar en la capacidad de cálculo de los medios computacionales. Asimismo, en la Tabla 1 se muestra el desarrollo que ha experimentado en paralelo el Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Oviedo en el empleo de técnicas CFD para estudiar el flujo en turbomáquinas (tanto hidráulicas como ventiladores y compresores).

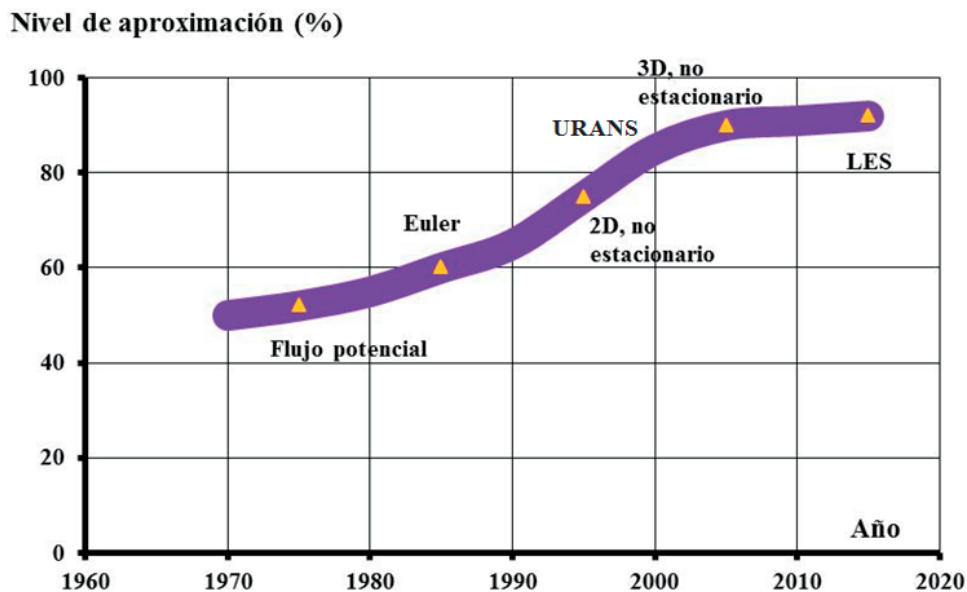


Figura 6 | Evolución histórica del nivel de aproximación numérico con los distintos tipos de métodos utilizados (adaptado de Hirsch, 2007).

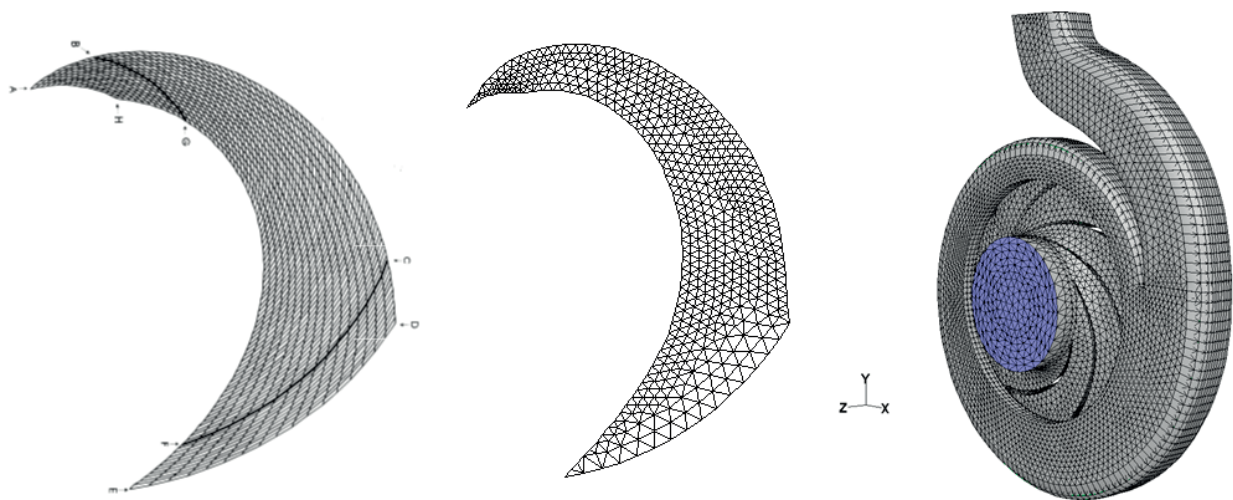
Tabla 1 | Evolución temporal de métodos numéricos empleados y grados de aproximación en el Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Oviedo.

Período	Caraterísticas de las simulaciones
1993-1998	Euler/2D ($y^+ > 30$). Mallas estructuradas. Método de paneles.
1998-2000	Viscous/2D. Frozen rotor. Mallas no estructuradas ($y^+ > 30$). RANS k- ϵ , S-A
2000-2002	Viscous/2D. Unsteady (sliding). Mallas híbridas ($y^+ < 30$). URANS k- ϵ , S-A
2002-2005	Viscous/3D. Unsteady (sliding). Periodicidad de anillo completo ($y^+ < 30$). URANS-RSM
2005-2010	Viscous/3D. Unsteady (sliding). Mallas híbridas ($y^+ \approx 1$ en álabes). VLES/RSM. Paralelización.
2010-	Viscous/3D. Unsteady WMLES. Métodos deterministas. Refinos locales. Paralelización.

GRADOS DE DISCRETIZACIÓN ESPACIAL

El actual paradigma de uso habitual en el CFD para turbomáquinas se basa en un modelo de malla ajustado a las fronteras de la geometría (en inglés, *body-fitted*), o también lo que se conoce como una representación basada en contornos (del inglés, *boundary representation*, cuyo acrónimo es *BREP*). Este tipo de discretización espacial (o cómo se compartimenta el dominio de simulación en pequeños volúmenes de control) viene heredada de los estándares de modelización alcanzados en los 90 y cuyo origen recae en el uso de las clásicas superficies S1-S2 para analizar flujos potenciales en los inicios de las técnicas numéricas para turbomáquinas. Como es bien sabido, las superficies S1 representan las superficies de paso de flujo, también conocido con el término en inglés *throughflow*, mientras que las superficies S2 son aquellas que existen entre álabes, conocidas como planos ábete a ábete (del inglés, *blade-to-blade*). Las primeras simulaciones de turbomáquinas, debido a las restricciones de cálculo, contemplaron modelos bidimensionales de esos tipos de superficies de manera aislada (ver Figura 7a). A su vez, se desarrollaron algoritmos de mallado tanto estructurados como no estructurados, en función de la topología de las geometrías a modelizar.

Al incrementarse las capacidades de cálculo y comenzar a simular geometrías tridimensionales completas, las técnicas de mallado tuvieron que mejorar para hacer frente a geometrías cada vez más complejas. Este tipo de geometrías (muchas veces con zonas laberínticas), poco a poco fue imponiendo el uso de mallas no estructuradas como el estándar, debido a su fácil implementación y sus características más generales. En la Figura 7b se muestra por ejemplo una malla tridimensional de tipo no estructurado sobre un modelo 3D completo de una bomba centrífuga (González y Santolaria, 2006).

**Figura 7** | (a) Mallados estructurado y no estructurados para estudiar el flujo bidimensional en un canal de bomba centrífuga. (b) Malla tridimensional para bomba centrífuga.

Actualmente, al mantenerse el paradigma de malla apoyada en los contornos del CAD de la turbomáquina, y al ser geometrías con cada vez más nivel de detalle, se han extendido dos diferentes estrategias de mallado. En primer lugar, la conocida como modular o por bloques (de la palabra en inglés, *multi-block*), típicamente estructurada y que busca implementar mallas ortogonales en el dominio. Esta modalidad requiere de cierto grado de “artesanía” en la definición y generación de los bloques, requiriéndose de la mano de un experto y, por tanto, haciendo difícil su automatización. En segundo lugar, las mallas completamente no estructuradas, que utilizan tetraedros para ajustarse al dominio de simulación de forma cuasi-automática. Obviamente, esta segunda opción es perfectamente escalable, mucho más flexible y automatizable, pero en general proporciona peores resultados en términos de precisión de las soluciones. En cualquiera de los casos, si bien el cálculo en paralelo de este tipo de mallas, cualesquiera sean el número total de nodos, está ya prácticamente superado, el verdadero cuello de botella se halla en la generación de la malla, cuya partición es bastante complicada.

METODOLOGIAS TEMPORALES

El flujo en el interior de las máquinas es por definición no estacionario, por lo que resulta esencial modelizar los efectos que produce esa no estacionariedad sobre el flujo promedio para poder describir el intercambio de energía de la forma más realista posible. La correcta simulación del flujo interno en máquinas hidráulicas exige, por tanto, resolver el término no estacionario de las ecuaciones generales de conservación. Pero además, debido a que la geometría varía en el tiempo, será necesario introducir algún tipo de algoritmo para poder emplear el método de volúmenes finitos sobre mallas dinámicas.

En las turbomáquinas, la existencia de haces de álabes móviles enfrentados a otros fijos, muy próximos entre sí debido al pequeño espaciado axial entre ambas zonas, condiciona la aparición de una interferencia notable en el flujo axisimétrico. Esa interacción rotor-estator es clave para entender el flujo no estacionario en toda turbomáquina multietapa (González y otros, 2009). En el caso particular de una máquina con un único haz de álabes, se puede adoptar un marco de referencia relativo a los álabes en rotación y resolver para dicha referencia las ecuaciones del flujo relativo. Ahora bien, incluso en el caso de bombas y turbinas centrífugas convencionales, al existir elementos que rompen la axisimetría (cortaaguas, lenguetas, etc) no es posible simplificar el problema a un único marco de referencia, debiendo considerar ambos puntos de vista (fijo y móvil).

La simulación numérica de la interacción rotor-estator es hoy por hoy uno de los aspectos más relevantes en el diseño de turbomáquinas. El carácter no estacionario y tridimensional del flujo requiere de discretizaciones temporales y espaciales muy exigentes y de una modelización de la turbulencia adecuada para predecir las pérdidas. Desgraciadamente, la solución tridimensional no estacionaria del flujo supone uno de los esfuerzos computacionales más exigentes dentro de las modernas aplicaciones de CFD. Por esta razón, se han desarrollado diversos métodos para conseguir soluciones temporales adecuadas sin que esto conlleve excesivos requisitos computacionales ni de tiempo real de simulación. En general, las diferencias entre los distintos métodos recaen en la estrategia seguida para acoplar las partes móviles y las fijas y en el procedimiento empleado para tener en cuenta las fluctuaciones no estacionarias. Existen varios métodos para el modelado de fenómenos tridimensionales no estacionarios en el flujo de turbomáquinas de varias etapas. En concreto se pueden diferenciar cuatro métodos básicos: (1) Análisis sucesivo de filas de álabes aisladas; (2) Métodos de promediado según planos (del inglés, *averaging-plane methods*); (3) Métodos de promediado según canal (del inglés, *average-passage methods*); (4) Métodos completamente no estacionarios (mallas deslizantes).

Primeros niveles de aproximación

En el primer caso (1), se estaría obviando todo tipo de interacción, suponiendo flujos independientes para cada haz (análisis sucesivo de filas de álabes aisladas con condiciones de flujo uniforme a la entrada). La metodología analiza la primera fila de álabes (modela un único canal) y utiliza las propiedades promediadas del flujo a la salida de dicha fila como condición de contorno de entrada para la siguiente fila. El proceso se repite tantas veces como haces presente la turbomáquina en estudio. El gran inconveniente es que se ignoran por completo procesos físicos como la difusión de estelas (en inglés, *wake mixing*), interacciones y otros fenómenos no estacionarios.

Los métodos de promediado según planos (2) resuelven todas las coronas simultáneamente, intercambiando información del flujo según distribuciones promediadas radialmente en las interfaces comunes entre las filas. Permite una interacción estacionaria entre haces, pero anula todo efecto no estacionario al no haber desplazamiento relativo entre superficies. Para distinguir entre haces fijos y móviles, a las coronas de rotor se les asigna una velocidad de arrastre y se resuelven las ecuaciones del movimiento en el marco relativo. En las zonas fijas se utiliza la formulación en el marco de referencia fijo. Aunque existen varias alternativas, la más extendida es la conocida como planos de mezcla (en inglés, *mixing planes*), en la que se promedian tangencialmente las variables transportadas, lo que permite modelar únicamente un canal de álabe por corona. Típicamente, el paso de cada corona es distinto (distinto número de álabes), por lo que la zona de interfaz no se superpone completamente. Este problema se corrige con los valores promedio en la interfaz, que sirven de condición de contorno a los dominios considerados. Una simplificación de este método es lo que se conoce como simulación de rotor estático (del término inglés, *frozen rotor*), que exige la simulación completa de todos los canales de la etapa. De esta forma, se consigue que todas las coronas tengan la misma longitud circunferencial (perimetral) de forma que no es necesario hacer promedios tangenciales en las interfaces. Esta opción es habitualmente la que se utiliza como punto de partida para simulaciones posteriores completamente no estacionarias.

El último procedimiento que presenta un modelado estacionario es el método de promediado por canal (del inglés, *average-passage*), en el que la contribución no estacionaria se modela a través de unos términos fuente adicionales. En esencia, aplica un promediado temporal extra a las ecuaciones con un tiempo característico que responde al paso de álabe del rotor, resultando unas tensiones adicionales, tensiones deterministas, que es necesario modelar. La formulación de estas tensiones es idéntica a la de las tensiones de Reynolds, pero basadas en una escala temporal diferente. La ventaja es que permite la incorporación de los efectos no estacionarios sobre una simulación estacionaria, si bien con la incertidumbre de tener que modelar esas contribuciones extra.

Mallado deslizante

Finalmente, los métodos completamente no estacionarios, impulsados a mediados de los 90, son capaces de ofrecer una solución directa de la interacción no estacionaria rotor-estator. En principio, estos esquemas permiten evitar todo tipo de modelados extras, excepto el de la turbulencia. Los principales aspectos a tener en cuenta son el tratamiento de las interfaces entre los dominios del rotor y del estator y la implementación de fronteras periódicas en el espacio y en el tiempo. Los modelos no estacionarios exigen que las superficies móviles de los álabes en rotación sean tenidas en cuenta como tal a lo largo del tiempo, modificándose la posición relativa entre los álabes de las coronas de la máquina.

En realidad, más que de un modelo, se trata de una técnica que permite el movimiento relativo entre dos zonas del dominio. Se han de definir dos mallados independientes, uno para el estator y otro para el rotor, que compartan una zona de interfaz común, a través de la cual se producirá el intercambio de información. En el estator, se resuelven las ecuaciones para flujo absoluto, mientras que en el rotor se resuelven las ecuaciones para flujo relativo. Lo que se plantea entonces es una metodología completamente no estacionaria, de forma que a cada paso temporal, la malla del rodete se desplaza una determinada distancia de forma que cambia la posición relativa de todos los álabes de la etapa. De esta manera, se simulan numéricamente todos los efectos presentes en la realidad (Figura 8).

Una vez generados los mallados independientes para rotor y estator, se solapan sus límites comunes creando una interfaz numérica que permite el deslizamiento relativo. En el caso bidimensional, la interfaz resulta ser una línea recta. Para geometrías tridimensionales en turbomáquinas axiales, las interfaces adoptan la forma de sectores circulares. El efecto de la carcasa se puede modelizar incluyendo interfaces a partir de envolventes cilíndricas (o cónicas en turbinas) en la zona de la punta de la máquina.

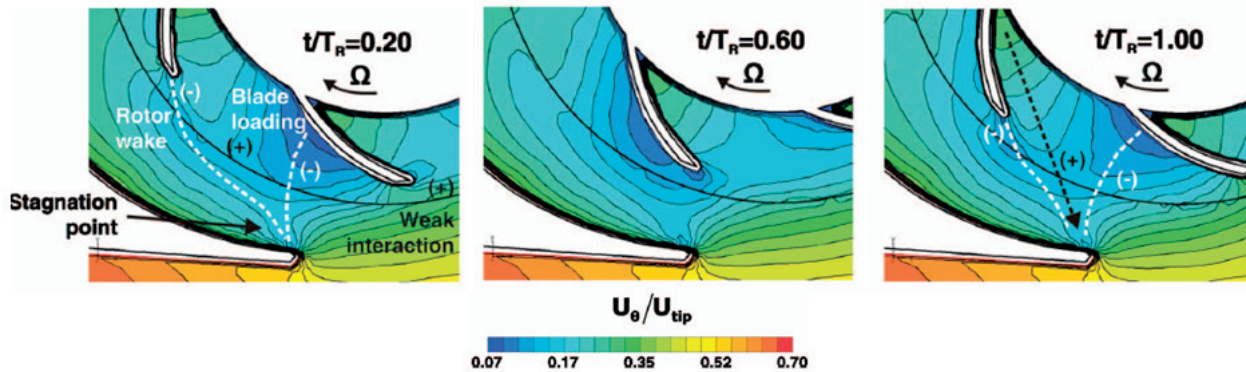


Figura 8 | (a) Simulación del flujo en una bomba centrífuga mediante la técnica de mallado deslizante. Evolución temporal de la velocidad relativa al paso de álabes.

CONCLUSIONES

En este artículo se ha repasado en clave histórica la evolución que han sufrido los distintos modelos numéricos de simulación para el análisis, diseño y optimización de turbomáquinas hidráulicas. Se han presentado los diversos grados de aproximación al problema, ofrecidos desde la Dinámica de Fluidos Computacional (técnicas CFD), siguiendo el orden natural de complejidad creciente. Desde los primeros modelos de flujo potencial y cuasi-tridimensionales hasta los últimos avances en modelización de la turbulencia mediante técnicas avanzadas, que permiten resolver cada vez un mayor número de escalas temporales y espaciales asociadas a la turbulencia el flujo en el interior de las máquinas, se han mostrado todas las posibilidades. Se ha discutido el paradigma actual de simulación, incidiendo en los principales puntos fuertes y débiles y anticipando cuál debe ser el futuro de la simulación numérica de las turbomáquinas.

De forma complementaria, se han abordado los diferentes enfoques actuales que se proporcionan a las técnicas numéricas en función de si su objetivo es el diseño o si por el contrario es el análisis y se han presentado las diferentes posibilidades tanto para las discretizaciones espaciales como para las temporales. En particular se ha puesto especial énfasis en el carácter no estacionario de la turbomáquina hidráulica y en la necesidad de describir correctamente las características del flujo no estacionario (que por otra parte ya se constituye como el grado de aproximación ampliamente aceptado hoy día). El acoplamiento rotor-estator (o rotor-voluta/difusor) tiene una relevancia máxima en los estudios actuales, tanto a nivel académico como industrial.

Se puede considerar que hasta la fecha se ha recorrido un camino importante que ha colocado a las técnicas CFD como un referente válido para la obtención del flujo, incluso en geometrías y funcionamientos tan complejos como los que se dan en las turbomáquinas hidráulicas. Incluso desde un punto de vista de las aplicaciones ingenieriles, queda mucho por hacer por lo que, muy probablemente, este campo va a observar avances destacables en los próximos años. En todo caso, el peso de la evolución lograda va a servir de impulso a nuevos tratamientos y mejoras relevantes en un futuro no muy lejano.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a los proyectos con referencia: MEC-07-TRA2007-62708, CENIT-08-HISPACOLD, MICINN-12-DPI2011-25419 y MINECO-13-DPI2012-36464, pertenecientes a convocatorias de Plan Nacional y similares, y financiados por el Gobierno de España.

REFERENCIAS

- Dawes, W.N. 2007. Turbomachinery computational fluid dynamics: asymptotes and paradigm shifts. *Philosophical Transactions of the Royal Society A* 365, 2553-2585, doi:10.1098/rsta.2007.2021
- Drtina, P., Sallaberger, M. 1999. Hydraulic turbines – basic principles and state-of-the-art computational fluid dynamocs applications. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C* 213, 85-102.
- Fernández Oro, J.M. 2012. *Técnicas numéricas en Ingeniería de Fluidos*. Ed. Reverté, Barcelona, España.
- González, J., Fernández Oro, J.M., Argüelles, K.M., Blanco, E. 2009. Unsteady flow patterns for a double suction centrifugal pump. *ASME Journal of Fluids Engineering* 131, 071102-1 a 071102-9, doi:10.1115/1.3153367
- González, J., Fernández, J., Blanco, E., Santolaria, C. 2002. Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump. *ASME Journal of Fluids Engineering* 124, 348-355, doi:10.1115/1.1457452
- González, J., Parrondo, J., Santolaria, C., Blanco, E. 2006. Steady and unsteady radial forces for a centrifugal pump with impeller to tongue gap variation. *ASME Journal of Fluids Engineering* 128, 454-462, doi:10.1115/1.2173294.
- González, J., Santolaria, C., Parrondo, J. 2005. Fluctuaciones de presión en bombas centrífugas. Medidas experimentales de sus efectos estáticos y dinámicos. *Ingeniería del Agua* 12, 321-328.
- Gourdain, N. 2009. *Application of CFD to turbomachine based systems*, ISAE/SUPAERO. Cerfacs internal documents.
- Gunzburger, M.D., Nicolaidis, R.A., (eds.) 1993. *Incompressible computational fluid dynamics. Trends and advances*. Cambridge University Press. doi:10.1017/CBO9780511574856
- Hirsch, C. 2007. *Numerical Computation of Internal and External Flows: The Fundamentals of Computational Fluid Dynamics*. Elsevier Butterworth-Heinemann.
- Hirsch, C. 2009. *Numerical Investigations in Turbomachinery: The State of the Art*, VKI Lecture Series, 2009-08. Von Karman Institute for Fluid Dynamics, Bruselas, Bélgica.
- Keck, H., Sick, M. 2008. Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines. *Acta Mechanica* 201, 211-229, doi:10.1007/s00707-008-0060-4
- Kobayashi, K., Chiba, Y. 2009. Numerical simulation of cavitating flow in mixed flow pump with closed type impeller”, *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 2-6 Agosto, Vail (CO), USA. FEDSM2009-78308.
- Lakshminarayana, B. 1996. *Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery*. John Wiley & Sons, New York.
- Patankar, S.V. 2002. Computational modelling of flow and heat transfer in industrial applications. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 23, 222-231. doi:10.1016/S0142-727X(02)00170-4
- Shah, S.R., Jain, S.V., Patel, R.N., Lakhera, V.J. 2013. CFD for centrifugal pumps: a review of the state-of-the-art. *Procedia Engineering* 51, 715-720, doi:10.1016/j.proeng.2013.01.102