



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Universidad Politécnica de Valencia

Departamento de Máquinas y Motores Térmicos



CÁLCULO Y ANÁLISIS DEL FLUJO EN UNA TURBINA DE UN TURBOGRUPO OPERANDO EN CONDICIONES FUERA DE DISEÑO

TRABAJO FINAL DE GRADO

Grado en Ingeniería Aeroespacial

AUTOR:

Mónica Paes Martí

DIRECTOR:

José Ramón Serrano

CODIRECTOR:

Roberto Navarro

DIRECTOR EXPERIMENTAL:

Lukas B. Inhestern

Valencia, 21 de Julio de 2016

Resumen

Debido a la aceleración y deceleración existente en los ciclos de conducción urbana, los turbogrupos experimentan condiciones de flujo inusuales en turbomaquinaria térmica. El conocimiento del comportamiento del flujo en estas condiciones fuera de diseño podría mejorar la adecuación existente entre motores, turbocompresores y turbinas, consiguiendo de esta manera una reducción en el consumo de combustible.

Concretamente, este trabajo se centra en el estudio de la turbina, con este fin y para analizar el campo de flujo en CFD usaremos el programa StarCCM+. A su vez, para obtener unos resultados fiables validaremos el cálculo computacional mediante datos obtenidos experimentalmente en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia.

Palabras clave: Simulación CFD, Turbogrupos, Turbinas, id.

Agradecimientos

Quiero aprovechar estas líneas para mostrar mi agradecimiento al Departamento de Máquinas y Motores Térmicos por haberme dado la oportunidad de realizar mi Trabajo Fin de Grado en este departamento, además de por haber podido formarme alrededor de tantos profesionales, de aprender de sus enseñanzas y de su dedicación demostrada día tras día.

También mencionar que esto no podría haber sido posible sin mis Directores de Proyecto, José Ramón Serrano y Roberto Navarro. Además de la inestimable ayuda proporcionada por el doctorando Lukas Inhestern, por su paciencia y grandes esfuerzos demostrados cada vez que surgía algún problema.

A mis padres y hermana quiero dedicarles también estas líneas de agradecimiento, ya que sin su apoyo a lo largo de toda mi carrera no habría podido llegar hasta aquí. Finalmente, también mencionar a mis amigos de siempre, por los buenos ratos que pasamos y pasaremos juntos y cómo no, a los grandes compañeros con los que he compartido estos cuatro años de universidad y ahora ya, amigos para toda la vida.

Índice general

Índice de figuras	5
Índice de tablas	9
Nomenclatura	11
I Memoria	13
1. Revisión teórica	15
1.1. Aplicaciones de los Turbogrupos	15
1.1.1. Condiciones fuera de diseño	17
1.2. Turbina	18
1.2.1. Componentes	18
1.2.2. Termodinámica	20
1.2.3. Análisis de la Velocidad	21
1.2.4. Propiedades del flujo en el rotor	23
1.3. CFD en turbomaquinaria	29
1.3.1. ¿Qué es STAR-CCM+?	29
1.3.2. Mallado	29
1.3.3. Modelos de Turbulencia	31
1.3.4. Solvers	32
2. Método Experimental	33
2.1. Disposición del experimento	33
2.2. Datos obtenidos	35
3. Simulación	37
3.1. Introducción	37
3.2. Geometría	39
3.3. Mallado	41

3.3.1. Estudio del Y+	44
4. Validación del modelo	47
5. Resultados obtenidos	52
5.1. Influencia de los ángulos del flujo	52
5.1.1. Ángulo absoluto de salida del estator	53
5.1.2. Ángulo relativo de entrada al rotor	54
5.1.3. Ángulo relativo de salida del rotor	56
5.2. Coeficientes de flujo y de carga	59
5.3. Estudio del flujo tridimensional	61
5.3.1. Voluta y Estator	62
5.3.2. Rotor	69
6. Conclusiones	75
Bibliografía	77
II Pliego de Condiciones	79
1. Ordenanzas de seguridad e higiene en el trabajo	81
1.1. Artículo I: Obligaciones y derechos de los trabajadores	81
1.2. Artículo II: Seguridad estructural	82
1.3. Artículo III: Superficies y cubicación	83
1.4. Artículo IV: Suelos, techos y paredes	83
1.5. Artículo V: Disposiciones generales	83
1.6. Artículo VI: Iluminación de emergencia	84
1.7. Artículo VII: Ventilación, temperatura y humedad	84
1.8. Artículo VIII: Ruidos, vibraciones y trepidaciones	85
1.9. Artículo IX: Protección en equipos eléctricos	86
1.10. Artículo X: Electricidad estática	87
1.11. Artículo XI: Materias inflamables	88
1.12. Artículo XII: Prevención y extinción de incendios	89
III Presupuesto	91
1. Introducción	93

2. Presupuesto	95
2.1. Planificación y reuniones	95
2.2. Partida simulaciones y análisis de resultados	97
2.3. Presupuesto global	99

Índice de figuras

1.1. Representación de un turbocompresor en un MCIA [15].	16
1.2. Turbosobrealimentación en MCIA [10].	16
1.3. Esquema de una turbina radial centrípeta [7].	19
1.4. Turbina radial sin álabes (a) y con álabes (b) [2].	19
1.5. Diagrama h-s de la evolución del fluido en una turbina radial centrípeta [13].	20
1.6. Vista meridional de una turbomáquina [4].	22
1.7. Triángulo de velocidades [4].	23
1.8. Fuerza de Coriolis, [13].	24
1.9. Líneas de flujo en un rotor a varios ángulos de incidencia, [17].	25
1.10. Características operativas de una turbina [2].	27
1.11. Esquema de los flujos secundarios, [1].	28
1.12. Modelos de turbulencia, [6].	31
2.1. Esquema del experimento [14].	34
2.2. Mapas de turbina [14].	36
3.1. GT1549 turbocompresor Garrett.	37
3.2. Partes de la geometría.	38
3.3. Estator y Rotor.	38
3.4. Sistema de referencia en el estator.	39
3.5. Ángulo del metal para el 10%.	40
3.6. Vista frontal de la turbina.	42
3.7. Vista en planta del rotor y la voluta.	42
3.8. Situación de las zonas estudiadas.	43
3.9. Capa límite del estator.	43
3.10. Capa límite del rotor.	43
3.11. Casos estudiados del 10% de TGV.	44
3.12. Wall Y+, $\dot{m}_{red} = 0,233 \text{ kg K}^{0,5} \text{ s}^{-1} \text{ bar}^{-1}$	45
3.13. Wall Y+, Interior de la turbina, $\dot{m}_{red} = 0,484 \text{ kg K}^{0,5} \text{ s}^{-1} \text{ bar}^{-1}$	45

3.14. Wall Y+, Exterior de la turbina, $\dot{m}_{red} = 0,484 \text{ kg K}^{0,5} \text{ s}^{-1} \text{ bar}^{-1}$	46
3.15. Caso estudiado del 80 % de TGV.	46
3.16. Wall Y+, $\dot{m}_{red} = 1,256 \text{ kg K}^{0,5} \text{ s}^{-1} \text{ bar}^{-1}$	46
4.1. Gasto másico reducido frente a relación de expansión.	47
4.2. Variación entre los datos simulados y experimentales para el \dot{m}_{red}	48
4.3. Eficiencia frente a relación cinemática.	49
4.4. Comparación para cada posición de TGV.	50
5.1. Triángulos de velocidad en el rotor.	52
5.2. Ángulo absoluto de salida frente a relación cinemática.	53
5.3. Desviación en el estator frente a eficiencia.	54
5.4. Ángulo relativo de entrada frente a relación cinemática.	55
5.5. Ángulo relativo de entrada frente a eficiencia.	55
5.6. Ángulo relativo de salida frente a gasto reducido.	56
5.7. Ángulo relativo de salida frente a eficiencia.	57
5.8. Desviación del flujo frente a gasto reducido.	57
5.9. Desviación del flujo frente a relación cinemática.	58
5.10. Desviación del flujo frente a eficiencia.	58
5.11. Coeficiente de carga frente al de flujo.	59
5.12. Coeficientes de carga frente al de flujo.	60
5.13. Planos creados en el rotor.	61
5.14. Planos concéntricos a distintos radios.	61
5.15. Planos a distintas alturas.	62
5.16. Puntos estudiados del 10 % para los planos del estator.	63
5.17. Plano inferior del Estator.	63
5.18. Plano medio del Estator.	64
5.19. Plano superior del Estator.	64
5.20. Puntos estudiados del 80 % para los planos del estator.	65
5.21. Plano inferior del Estator, 80 % de TGV.	65
5.22. Plano medio del Estator, 80 % de TGV.	66
5.23. Plano superior del Estator, 80 % de TGV.	66
5.24. Puntos estudiados del 10 % para la vorticidad.	67
5.25. Vorticidad en el Estator, 10 % de TGV.	67
5.26. Vorticidad en el Estator, 80 % de TGV.	68
5.27. Vorticidad en el Rotor, 10 % de TGV.	70
5.28. Vorticidad en el Rotor, 80 % de TGV.	70
5.29. Plano inferior del Rotor, 10 % de TGV.	71
5.30. Plano inferior del Rotor, 80 % de TGV.	72

5.31. Velocidad axial en el Rotor, 10 % de TGV.	73
5.32. Velocidad axial en el Rotor, 80 % de TGV.	73

Índice de tablas

Documento I: Memoria **13**

2.1. Precisión de los sensores [14].	34
3.1. Equivalencia TGV.	39
3.2. Posición álabes estator.	40
3.3. Propiedades del aire.	41
3.4. Modelos de mallado.	41
3.5. Valores de referencia.	42

Documento III: Presupuesto **91**

2.1. Coste asociado a las reuniones de planificación del trabajo.	95
2.2. Coste asociado a las reuniones entre el Tutor y el autor.	96
2.3. Coste asociado a las reuniones entre el Director, Codirector, Director experimental y autor.	96
2.4. Coste asociado a la partida de reuniones.	96
2.5. Coste asociado a las simulaciones y su post-procesado.	97
2.6. Equipos utilizados.	97
2.7. Amortización de los equipos utilizados.	98
2.8. Coste del material fungible.	98
2.9. Coste asociado a la partida de simulaciones.	98
2.10. Coste total asociado a la realización del proyecto.	99

Nomenclatura

c	—	Velocidad absoluta (m/s).
w	—	Velocidad relativa (m/s).
u	—	Velocidad periférica (m/s).
ϕ	—	Factor de flujo (-).
ψ	—	Factor de carga (-).
p	—	Presión (Pa).
h	—	Entalpía (J).
S	—	Entropía (J/K).
W	—	Trabajo específico (J/kg).
Δh_0	—	Variación de entalpía (J).
\dot{W}	—	Potencia (W).
\dot{m}	—	Gasto másico (kg/s).

Subíndices

0	—	Entrada al estator de la turbina.
1	—	Salida del estator/entrada al rotor de la turbina.
2	—	Salida del rotor de la turbina.
t	—	Total o de parada.
s	—	Isentrópico.
m	—	Meridional.
r	—	Radial.
x	—	Axial.
θ	—	Tangencial.

Letras griegas

α	—	Ángulo tangencial o swirl (°).
β	—	Ángulo de flujo relativo (°).

Parte I
Memoria

Capítulo 1

Revisión teórica

1.1. Aplicaciones de los Turbogrupos

Las turbomáquinas que emplean los efectos centrífugos para modificar la presión de un fluido llevan utilizándose desde hace más de un siglo. Las primeras máquinas que utilizaron este principio fueron bombas hidráulicas, seguidas posteriormente por ventiladores y soplantes. Curiosamente, uno de los primeros motores de aviación de propulsión a chorro utilizaba un turbocompresor centrífugo accionado mediante una turbina debido a la necesidad de aumentar la presión del aire como consecuencia de la pérdida de densidad con la altura. Aunque el desarrollo de los turbocompresores centrífugos continuó a mediados de los años cincuenta, ya era evidente que para los motores de propulsión aérea eran preferibles los compresores axiales (disponían de menor área frontal y mejor rendimiento). Sin embargo, en los casos en los que se trabaja con gastos de aire muy bajos, el rendimiento de los compresores axiales disminuye fuertemente y los centrífugos resultan más ventajosos.

A mediados de los años sesenta, la necesidad de los helicópteros militares avanzados, impulsados por pequeñas turbinas de gas, originó un desarrollo más rápido de los turbocompresores centrífugos a causa de la mejora en el ratio de aire trasegado. Los avances tecnológicos hechos en este terreno estimularon a los diseñadores en un campo de aplicaciones mucho más amplio (vehículos y helicópteros comerciales, sobrealimentación de motores diésel, procesos químicos, suministro de aire en la industria, etc.), [7].

Seguidamente ilustramos el funcionamiento básico de un turbocompresor unido a un Motor de Combustión Interna Alternativo (MCIA) en la Figura 1.1, donde se hacen pasar los gases de escape a través de la turbina, provocando que el rotor gire a unas velocidades aproximadas de 70000 rpm.

El compresor está conectado a la turbina a través de un eje y gira a la misma velocidad introduciendo aire fresco, transmitiendo un momento y una gran velocidad a este aire.

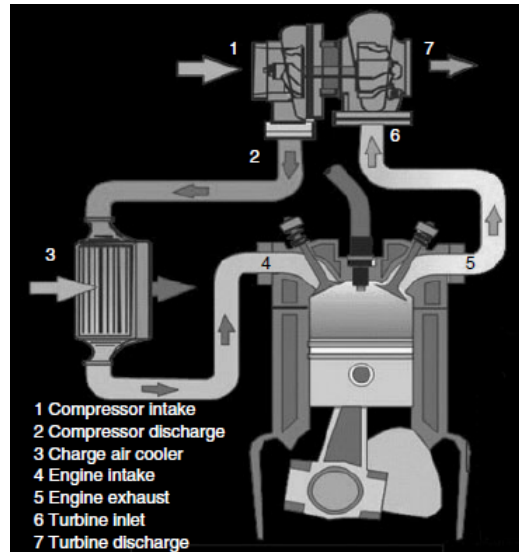


Figura 1.1: Representación de un turbocompresor en un MCI [15].

El aire descargado a gran velocidad es frenado aerodinámicamente en un difusor y la energía cinética es transformada en alta presión y densidad. Este aumento de presión realizado en el compresor y el proceso de recuperación, aumentan la temperatura del aire, el cual es enfriado en un intercambiador de calor impulsado por el motor.

En la Figura 1.2 podemos observar con más detalle la unión existente entre el compresor y la turbina, así como la numeración de las etapas, existente en la Figura 1.1.

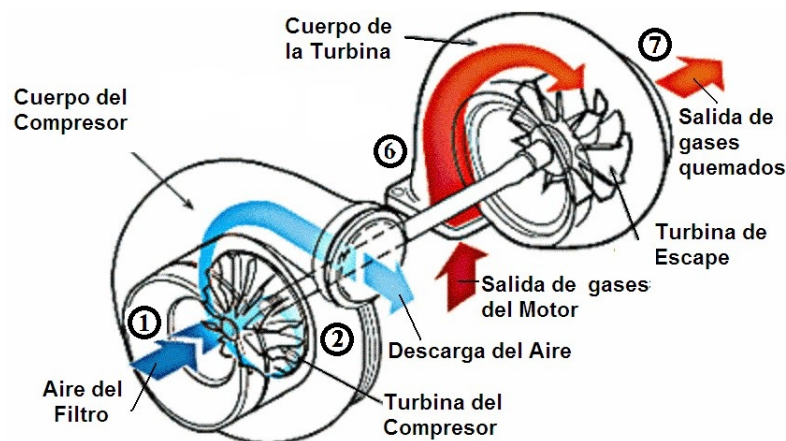


Figura 1.2: Turbosobrealimentación en MCI [10].

De esta unión se deriva un incremento en la cantidad de aire que entra a los cilindros del motor durante la carrera de admisión, permitiendo que se quemara eficazmente más cantidad de combustible. Por consiguiente, el par motor y la potencia final pueden incrementarse hasta un 35 %, aumentando de este modo la eficiencia total del motor.

A continuación detallaremos brevemente los diversos elementos que componen un turbocompresor centrífugo. Se compone básicamente de un rodete que gira seguido de un difusor, donde el aire es aspirado a través de la carcasa de admisión hacia la sección de entrada del rodete.

La función del rodete consiste en aumentar el nivel de energía del fluido desviándolo hacia la periferia, incrementando de ese modo el momento cinético del fluido. De este modo, se aumenta tanto la presión estática como la velocidad absoluta del fluido.

A la salida del rodete, el fluido entra en el difusor, cuya misión es convertir la energía cinética del mismo en energía de presión. Este proceso, puede realizarse mediante una difusión libre en el espacio anular que rodea el rotor o incorporando una corona de álabes fijos que permite reducir el tamaño del difusor. A continuación, en el exterior del difusor hay un caracol o voluta cuya función es recoger el flujo del difusor y dirigirlo hacia el conducto de salida.

1.1.1. Condiciones fuera de diseño

En condiciones de tráfico urbano los motores se ven sometidos a continuos cambios de velocidad y por tanto, de consumo de aire. Este fenómeno conlleva que la turbina opere en condiciones extremas fuera de diseño, situación ligada a altas relaciones cinemáticas (Blade Speed Ratio), muy poco gasto de aire y potencias de salida despreciables.

Podemos apreciar la importancia de esto si tenemos en cuenta el requisito principal de diseño de la turbina: debe suministrar la potencia requerida por el compresor sin imponer una contrapresión alta en el motor, es decir, manteniendo unos valores elevados de eficiencia.

Los motores provistos de turbocompresor padecen de una demora mayor en la disposición de la potencia que los motores atmosféricos o con compresor mecánico, debido a que el rendimiento del turbocompresor depende de la presión ejercida por éste. En esta demora influyen la inercia del grupo (su diámetro y peso) y el volumen del colector entre la turbina y la salida de los gases de escape del cilindro.

Como ya hemos expuesto, un turbocompresor no funciona de igual manera en distintos regímenes de motor. A bajas revoluciones, el compresor no ejerce la presión necesaria porque la escasa cantidad de gases no empuja con suficiente fuerza a la turbina. Un turbocompresor más pequeño evitaría la demora en la respuesta, pero ejercería menos fuerza a altas revoluciones.

Por todo ello, resulta importante analizar el desarrollo del campo fluido dentro de la turbina y obtener resultados que muestren el comportamiento real del flujo tanto en condiciones de baja carga como de sobrecarga.

1.2. Turbina

Una turbina de flujo compresible es un dispositivo que extrae la energía de un fluido expandiéndolo a través de un sistema compuesto por un estator y un rotor. Atendiendo a la dirección del flujo podemos dividir las turbinas en una primera clasificación: axiales o radiales (centrípetas), en estas últimas, los gases de escape inciden radialmente y salen axialmente, después de ceder gran parte de su energía interna (mecánica + térmica) a la turbina.

A su vez, las radiales destacan por tratarse de turbinas más compactas, robustas y capaces de alcanzar mayores relaciones de compresión, no obstante, la principal desventaja frente a las axiales se manifiesta en el menor gasto másico que pueden trasegar.

1.2.1. Componentes

Como ya hemos comentado anteriormente, durante las últimas décadas la turbina radial centrípeta se ha utilizado en múltiples aplicaciones. Entre las más remarcables se incluyen la turbosobrealimentación en MCIA, unidades de expansión en sistemas de refrigeración de aviación o pequeñas turbinas de gas utilizadas para la generación de potencia en aplicaciones espaciales.

Centrándonos ahora en describir los componentes que forman la turbina centrípeta, comenzaremos por enumerar los elementos que la constituyen: un caracol o voluta de admisión, una corona de toberas de entrada, seguida de un espacio pequeño sin álabes y el rodete, como podemos observar en la Figura 1.3.

La misión del caracol o voluta de admisión es únicamente suministrar un flujo uniforme a la entrada de las toberas. Las toberas aceleran el flujo, reduciendo su presión e incrementado su energía cinética.

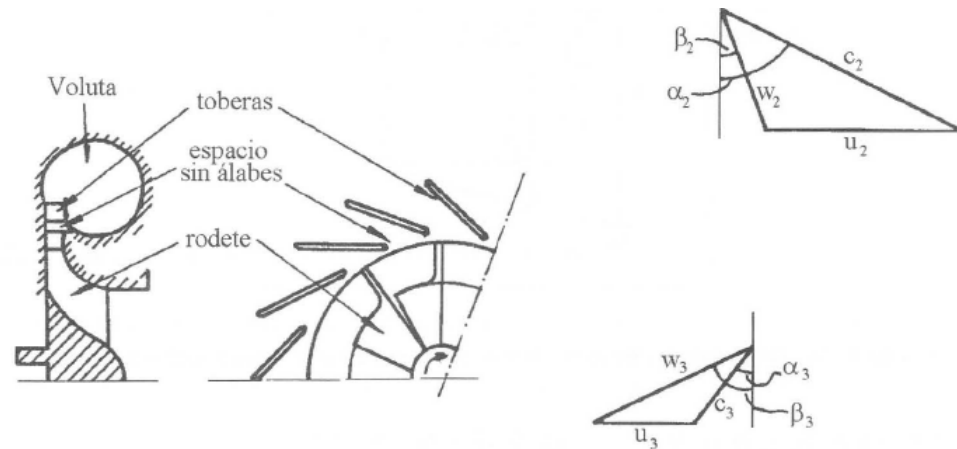


Figura 1.3: Esquema de una turbina radial centrípeta [7].

El corto espacio sin álabes entre las toberas y el rotor impide que rocen entre sí y permite que el flujo se haga más uniforme antes de incidir en los álabes del rotor. La transferencia de energía sólo tiene lugar en el rotor, que como hemos mencionado, debe diseñarse para que la energía cinética del flujo a su salida sea mínima.

El funcionamiento de estas turbinas se basa en la transferencia de energía del fluido al rotor al pasar de un radio grande a un radio pequeño. Para la producción de trabajo, el producto uc_θ a la entrada del rotor debe ser mayor que a la salida del mismo, como podemos apreciar en la Ecuación de Euler que posteriormente analizaremos:

$$\dot{W} = \dot{m} (u_1 c_{1\theta} - u_2 c_{2\theta}) = \dot{m} W . \quad (1.1)$$

Esto se consigue normalmente creando una gran componente tangencial de velocidad a la entrada del rotor, mediante toberas sin álabes o con álabes, Figura 1.4, y una pequeña o nula componente tangencial del flujo a la salida.

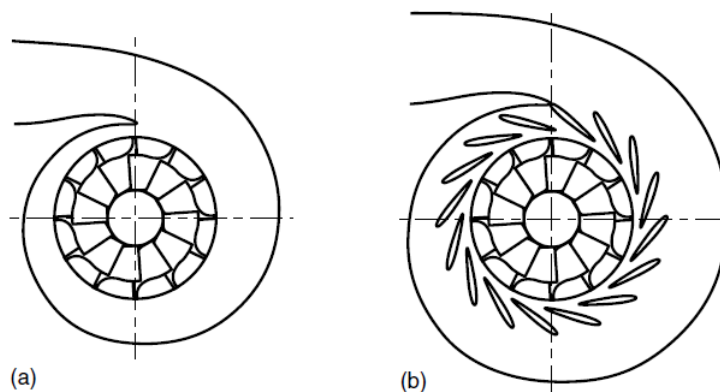


Figura 1.4: Turbina radial sin álabes (a) y con álabes (b) [2].

1.2.2. Termodinámica

Al pasar a través de la turbina, el fluido disminuye su velocidad periférica por tratarse de una máquina centrípeta, $u_1 > u_2$, mientras que en los álabes del estator, que corresponde a la etapa 0-1, el fluido se expande y aumenta su energía cinética, es decir, su velocidad absoluta; así como la presión disminuye. En el rotor, etapa 1-2, disminuye la entalpía y la presión, $h_1 \gg h_2$ y $p_1 \gg p_2$; pero aumenta la velocidad relativa debido a la expansión $w_2 \gg w_1$.

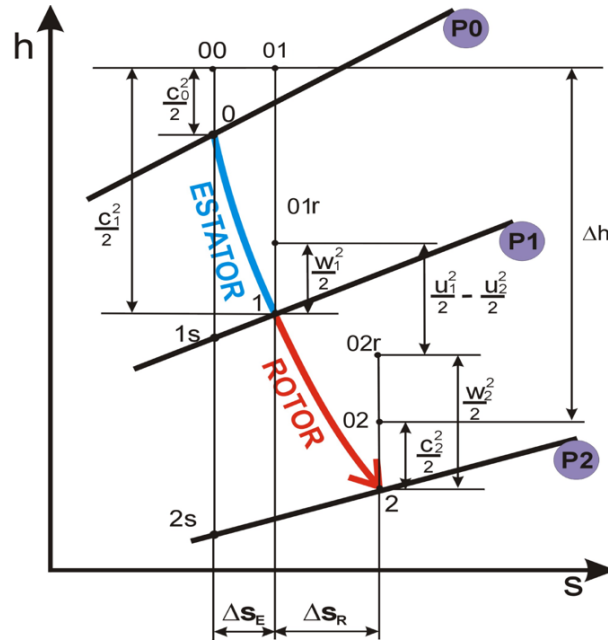


Figura 1.5: Diagrama h-s de la evolución del fluido en una turbina radial centrípeta [13].

Aplicando la ecuación de la energía y haciendo uso del diagrama h-s, Figura 1.5, podemos obtener las siguientes ecuaciones en el estátor y en el rotor. Asumiendo en todo momento una interpretación idealizada de las etapas al considerar nula la transferencia de calor, es decir, al tratar todos los procesos adiabáticamente.

- Estátor: proceso de expansión adiabático en el que no se realiza trabajo

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}, \quad h_{00} = h_{01}. \quad (1.2)$$

- Rotor

- Observador fijo: proceso adiabático en el que se realiza trabajo

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} = h_2 + \frac{c_2^2}{2} + W, \quad W = h_{01} - h_{02}. \quad (1.3)$$

- Observador móvil

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}, \quad h_{01R} = h_{02R} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}. \quad (1.4)$$

$$W = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}. \quad (1.5)$$

El último término de la expresión anterior, conocida como la segunda forma de la Ecuación de Euler, representa la contribución de los efectos centrífugos al trabajo desarrollado por la máquina. Esta contribución es positiva cuando $u_1 > u_2$, es decir, cuando la turbina es centrípeta, mientras que en las turbinas axiales $u_1 = u_2$, ya que la componente radial de la velocidad es comparativamente nula frente a la componente axial.

Finalmente podemos postular la primera forma de la ecuación fundamental de las turbomáquinas o ecuación de Euler, derivada de plantear la conservación del momento cinético en un tubo de corriente, [13]:

$$\dot{W} = \dot{m} (u_1 c_{1\theta} - u_2 c_{2\theta}) = \dot{m} W. \quad (1.6)$$

Donde u_1 y u_2 son las velocidades periféricas de entrada y salida:

$$u_1 = \omega r_1, \quad u_2 = \omega r_2. \quad (1.7)$$

Así mismo, la deflexión de la corriente a su paso por los álabes disminuye en menor medida la presión en la cara cóncava que en la cara convexa. La fuerza resultante debida a la diferencia de presiones entre ambas caras del álabe es el origen del par motor. El producto de este par motor por la velocidad angular será la potencia desarrollada por la máquina, que coincidirá con el valor obtenido por la Ecuación de Euler.

El trabajo obtenido procede por una parte de la disminución de energía cinética del fluido que atraviesa el rotor, y por otra, de la ecuación de la disminución de entalpía del fluido, esto es, la energía cedida al rotor por la expansión que tiene lugar en el mismo.

1.2.3. Análisis de la Velocidad

En las turbomáquinas, para facilitar su descripción, es común utilizar un sistema de coordenadas polares cilíndricas alineadas con el eje de rotación. En general, el flujo en un turbocompresor tiene componentes de velocidad a lo largo de los tres ejes, las cuales varían en todas direcciones.

Sin embargo, para simplificar el análisis, se suele asumir que el flujo no varía en la dirección tangencial y por tanto se mueve a través de la máquina por superficies de flujo axilsimétricas, Figura 1.6.

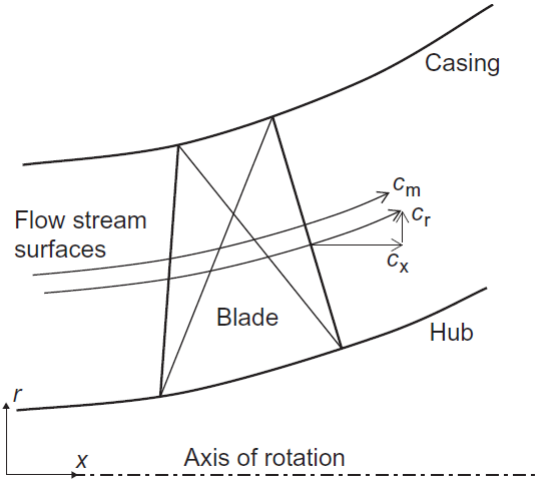


Figura 1.6: Vista meridional de una turbomáquina [4].

La componente de la velocidad a lo largo de la superficie de flujo axilsimétrica es conocida como la velocidad meridional:

$$c_m = \sqrt{c_x^2 + c_r^2}. \quad (1.8)$$

En máquinas con flujo puramente axial, el radio de la trayectoria del flujo es constante, y por tanto, la velocidad radial será cero: $c_m = c_x$. De forma similar, en máquinas de flujo puramente radial la velocidad axial será nula y $c_m = c_r$. De esta manera, la velocidad del flujo total estará compuesta por las componentes meridional y tangencial y obedecerá la siguiente expresión:

$$c = \sqrt{c_x^2 + c_r^2 + c_\theta^2} = \sqrt{c_m^2 + c_\theta^2}. \quad (1.9)$$

El ángulo tangencial o swirl, es el ángulo entre la dirección del flujo y la dirección meridional:

$$\alpha = \tan^{-1}(c_\theta/c_m). \quad (1.10)$$

Velocidades Relativas

El análisis del campo fluido dentro del rotor se lleva a cabo en un marco de referencia estacionario relativo a los álabes, mientras que en el marco absoluto de referencia será no estacionario, facilitando de este modo los cálculos.

Por ello, el uso de las velocidades relativas y cantidades relativas de flujo es fundamental en el estudio de las turbomáquinas.

La velocidad relativa w es el vector substraído de la velocidad local del álabe u de la velocidad absoluta del flujo c , como muestra la Figura 1.7.

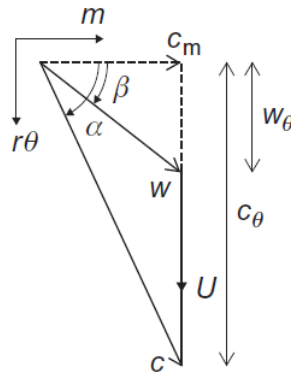


Figura 1.7: Triángulo de velocidades [4].

El álabe posee velocidad solo en la dirección tangencial, y por tanto, las componentes de la velocidad relativa pueden ser escritas del siguiente modo:

$$w_\theta = c_\theta - u, \quad w_x = c_x, \quad w_r = c_r. \quad (1.11)$$

El ángulo de flujo relativo es el ángulo entre la dirección del flujo relativo y la dirección meridional:

$$\beta = \tan^{-1}(w_\theta/c_m). \quad (1.12)$$

Combinando las ecuaciones 1.10, 1.11, y 1.12 podemos encontrar una relación entre el ángulo relativo y absoluto del flujo:

$$\tan \beta = \tan \alpha - u/c_m. \quad (1.13)$$

1.2.4. Propiedades del flujo en el rotor

A lo largo de estas últimas décadas de investigación, el conocimiento del campo fluido a través de los álabes del rotor se ha ido incrementando gradualmente. Desde información procedente de turbinas radiales de baja velocidad, generalmente puestas a prueba en modelos a gran escala, hasta de turbinas de alta velocidad, donde se requiere el uso de técnicas láser para la medida de velocidades.

Adicionalmente, estas medidas experimentales se complementan con predicciones del campo fluido usando las ecuaciones de Navier-Stokes. Método que ha de analizarse con precaución debido a cuestiones como la geometría, el mallado, las condiciones de contorno, el modelo de turbulencia, etc. No obstante, resultan de gran ayuda para dar una visión más completa del campo fluido que la que proporcionan las medidas experimentales.

A continuación, para el análisis del flujo dividimos el rotor en dos regiones: una región de entrada donde el plano meridional del flujo se encuentra mayoritariamente en la dirección radial, y una región de salida donde prima la dirección axial, [1].

Región de entrada

En cuanto a los términos influyentes en el diseño de la turbina predominan el giro del flujo tangencial en la entrada y la incidencia negativa en el punto de máxima eficiencia que éste implica.

El acuerdo general de la comunidad radica en que el ángulo de incidencia óptima se encuentra en la región comprendida entre -20° y -40° , pese a ello, éste ángulo sólo puede obtenerse a partir de asumir unos determinados valores de pérdidas, choque y desviación. Además de tener en cuenta la fuerza de Coriolis, fenómeno causante de producir desviación (deslizamiento) en el flujo de máquinas radiales en contra de la dirección de giro, Figura 1.8.

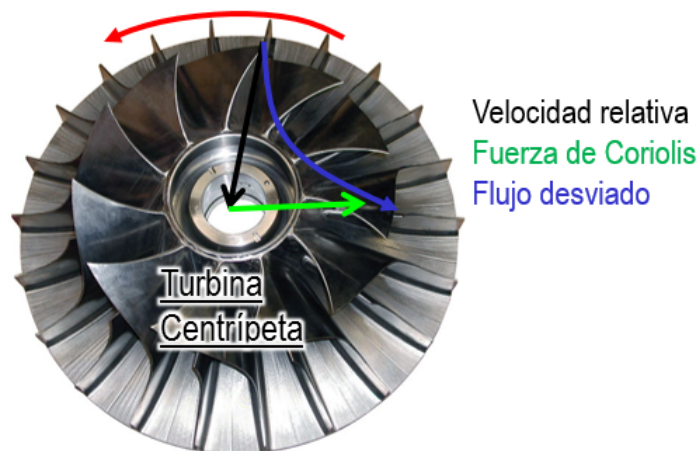


Figura 1.8: Fuerza de Coriolis, [13].

Podemos observar parte del trabajo realizado por Woolley y Hatton, [17] en la Figura 1.9, donde se muestran los resultados de un experimento que realizaron para estudiar el campo fluido a la entrada del rotor.

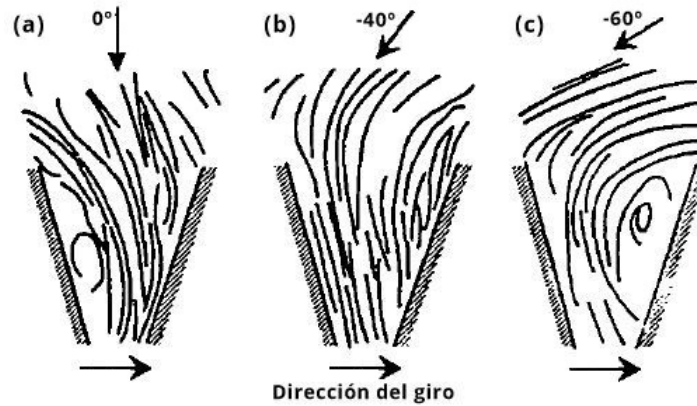


Figura 1.9: Líneas de flujo en un rotor a varios ángulos de incidencia, [17].

La distribución de flujo más uniforme se corresponde para el caso (b), donde el ángulo de incidencia es de -40° . No obstante para los restantes casos, observamos burbujas de recirculación del flujo en la cara de succión del álabe para el caso (a) y en la cara de presión en el caso del ángulo de incidencia más negativo (c).

Si la circulación es suficientemente grande, el flujo se separará y se estancará en las caras de presión de los álabes, esto pasará para grandes ángulos negativos de incidencia. Ángulos de incidencia positivos o nulos reducirían la fuerza de la circulación y reducirían esta tendencia, pero también reducirían el gradiente de presión a través del pasaje y harían más probable la separación del flujo en la cara de succión.

Usualmente se sugería que el ángulo de incidencia óptimo podía ser predicho utilizando correlaciones del factor de deslizamiento derivadas de compresores centrífugos. Por ejemplo, en [1], se muestra la predicción que realizó Stanitz en 1952 del factor de deslizamiento $\mu = c_{\theta 2}/u_2$ como una función del número de álabes Z :

$$\mu = 1 - 0,63\pi/Z . \tag{1.14}$$

Se investigó la precisión que mostraba como correlación examinando los datos de pruebas realizadas con turbinas, y en muchos casos la correlación resultó predecir un número de álabes mucho mayor que las que realmente se usaban.

Jamieson obtuvo otro criterio para obtener el número mínimo de álabes necesario para evitar la separación del flujo en la superficie de los álabes.

$$Z_{min} = 2\pi \tan \alpha_2 . \tag{1.15}$$

No obstante, esta correlación también proporciona más álabes de los que normalmente se usan.

Por ello, Glassman propuso una relación puramente empírica (α_2 en grados):

$$Z_{min} = \frac{\pi}{30}(110 - \alpha_2) \tan \alpha_2 . \quad (1.16)$$

Sin embargo, en general, el coeficiente de carga provee unas bases más racionales para estimar el ángulo de incidencia óptimo y evita la necesidad de usar ningún parámetro empírico salvo la elección de los coeficientes de carga y de flujo.

El coeficiente de carga refleja la variación de presión y temperatura a través de la turbomáquina, y se expresa a partir de la velocidad periférica de entrada y de la ecuación de Euler:

$$\psi = \frac{\Delta h_0}{u_1^2} = \frac{c_{\theta 1}}{u_1} - \varepsilon \frac{c_{\theta 2}}{u_1} . \quad (1.17)$$

Donde $\varepsilon = r_2/r_1$ es la relación de radios en el rotor. Pero además, como el swirl de salida suele ser pequeño, el segundo término en la Ecuación 1.17 es despreciable frente al primero por lo que el factor de carga se aproxima de la siguiente manera, [1]:

$$\psi = \frac{c_{\theta 1}}{u_1} . \quad (1.18)$$

El coeficiente de flujo es un parámetro que refleja el efecto del flujo másico y de la velocidad periférica sobre la turbomáquina y se define en términos de la velocidad de salida meridional, también adimensionalizada con la velocidad del álabe de entrada:

$$\phi = \frac{c_{1m}}{u_1} . \quad (1.19)$$

Finalmente, podemos relacionar estos factores con el ángulo relativo de entrada al rotor β_1 , donde $v = c_{m1}/c_{m2}$ es la relación de velocidades meridionales del rotor:

$$\psi = \frac{c_{\theta 1}}{u_1} = 1 + v\phi \tan \beta_1 . \quad (1.20)$$

La Figura 1.10 muestra una correlación de la eficiencia en turbinas radiales con estos coeficientes, además de relacionarla con la inercia de la turbina. Donde el factor de flujo está representado en el eje de abscisas como 'flow coefficient', y el factor de carga se corresponde con el 'stage loading coefficient' en el eje de ordenadas.

Por tanto, el 'stage loading' y el 'flow coefficient' son expresiones adimensionales de la potencia de salida y de la capacidad del flujo, y los contornos de eficiencia son observaciones empíricas basadas en un amplio rango de turbinas estudiadas.

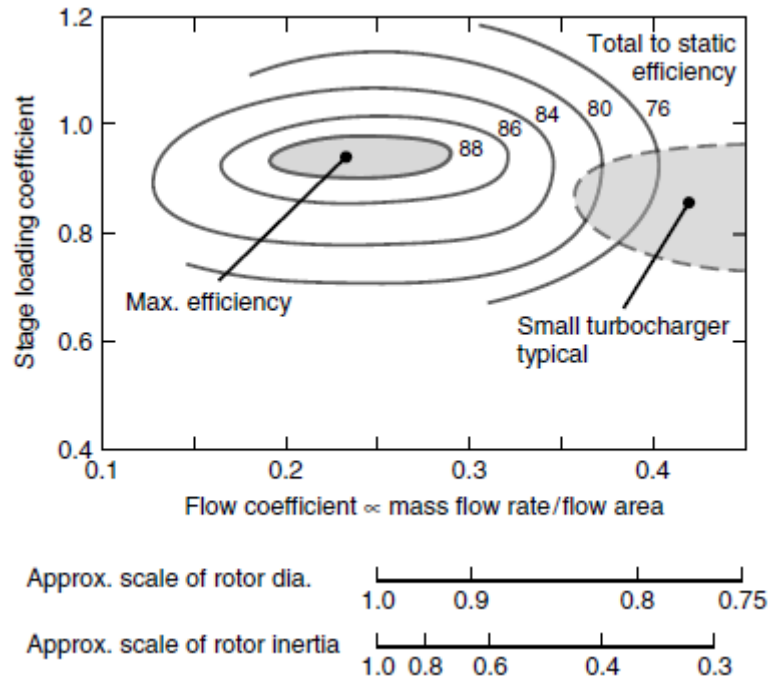


Figura 1.10: Características operativas de una turbina [2].

Basándonos en estos resultados, las turbinas radiales diseñadas con un coeficiente de flujo alrededor de 0.25 proporcionan la máxima eficiencia, no obstante, las turbinas para pequeños turbocompresores son diseñadas para valores mucho mayores de coeficiente de flujo, como vemos representado en la zona gris de la derecha rodeada por una línea a trazos.

Como el coeficiente de flujo es proporcional al ratio de gasto másico por unidad de gasto de área, necesariamente las turbinas han de ser más pequeñas para el mismo tamaño de motor. Para recalcar este punto, podemos ver en la parte inferior de la figura, unas escalas aproximadas del tamaño del rotor de una turbina y la inercia. Aquí, el caso de referencia es una turbina diseñada para un coeficiente de flujo de 0.25 donde se consigue la máxima eficiencia.

Alternativamente, la elección de un coeficiente de flujo de 0.4 conllevaría un diámetro de aproximadamente un 80 por ciento y una inercia menor de un 40 por ciento respecto al caso de referencia. Se suelen realizar mayores sacrificios en eficiencia para conseguir menor inercia. La demanda de durabilidad en entornos con fluidos a elevadas temperaturas también impone restricciones en el diseño de los álabes del rotor, por lo que la eficiencia aerodinámica se ve limitada [2].

Región de salida

En la región de salida del rotor el flujo toma principalmente las direcciones axial y tangencial, esto origina una aceleración de Coriolis en la dirección radial que tiende a mover el fluido en sentido contrario a la dirección de giro de la turbina, Figura 1.8.

Existe, además, la aceleración que actúa transversalmente entre las superficies del álabe como resultado del giro del flujo en la dirección tangencial. Este es exactamente el mismo mecanismo que el existente en los pasajes entre álabes de las turbinas axiales. El resultado neto de estas fuerzas es un complejo desarrollo del flujo secundario en esta región, que resulta en distribuciones no uniformes del coeficiente de carga y de la velocidad del flujo en los bordes de salida de los álabes.

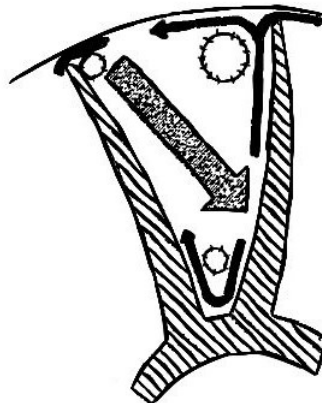


Figura 1.11: Esquema de los flujos secundarios, [1].

En la Figura 1.11 podemos observar la interacción de Coriolis, los flujos de curvatura y de pérdidas en las puntas (tip leakage). La pérdida de presión de estancamiento, medida en un plano inmediatamente adyacente al borde de salida, muestra claras evidencias de altas pérdidas en la superficie de succión. Además de reflejar un gran remolino de salida cerca de la punta, lo que indica considerables giros del flujo en esta región, pero muy pequeños valores de turbulencia en el resto del pasaje.

Por lo que podemos afirmar con seguridad, la existencia de importantes desviaciones en el ángulo del flujo a la salida del rotor, además de que este ángulo de desviación varía tanto en la dirección radial como en la dirección circunferencial.

1.3. CFD en turbomaquinaria

Durante los últimos años, los investigadores han centrado sus esfuerzos en intentar entender los procesos fluidodinámicos que se dan en el interior de una turbomáquina. Estos estudios pueden realizarse de dos formas distintas: experimental o computacional.

Siendo hoy en día el cálculo computacional una herramienta muy versátil y funcional, cada vez más investigadores optan por usar el CFD para analizar el comportamiento del flujo en el interior de la turbina.

A continuación, expondremos una breve explicación sobre el software utilizado y la teoría necesaria para entender posteriormente los parámetros impuestos en la configuración de los casos de estudio.

1.3.1. ¿Qué es STAR-CCM+?

El programa utilizado, STAR-CCM+, es mucho más que un programa para CFD, abarca un gran abanico de procesos de ingeniería para la solución de problemas relacionados con el flujo (líquidos o sólidos), transferencia de calor y tensión.

Dispone, además, de una tecnología automática de mallado muy intuitiva, capaz de generar volúmenes de control poliédricos o hexahédricos ofreciendo en todo momento un equilibrio entre velocidad, control y precisión.

En cuanto a los modelos físicos disponemos también de libertad para elegir en cada momento lo más conveniente:

- Solvers: Segregated, Coupled y Finite volume solid stress.
- Time: Steady state, Implicit and explicit unsteady y Harmonic balance.
- Turbulence: RANS, RSM, LES/DDES y Laminar-turbulent transition.
- Compressibility: Ideal gas y Real Gas.
- Heat Transfer: Conjugate Heat Transfer, Multiband and gray thermal surface to surface radiation, Solar radiation y Discrete ordinates radiation (DOM) including participating media.

1.3.2. Mallado

El primer paso en la aplicación de la dinámica de fluidos computacional, consiste en la discretización espacial del dominio para posteriormente calcular sobre la misma la aproximación numérica de los flujos convectivos y difusivos, así como las fuentes.

Los mallados no estructurados ofrecen gran flexibilidad en el tratamiento de geometrías complejas, su principal ventaja reside en que los triángulos (2-D) o los tetraedros (3-D), se pueden generar automáticamente, independientemente de la complejidad del dominio. En la práctica, es necesario determinar unos parámetros adecuados para obtener una buena calidad de malla. Además, el tiempo requerido por una computadora para generar un mallado no estructurado es mucho menor que el que requiere para uno estructurado.

Otra ventaja de este tipo de metodología es que la solución obtenida depende del refinamiento que se realice de la malla. No obstante, una desventaja de este tipo de mallado es el espacio que la malla ocupa en una computadora, es decir, requieren más memoria que los mallados estructurados.

EL software STARCCM+ pone a nuestra disposición los siguientes malladores de volumen:

- Trimmed Mesher: Genera una malla de volumen mediante la reducción de una malla de hexaedro con la plantilla de la superficie de la geometría.
- Polyhedral Mesher: Genera una malla de volumen compuesta por células en forma de poliédros.
- Tetrahedral Mesher: Genera una malla de volumen que se compone de células con forma tetraédrica.
- Prism Layer Mesher: Añade capas de células prismáticas próximas a los límites de la pared.
- Advancing Layer Mesher: Crea una malla de volumen compuesta por capas de células prismáticas próximas a los límites de la pared y una malla poliédrica en los restantes lugares.
- Extruder Mesher: Genera una región de malla extruida a partir de una capa previamente mallada por uno de los malladores de volumen principales.
- Thin Mesher: Genera una malla de volumen en capas prismáticas ideal para geometrías delgadas.
- Generalized Cylinder Mesher: Genera una malla de volumen adecuada para las regiones cilíndricas alargadas.

Los modelos de mallado controlan la construcción de las mallas de superficie y volumen, y los modelos físicos definen el comportamiento de los materiales especificados en respuesta a las condiciones impuestas en ellas.

1.3.3. Modelos de Turbulencia

Los modelos de turbulencia se pueden clasificar en base al coste computacional de cálculo, lo que se corresponde con la gama de escalas modeladas en comparación con las escalas que se calculan, es decir, que se resuelven. A más escalas turbulentas que se resuelvan, más fina será la resolución de la simulación, y por lo tanto mayor será el coste computacional. Si la mayoría o todas las escalas de turbulencia no se modelan, el coste computacional es muy bajo, pero la desventaja radica en la severa disminución de la exactitud, [3].

Modelos computacionales para el cálculo de la turbulencia:

- **Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS):** Los modelos RANS se basan en la promediación de las ecuaciones del fluido, para lo cual todas las magnitudes se sustituyen por la suma de su valor medio y una componente fluctuacional. Después de promediarlas se obtienen términos adicionales que requieren la adición de otras ecuaciones para cerrar el sistema. En todos los casos la dificultad para el cierre del sistema de ecuaciones se deriva de la elección de ecuaciones para representar el tensor τ_{ij} que engloba las tensiones turbulentas de Reynolds.
 - Modelo $k - \varepsilon$: incorpora dos ecuaciones de balance en derivadas parciales que interrelacionan la energía cinética del fluido turbulento k y su velocidad de disipación ε al sistema de ecuaciones del fluido.
 - Modelo $k - \omega$: también emplea dos ecuaciones que interactúan, en este caso la energía cinética del fluido turbulento k y la disipación específica ω .

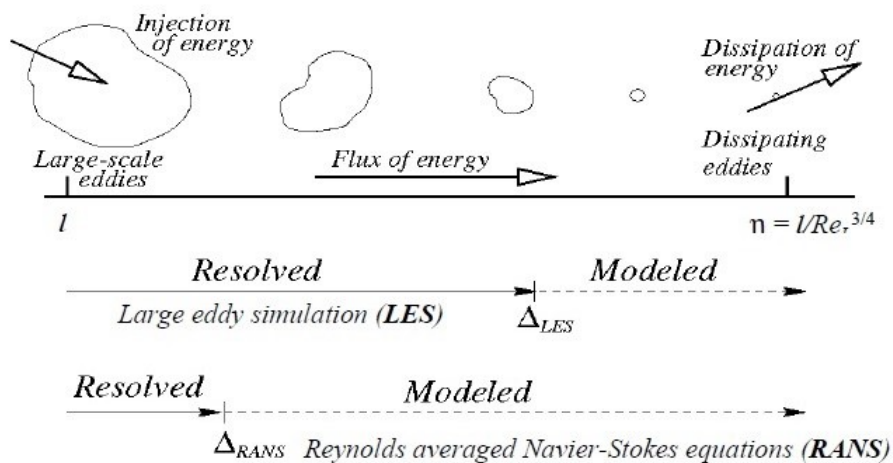


Figura 1.12: Modelos de turbulencia, [6].

– Shear Stress Transport (SST): combina la robustez y precisión de la formulación del modelo $k-\omega$ en la región cercana a la pared con la independencia del flujo libre del modelo $k-\varepsilon$ en el campo lejano. En este modelo de turbulencia, se tiene en cuenta el principal tensor de cizallamiento turbulento, lo que permite obtener una respuesta correcta frente a los gradientes de presiones adversos.

- **Large Eddy Simulations (LES):** El modelo LES se basa en resolver explícitamente los grandes remolinos, por lo que sólo es preciso modelar los remolinos de las escalas más pequeñas: esto predispone una solución de mayor precisión ya que las pequeñas escalas son normalmente más isotrópicas y se ven menos afectadas por los efectos macroscópicos del fluido.
- **Detached Eddy Simulation (DES):** Esta técnica trata de aprovechar los puntos fuertes de los modelos RANS y LES, ya que los modelos RANS son muy eficientes cerca de la capa límite pero no se comportan tan bien en las regiones alejadas de ella, mientras que los modelos LES son adecuados para regiones de flujo libre.

Debido al hecho de que las turbomáquinas son complejos sistemas fluido-dinámicos en los que aparecen gradientes de presión adversos y separación del flujo, se suele utilizar el modelo de turbulencia SST.

1.3.4. Solvers

Es necesario mencionar las diferencias existentes entre los distintos tipos de solvers utilizados con más frecuencia, así como la importancia de la dependencia con el tiempo de las condiciones de contorno.

El solver puede ser estacionario o transitorio. En un solver estacionario, no incluimos los términos de las ecuaciones relacionados con la variación temporal, mientras que en uno transitorio sí.

Si utilizamos un modelo de malla deslizante, el solver deberá ser transitorio; sin embargo, en una simulación transitoria las condiciones de contorno pueden ser estacionarias o en función del tiempo dependiendo de si la turbina es analizada bajo condiciones de flujo estacionario o pulsante.

Capítulo 2

Método Experimental

Para validar los resultados obtenidos computacionalmente mediante CFD es preciso disponer previamente de medidas obtenidas experimentalmente en un banco de ensayos. Estas medidas utilizadas se corresponden con las obtenidas por Galindo et al. [5], utilizando por tanto su caso de estudio como referencia para las simulaciones.

A continuación mostramos la metodología experimental empleada, así como los resultados obtenidos para posteriormente calibrar las simulaciones.

2.1. Disposición del experimento

En la Figura 2.1 podemos ver la configuración final del soporte experimental, donde se usó un motor de camión como generador para la turbina. Su cigüeñal estaba conectado a un motor asíncrono reversible, capaz de frenar o suministrar potencia al motor para que la temperatura a la entrada de la turbina pudiera ser controlada por la cantidad de combustible inyectado sin importar la velocidad de giro del motor.

El gasto másico se midió a la salida del compresor y de la turbina, así como a la entrada del motor. El motor también contaba con un sensor del ratio de combustible consumido, y un sensor blow-by de flujo, para así conocer en todo momento la composición de los gases que circulaban por la turbina. Además, era posible disponer de una medida redundante del ratio de flujo de la turbina cuando las válvulas de escape del motor estaban totalmente cerradas.

El gasto másico a la salida del compresor y a la entrada del motor se medía mediante caudalímetros de hilo caliente, mientras que el sensor a la salida de la turbina consistía en un diferencial de presión, un caudalímetro con forma de V-cono.

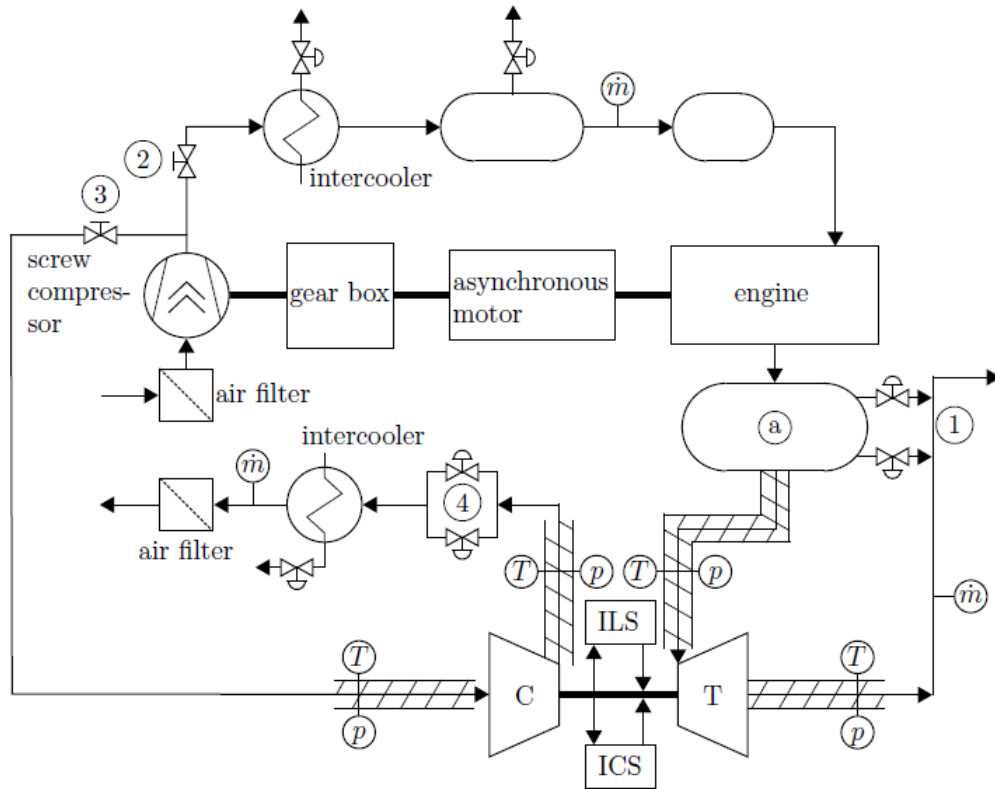


Figura 2.1: Esquema del experimento [14].

Las sondas de presión y temperatura se situaban seis diámetros alejados de la entrada y salida del compresor y turbina. En cada uno de esos planos de medida existían dos transductores piezorresistivos para realizar medidas de presión. En la parte del compresor las temperaturas fueron tomadas mediante dos termopares tipo-K, mientras que en el lado de la turbina mediante cuatro termopares.

Mostramos en la Tabla 2.1 la precisión de los dispositivos de medida utilizados en el experimento.

Variable	Tipo de sensor	Precisión
Presión del gas	Piezorresistivo	± 2500 Pa
Temperatura del gas y del metal	Termopar tipo-K	± 2.2 K
Gasto másico gas	V-cone	± 0.5 %
Presión del aceite	Piezorresistivo	± 2500 Pa
Temperatura del aceite	RTD	± 0.15 K
Gasto másico aceite	Coriolis	± 0.1 %

Tabla 2.1: Precisión de los sensores [14].

Debido al reducido tamaño de la turbina del turbocompresor, no fue posible la adquisición de variables internas del fluido. Por lo que solamente están disponibles las medidas globales del fluido: ratio de presiones, flujo másico reducido, velocidad rotacional y salto de entalpías entre la entrada y la salida de la turbina:

$$N_{red} = \frac{N}{\sqrt{T_{t, in}}}, \quad \dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_t}}{p_t}, \quad \pi_t = \frac{p_{t, in}}{p_{t, out}}, \quad \eta = \frac{T_{t, in} - T_{t, out}}{T_{t, in} - T_{s, out}}. \quad (2.1)$$

Así como la relación cinemática (BSR), expresión del rendimiento de la máquina en turbinas radiales:

$$\sigma = \frac{u_1}{c_{ss}}, \quad c_{ss} = \sqrt{2 Cp T_{0t} \left(1 - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}. \quad (2.2)$$

Cabe mencionar la incertidumbre existente producida por la posición de los álabes de la tobera de la turbina de geometría variable (TGV) al comparar las mediciones y las simulaciones. Esto es debido a que el sistema de posicionamiento de los álabes presentaba algo de holgura en el mecanismo, lo que introdujo cierta incertidumbre en la posición real que se estaba probando.

2.2. Datos obtenidos

A continuación, en la Figura 2.2, podemos ver representados las medidas pertenecientes a la turbina realizadas por Serrano et al. [14], además de los resultados conseguidos por el modelo de turbina descrito en el trabajo realizado con anterioridad por Arnau et al. [12].

El modelo consta de cinco puntos para cada línea de velocidad en condiciones normales de operación, elevada potencia de turbina y bajo BSR; a su vez, es capaz de predecir la eficiencia y el flujo másico para grandes BSRs. Por ello, las líneas obtenidas con el modelo pueden ser entendidas como una guía para alcanzar los resultados del experimento.

En las subfiguras (a), (c) y (e) representamos la eficiencia de la turbina frente a un rango de BSR comprendido entre 0,3 y 1,3. Mientras que en (b), (d) y (f) se muestra el gasto másico frente a la relación de presiones en la turbina. Precisamente en estas figuras podemos ver que fue posible medir a muy bajos gastos másicos de turbina para cada velocidad particular. Las discontinuidades medidas a elevados \dot{m}_{red} en (c) y (f) para la TGV a una apertura del 80% son debidas al desprendimiento del IGV.

En cuanto al margen de error obtenido para cada medida experimental podemos observar que resulta considerable para los casos estudiados a 1710 rpm/ $K^{0.5}$, no obstante a medida que aumentamos la velocidad se produce una reducción de este error que podemos comprobar con la subfigura (e), donde el error ha disminuido apreciablemente.

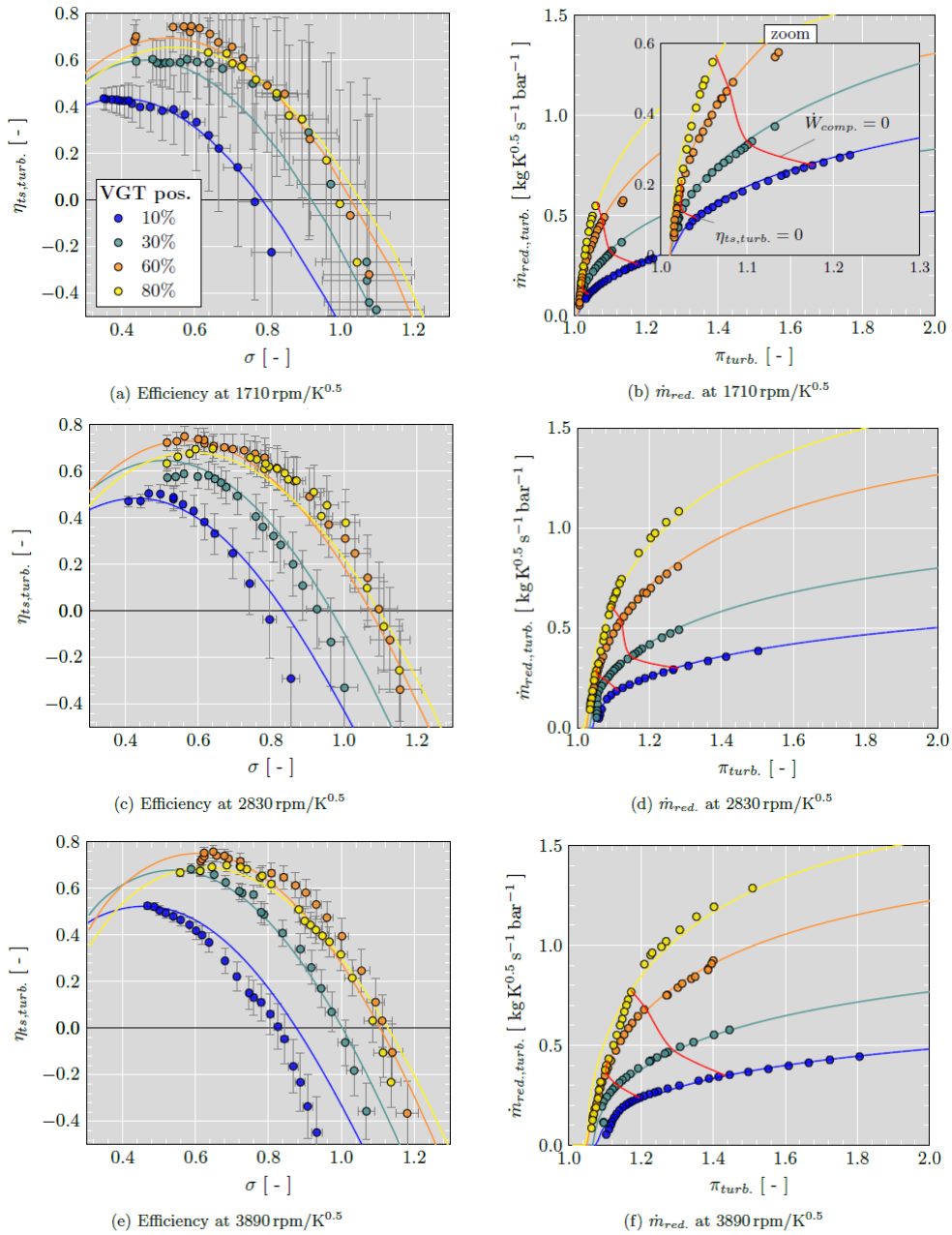


Figura 2.2: Mapas de turbina [14].

Capítulo 3

Simulación

3.1. Introducción

Las simulaciones tridimensionales en CFD se han realizado utilizando como base una turbina de geometría variable (TGV), lo que nos mejora la eficiencia global y nos permite tener un mayor rango de aplicación. Esta turbina pertenece a la familia de los turbocompresores radiales Garrett GT15, Figura 3.1.



Figura 3.1: GT1549 turbocompresor Garrett.

El objetivo principal de este capítulo es analizar y optimizar la configuración necesaria para una simulación CFD en 3D de una turbina radial, concretamente, utilizando el software STARCCM+.

A continuación, entraremos en detalle en el dominio computacional, las condiciones de contorno impuestas, la estrategia de mallado y los modelos solución utilizados.

Para el análisis computacional es preciso dividir la turbina en regiones, donde cada una cuenta con una configuración determinada, ya que existen zonas donde el estudio del flujo es mucho más importante que otras. Por ello, distinguimos cuatro regiones: inlet, stator, rotor y outlet, Figura 3.2:

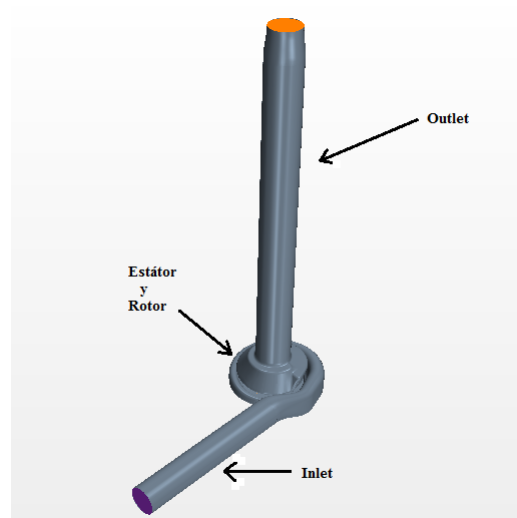


Figura 3.2: Partes de la geometría.

Respecto a la turbina simulada cabe mencionar que se realizaron una serie de modificaciones, respecto a la geometría original, con el fin de obtener casos convergidos con eficiencias negativas, además de con muy poco gasto másico reducido. Estas modificaciones consistieron en alargar el conducto de salida y realizar el último tramo de la sección convergente.

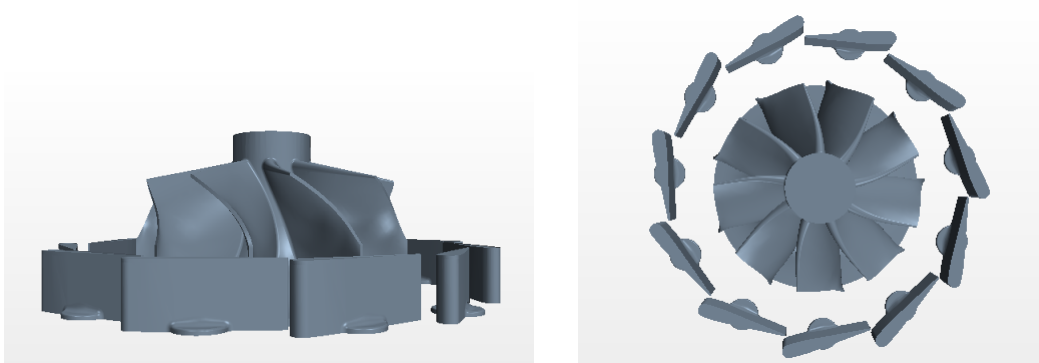


Figura 3.3: Estator y Rotor.

De este modo, se pueden independizar las condiciones de mallado, así como imponer fácilmente las condiciones iniciales a la entrada y salida o los modelos utilizados para el cálculo computacional.

3.2. Geometría

En esta sección expondremos, primeramente, el sistema de referencia utilizado para desplazar la posición de los álabes del estator. La justificación de este sistema radica en la necesidad de conocer el ángulo de apertura de la TGV adecuado para cada línea de velocidad, ya que el objetivo de la simulación se centra en validar mediante el primer punto de cada línea, el valor de gasto reducido, y de este modo, comprobar que se trata del mismo punto estudiado.

En la Figura 3.4 mostramos una imagen ampliada de los álabes del estator donde las líneas azules, con el origen en el centro, representan el sistema de referencia impuesto para medir la variación de los ángulos del estator.

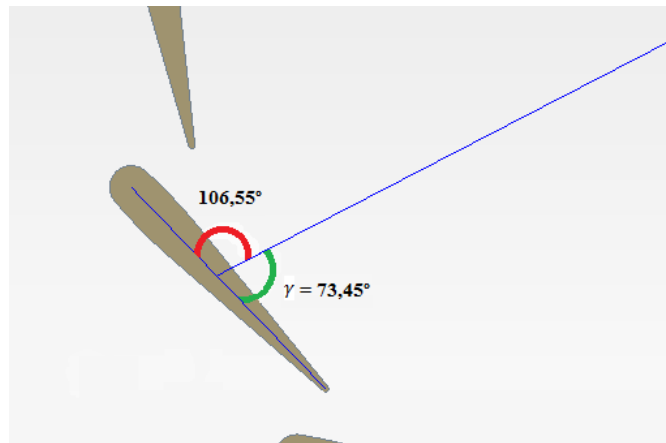


Figura 3.4: Sistema de referencia en el estator.

En la siguiente Tabla 3.1, podemos ver la equivalencia entre el porcentaje de apertura de los álabes y el ángulo impuesto en la simulación en CFD, siendo por tanto, la segunda columna el desplazamiento de los álabes asignado en el programa y la tercera los valores correspondientes al ángulo del metal, calculado como se puede observar en la Figura 3.5.

Posición TGV	Desplazamiento	Ángulo del metal
80 %	20,0°	36,55°
60 %	10,5°	27,05°
30 %	0,5°	17,05°
10 %	-4,9°	11,65°

Tabla 3.1: Equivalencia TGV.

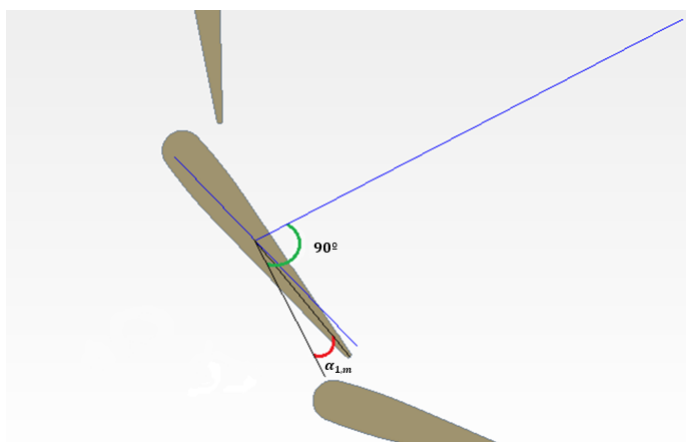


Figura 3.5: Ángulo del metal para el 10%.

Consecuentemente queda mostrado en la figura el cálculo de los distintos ángulos de metal para el estator, que resumido verbalmente equivale a decir que es igual a la diferencia entre el ángulo de 90° y el ángulo formado por γ más el desplazamiento.

A continuación podemos ver en la Tabla 3.2 las cuatro posiciones mencionadas de los álabes del estator: 10%, 30%, 60% y 80%. Donde el 0% indica la posición más cerrada posible de los álabes del estator y el 100% la apertura más amplia del estator.

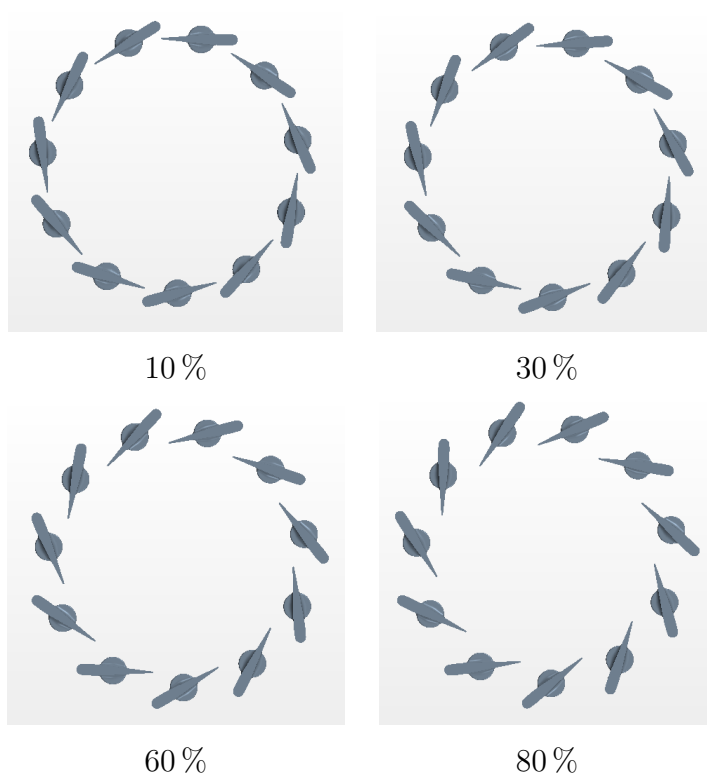


Tabla 3.2: Posición álabes estator.

3.3. Mallado

STAR-CCM+ interpreta una continuidad física como una colección de modelos que representan la sustancia (líquida o sólida) que se está simulando. De acuerdo con las características no espaciales, se puede definir la física continua como independiente de la malla y de las regiones existentes. Los distintos modelos que se pueden activar dentro de un continuo físico determinan si el proceso continuo es tridimensional, si se dispone de un sólido, líquido, o gas y si es estacionario en el tiempo.

En nuestro caso de estudio, utilizamos el aire como gas de estudio, con las principales propiedades impuestas resumidas en la Tabla 3.3.

Propiedades del material	
Viscosidad dinámica	1.855E-5 Pa s
Peso molecular	28.9664 kg/kmol
Calor específico	1003.64 J/kg-K
Conductividad térmica	0.0260305 W/m K
Número de Prandtl turbulento	0.9

Tabla 3.3: Propiedades del aire.

A continuación, podemos observar en la Tabla 3.4 los distintos modelos asignados a cada región de la turbina:

Región	Modelos
Inlet	Generalized Cylinder, Polyhedral Mesher, Prism Layer Mesher y Surface Remesher y Embedded Thin Mesher
Outlet	Generalized Cylinder, Polyhedral Mesher, Prism Layer Mesher y Surface Remesher
Rotor	Polyhedral Mesher, Prism Layer Mesher y Surface Remesher
Stator	Generalized Cylinder, Polyhedral Mesher, Prism Layer Mesher, Surface Remesher y Embedded Thin Mesher

Tabla 3.4: Modelos de mallado.

También son importantes los valores de referencia impuestos para la creación de celdas, entre los más importantes y los que vale la pena incidir destacamos el tamaño base de las celdas, el número de celdas prismáticas y su espesor, el tamaño de superficie mínimo relativo en porcentaje, así como el tamaño de superficie objetivo, también en porcentaje respecto al tamaño base de las celdas.

Región	Base size	Nº of P. L.	P. L. Thickness	Rel. Min Size	Rel. Target Size
Inlet	1.125 mm	12	0.35 mm	30 %	50 %
Outlet	2.25 mm	12	0.5 mm	25 %	80 %
Rotor	1.125 mm	12	0.35 mm	25 %	100 %
Stator	1.125 mm	12	0.35 mm	30 %	50 %

Tabla 3.5: Valores de referencia.

En la Figuras 3.6 y 3.7 podemos observar dos imágenes con la malla final obtenida:

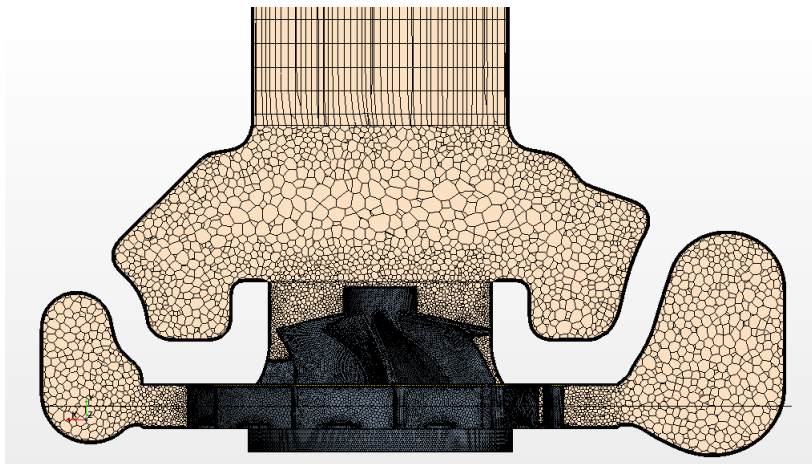


Figura 3.6: Vista frontal de la turbina.

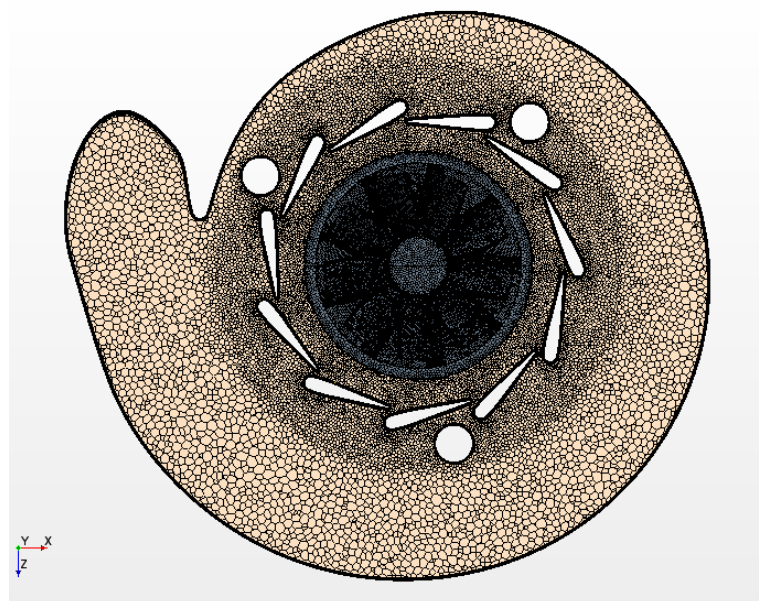


Figura 3.7: Vista en planta del rotor y la voluta.

A continuación consideramos interesante exponer los resultados de las operaciones realizadas en la capas límites del rotor y estator para refinar la malla y aumentar la precisión de los resultados, Figura 3.8:

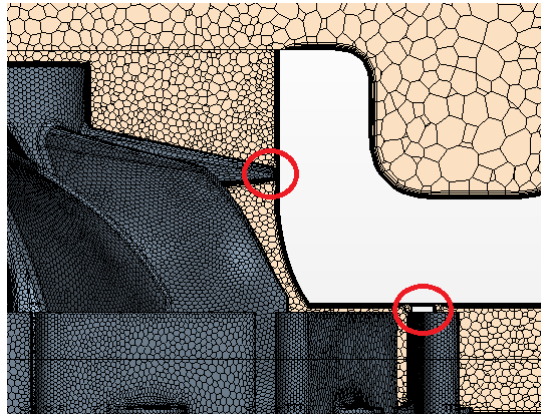


Figura 3.8: Situación de las zonas estudiadas.

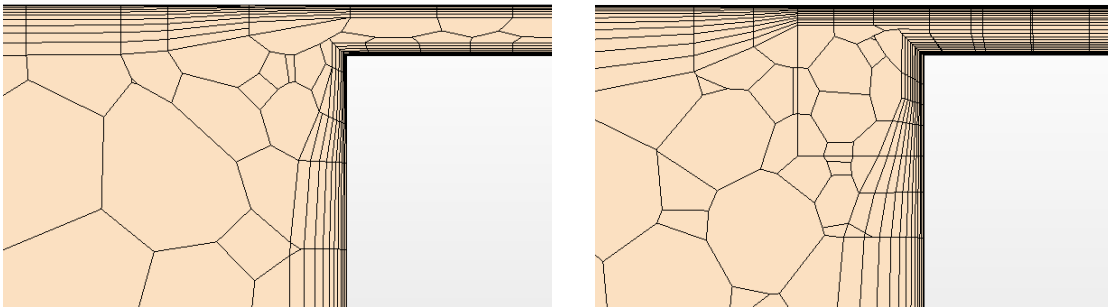


Figura 3.9: Capa límite del estator.

Podemos observar a simple vista la reducción del tamaño de las celdas poliédricas así como el aumento en el número de capas prismáticas.

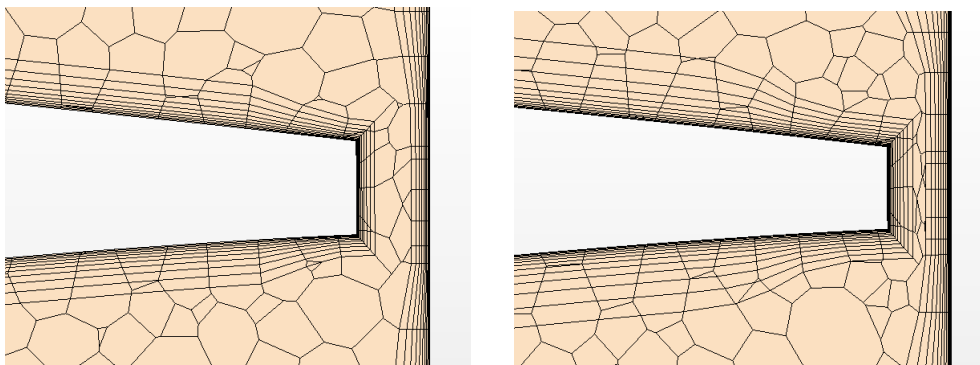


Figura 3.10: Capa límite del rotor.

3.3.1. Estudio del Y^+

En fluidodinámica, la magnitud y^+ es una distancia no dimensional, a menudo utilizada para describir cómo de fina es una malla para un patrón de flujo particular. A su vez, es importante en el modelado de la turbulencia para determinar el tamaño apropiado de las celdas cerca de las paredes del dominio. Donde el valor de y^+ se calcula a partir de la distancia a la pared, la velocidad de fricción y la viscosidad cinemática, Ecuación 3.1:

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} \quad (3.1)$$

En las sucesivas imágenes mostraremos el resultado de refinar y optimizar la malla para obtener valores aceptables de esta magnitud. Teniendo en cuenta que se utilizó la velocidad de la corriente libre y los datos del aire para estimar la distancia a la pared necesaria, para obtener un valor de y^+ deseado a una cierta longitud de la capa límite.

Pondremos como ejemplo varios casos estudiados para dejar constancia de los rangos de y^+ con los que tratamos. Con el fin de situarnos mostramos la Figura 3.11, donde aparecen señalados los casos pertenecientes al 10% de TGV de los que hemos extraído las imágenes siguientes.

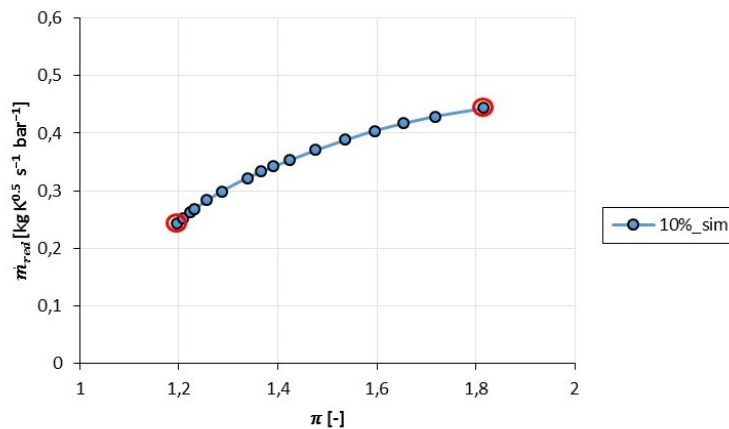


Figura 3.11: Casos estudiados del 10% de TGV.

Para empezar, en la Figura 3.12, vemos representadas distintas partes de la turbina con los correspondientes valores de y^+ . Esta primera imagen se corresponde con el punto de menor gasto másico reducido de la apertura del estator al 10%:

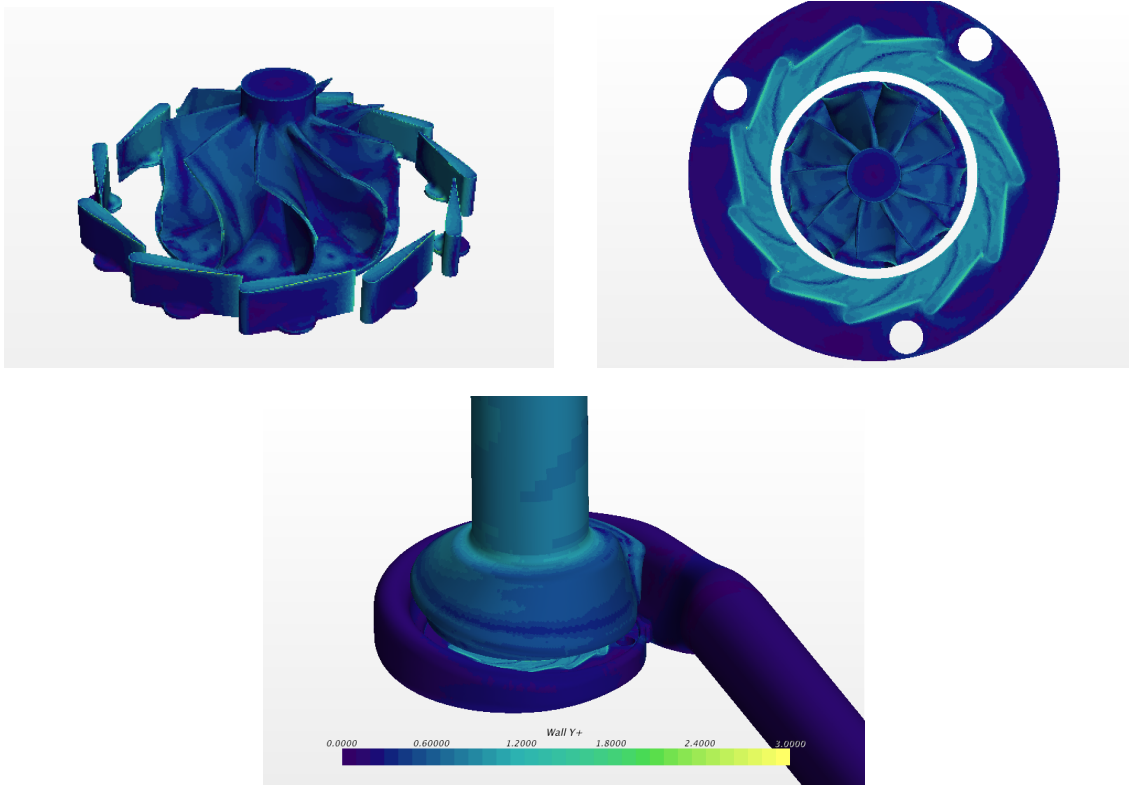


Figura 3.12: Wall Y^+ , $\dot{m}_{red} = 0,233 \text{ kg K}^{0,5} \text{ s}^{-1} \text{ bar}^{-1}$.

Seguidamente, en las Figuras 3.13 y 3.14, mostramos el caso de mayor gasto másico reducido dentro de los pertenecientes al 10%, de este modo podemos apreciar la diferencia entre los valores de y^+ , ya que al aumentar el caudal aumenta la velocidad y proporcionalmente el valor de y^+ .

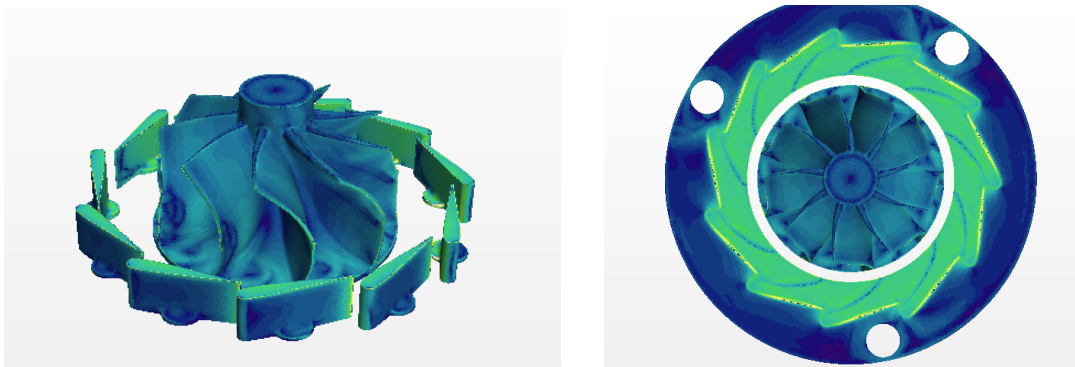


Figura 3.13: Wall Y^+ , Interior de la turbina, $\dot{m}_{red} = 0,484 \text{ kg K}^{0,5} \text{ s}^{-1} \text{ bar}^{-1}$.

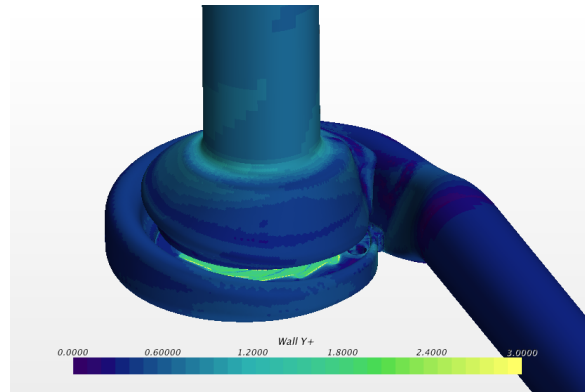


Figura 3.14: Wall Y+, Exterior de la turbina, $\dot{m}_{red} = 0,484 \text{ kg } K^{0,5} \text{ s}^{-1} \text{ bar}^{-1}$.

Finalmente, podemos comparar estos valores de $y+$ con los obtenidos para el caso de mayor gasto másico trasegado correspondiente a una apertura del estator al 80 %, siendo en todo momento el régimen reducido de los casos estudiados de 3890 rpm/ $K^{0,5}$.

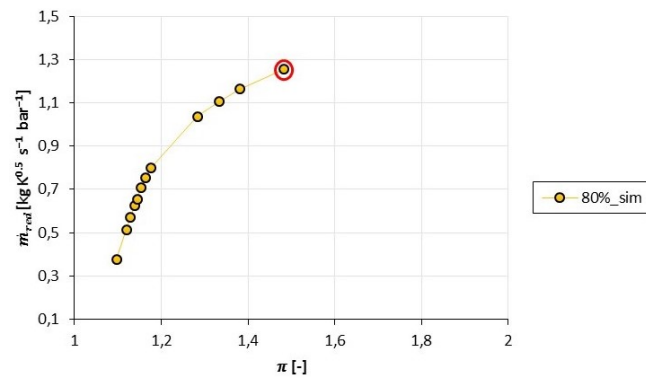


Figura 3.15: Caso estudiado del 80 % de TGV.

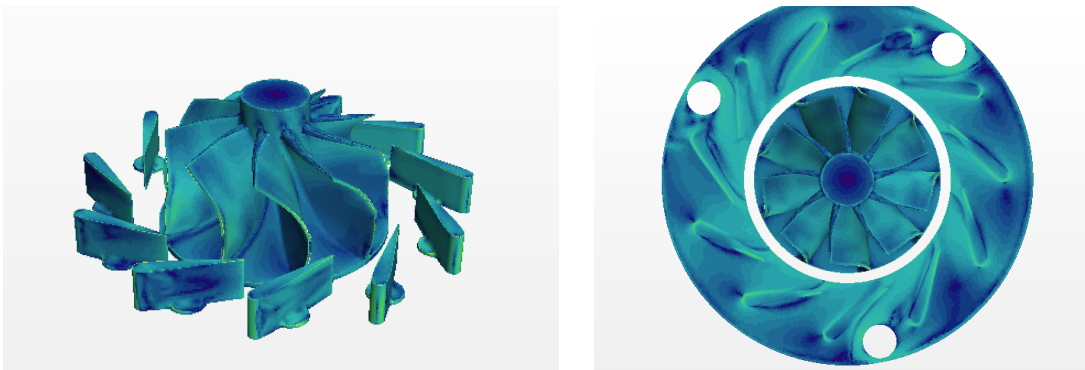


Figura 3.16: Wall Y+, $\dot{m}_{red} = 1,256 \text{ kg } K^{0,5} \text{ s}^{-1} \text{ bar}^{-1}$.

Capítulo 4

Validación del modelo

En este capítulo, detallaremos los resultados obtenidos mediante la simulación para realizar una comparación con los datos experimentales y así, validar el modelo CFD utilizado en STARCCM+.

Con este fin comenzaremos analizando la Figura 4.1, donde mostramos en el eje de abscisas la relación de expansión de la turbina frente al gasto másico reducido en el eje de ordenadas. A simple vista podemos apreciar la clara similitud en las tendencias representadas por los datos experimentales y los simulados. Además de destacar el aumento del gasto másico reducido proporcional al crecimiento de la relación de presiones.

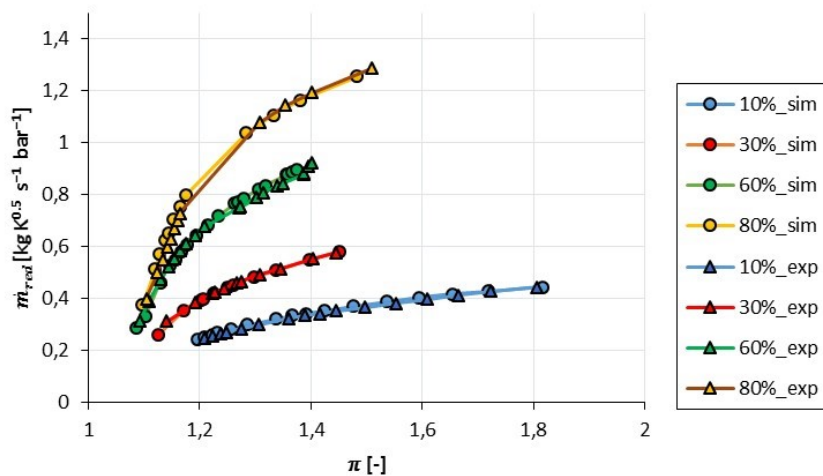


Figura 4.1: Gasto másico reducido frente a relación de expansión.

Si comparamos los datos de las distintas posiciones de la TGV, observamos que para el caso de la apertura al 80% el aumento del \dot{m}_{red} frente a la π es más acusado que, por ejemplo, para el caso del 10%, donde la tendencia es más lineal.

Centrándonos ahora en las diferencias, observamos que algunos puntos simulados no coinciden exactamente con sus homólogos experimentales, destacando algunos puntos de la línea del 10% y 80% de TGV.

Aparecen posibles motivos de estas diferencias al tener en cuenta el método con el que se obtuvieron las medidas experimentales, ya que mientras que en la simulación hemos mantenido un valor constante en la posición de los álabes para cada isorégimen, en los experimentos en el banco de ensayos esta posición fue variando ligeramente para cada caso estudiado, dentro de una misma línea de velocidad.

Además, también habría que tener en cuenta que se ha utilizado un modelo adiabático en el que no se considera la transferencia de calor, y que a pesar que en la parte experimental también se aislaron térmicamente los componentes, puede considerarse una fuente de error.

A su vez, mencionar en relación a las diferencias apreciables, que durante la configuración de la simulación, el ajuste del ángulo de la TGV se realizó únicamente para el punto inicial de cada línea de velocidad, es decir, el punto de mayor gasto másico.

Pese a ello, podemos confirmar con la Figura 4.2, que las variaciones globales observadas entre los puntos simulados y experimentales para el gasto másico reducido resultan inferiores en todo momento a un 6%. Destacando los puntos del 10% y el 60% de TGV por presentar la mayor exactitud, presentando diferencias por debajo del 2,5%.

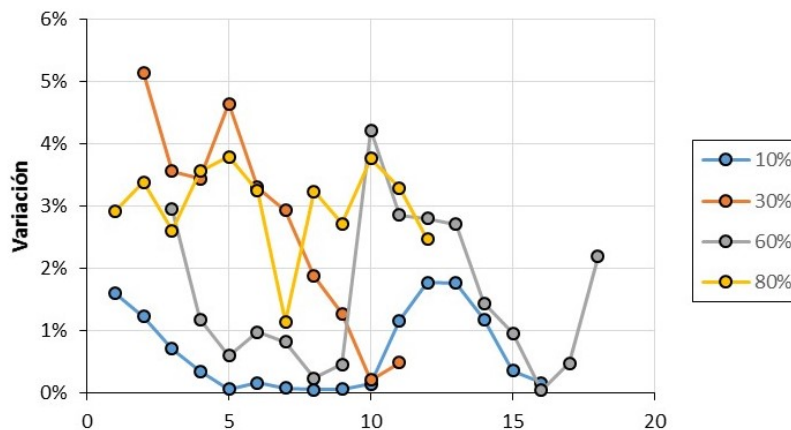


Figura 4.2: Variación entre los datos simulados y experimentales para el \dot{m}_{red} .

A continuación, en las siguientes imágenes representaremos la eficiencia total a estática de la turbina frente a la relación cinemática (BSR), mostrando primero en la Figura 4.3, los cuatro casos estudiados juntos y posteriormente analizados individualmente frente a sus equivalentes en gasto reducido.

Como ocurría para el caso del gasto másico reducido, el rendimiento de los datos simulados sigue la tendencia esperada. Además, observamos tanto eficiencias positivas como negativas, estas últimas son debidas a que la turbina, en lugar de proporcionar la energía, la consume del eje, puesto que las pérdidas aerodinámicas son dominantes y efectúan un impulso contrario al sentido normal del par.

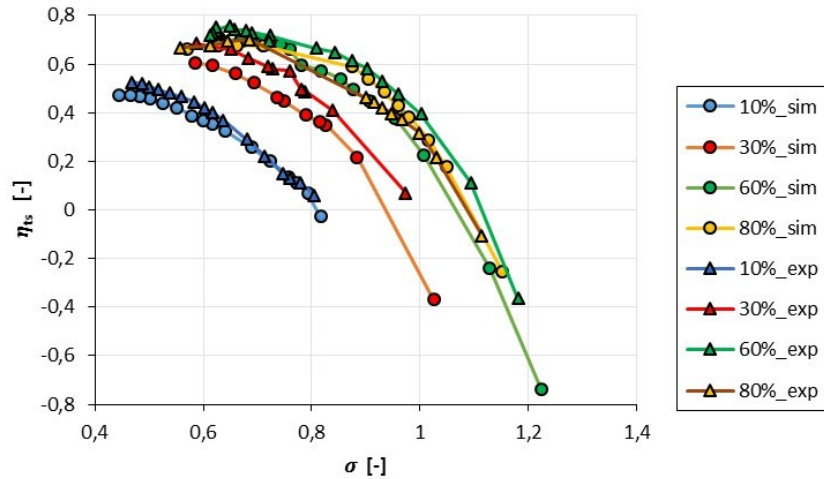


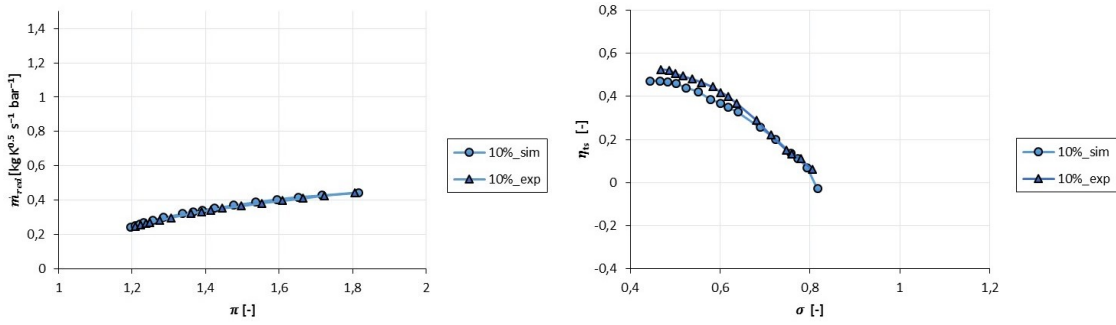
Figura 4.3: Eficiencia frente a relación cinemática.

Por otro lado, destacamos una visible progresión en el aumento de la eficiencia a medida que aumentamos el caudal trasegado por la turbina, es decir, a medida que aumentamos la apertura de los álabes del estator.

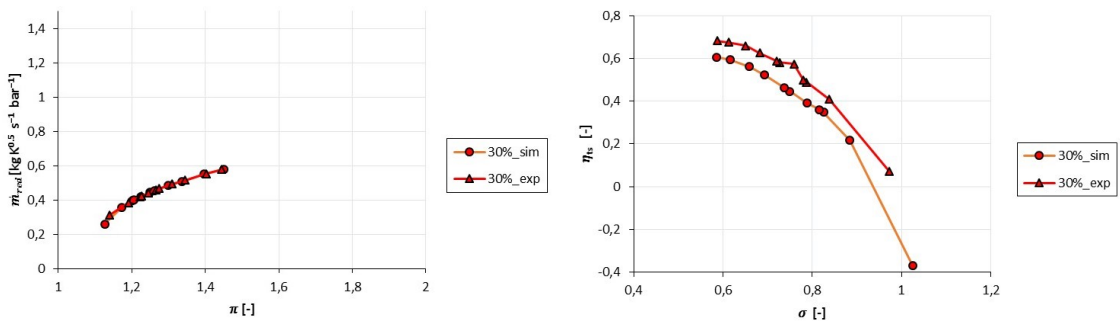
También es interesante recalcar la disminución de la eficiencia con el aumento de la relación cinemática a partir de valores de 0,5 en adelante. Esto es debido a la disminución de la velocidad de referencia o isentrópica c_{ss} , ya que representa la velocidad que se obtendría al realizar una expansión isentrópica del fluido desde la primera etapa de entrada a la turbina hasta la salida.

Si procedemos a continuación a observar la Figura 4.4, podemos estudiar por separado cada línea de los distintos casos estudiados. Comenzando por la subfigura (a), donde tenemos los casos simulados para una apertura del 10 %, que destacan por asemejarse con mayor exactitud a los casos experimentales.

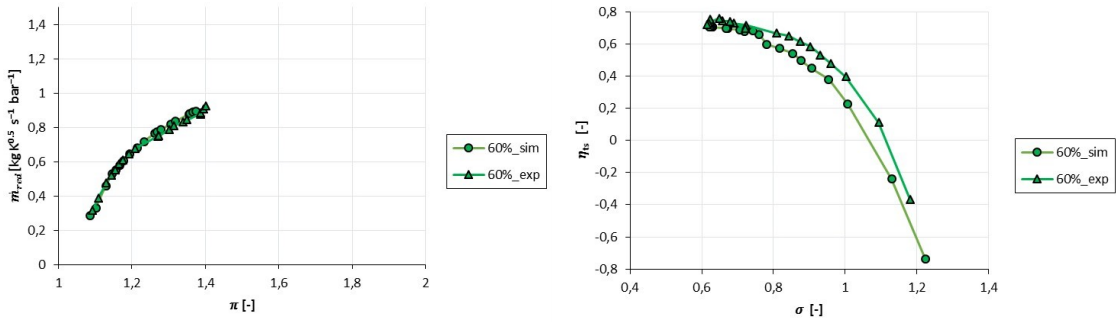
Recalcar a su vez que, pese a disponer de más casos experimentales para puntos con eficiencias negativas, estos no se muestran en los resultados debido a que sus equivalentes simulados no llegaron a converger a las 2000 iteraciones. Sería necesario más tiempo de cálculo para obtener datos fiables y poder compararlos.



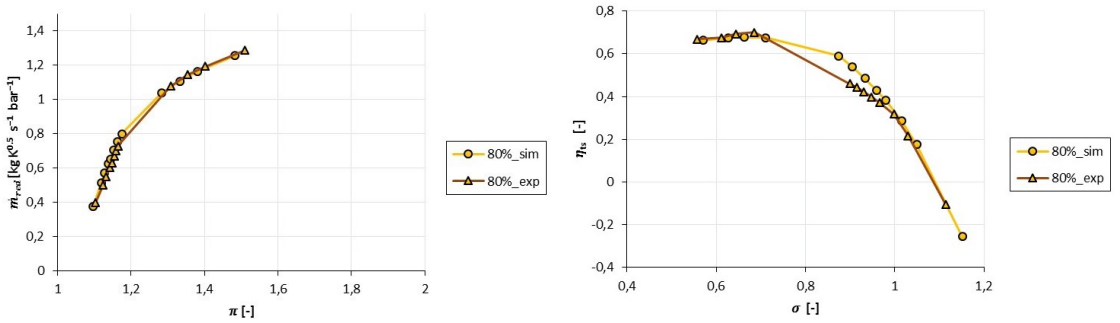
(a) 10% de TGV



(b) 30% de TGV



(c) 60% de TGV



(d) 80% de TGV

Figura 4.4: Comparación para cada posición de TGV.

Comparando las variaciones entre los datos experimentales y simulados para la eficiencia y el gasto másico reducido vemos que las pocas diferencias existentes en el \dot{m}_{red} se amplifican en el caso de la eficiencia. Esto puede ser debido a un problema de incertidumbres en la toma experimental de las medidas como ya se comentó, además de a efectos negativos procedentes de imponer la presión de salida de la turbina en las simulaciones.

Salvo en la línea del 80% de TGV, observamos que todos los puntos de la eficiencia destacan por ser ligeramente inferiores a los puntos experimentales. Respecto a este detalle podríamos aventurar posibles soluciones, como por ejemplo realizar las simulaciones en un modelo de malla transitorio o 'sliding mesh model'. Ya que en el presente proyecto se han estudiado todos los casos con un modelo estacionario o 'multiple reference frame', donde el rotor permanece congelado.

Realizar este cambio en la simulación supondría una mayor fiabilidad en los resultados así como estudiar fenómenos que en el modelo estacionario no somos capaces. No obstante, implicaría a su vez mayor coste computacional, es decir, muchas más horas de cálculo hasta obtener casos convergidos.

Por último, incidir sobre la diferencia existente en cuanto al ratio de presiones. Ya que, como se ha comentado en la parte experimental, las medidas de presión se realizaron mediante transductores de presión situados a seis diámetros de la salida de la turbina. Sin embargo, en la simulación, pese haber cumplido este requisito de distancia, las medidas se realizaron para un plano transversal al conducto, donde se obtuvo el valor medio de presión.

Capítulo 5

Resultados obtenidos

5.1. Influencia de los ángulos del flujo

En esta sección del capítulo analizaremos la influencia de los distintos ángulos que caracterizan el flujo en la turbina, tanto los ángulos relativos a la entrada y salida del rotor, como el ángulo absoluto a la salida del estator. Para ello, es importante, dejar claro desde un principio, el sistema de referencia utilizado para calcular estos ángulos.

Con este fin, mostramos la Figura 5.1, donde podemos observar los triángulos de velocidad característicos de entrada y salida al rotor.

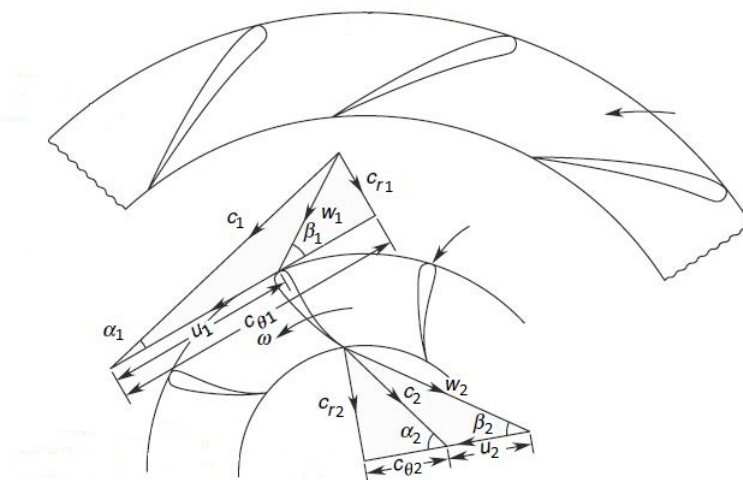


Figura 5.1: Triángulos de velocidad en el rotor.

De esta forma es inmediato el cálculo de los ángulos relativos de entrada y salida del rotor:

$$\beta_1 = \tan^{-1} \frac{c_{r1}}{\omega_{\theta 1}}, \quad \beta_2 = \tan^{-1} \frac{c_{x2}}{c_{\theta 2} + u_2}. \quad (5.1)$$

A su vez, podemos calcular el ángulo absoluto de salida del estator:

$$\alpha_1 = \tan^{-1}(c_{r1}/c_{\theta 1}) . \tag{5.2}$$

Y finalmente, teniendo en cuenta que conocemos el ángulo del metal, tanto del estator como del rotor, nos es posible analizar también la desviación del flujo tras cada etapa:

$$\delta_{stator} = \alpha_{1, f} - \alpha_{1, m} , \quad \delta_{rotor} = \beta_{2, f} - \beta_{2, m} . \tag{5.3}$$

Obteniendo valores positivos si el ángulo del flujo resulta ser mayor que el de salida del metal.

5.1.1. Ángulo absoluto de salida del estator

Comenzaremos el análisis de la influencia de los ángulos del flujo estudiando primeramente el ángulo absoluto de salida del estator. Como ya hemos comentado como se ha realizado su cálculo, procederemos a continuación a estudiar su comportamiento frente a la relación cinemática y la eficiencia de la turbina.

En la Figura 5.2 podemos observar que el ángulo absoluto de salida se mantiene aproximadamente constante pese al aumento de la relación cinemática. Destacando los casos del 10 %, donde se observan dos discontinuidades en esta tendencia. Este hecho puede deberse a la inestabilidad del flujo en esa región y a los gradientes de velocidad.

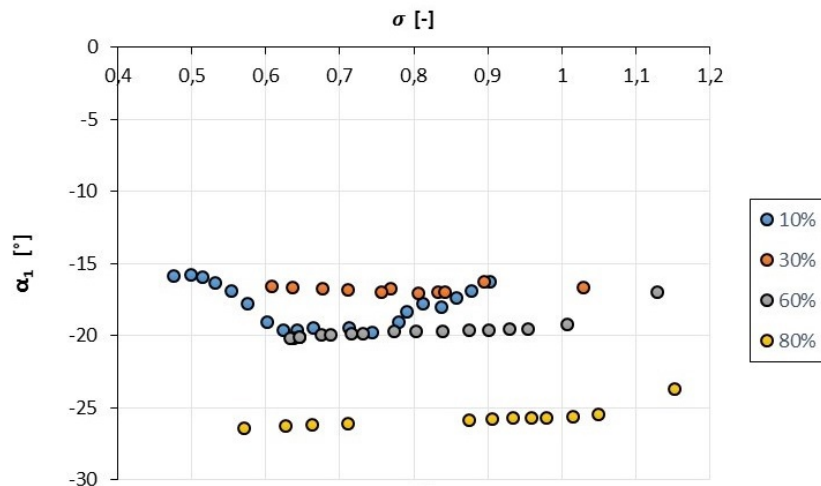


Figura 5.2: Ángulo absoluto de salida frente a relación cinemática.

En cuanto a la desviación del flujo al atravesar el estator tenemos la Figura 5.3, donde aparece representada frente a la eficiencia total a estática de la turbina.

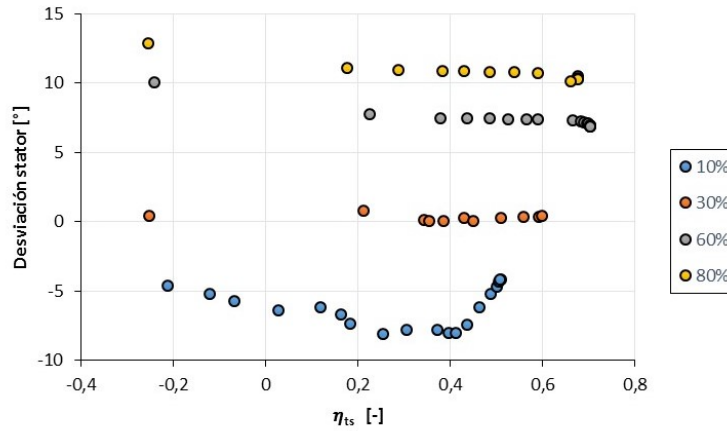


Figura 5.3: Desviación en el estator frente a eficiencia.

A diferencia de la desviación sufrida en el rotor que estudiaremos posteriormente, en esta etapa sí que observamos una línea independiente para cada grupo de casos pertenecientes a una posición de la TGV. También destacamos el hecho de que la desviación se mantiene prácticamente constante pese a ir aumentando los valores de eficiencia. Estos valores de eficiencia aumentan progresivamente con el incremento del gasto másico reducido.

5.1.2. Ángulo relativo de entrada al rotor

Hasta ahora en esta sección del capítulo hemos estudiado el ángulo de salida absoluto del estator, pero en este apartado, consideramos que también es interesante analizar el ángulo relativo de entrada al rotor en términos de la incidencia óptima del flujo.

En la Figura 5.4, podemos observar este ángulo frente a la relación cinemática, y si recurrimos al trabajo de Baines [1] de la literatura, comprobamos que obtenemos la misma tendencia, es decir, a medida que la relación cinemática crece el ángulo relativo de entrada al rotor disminuye.

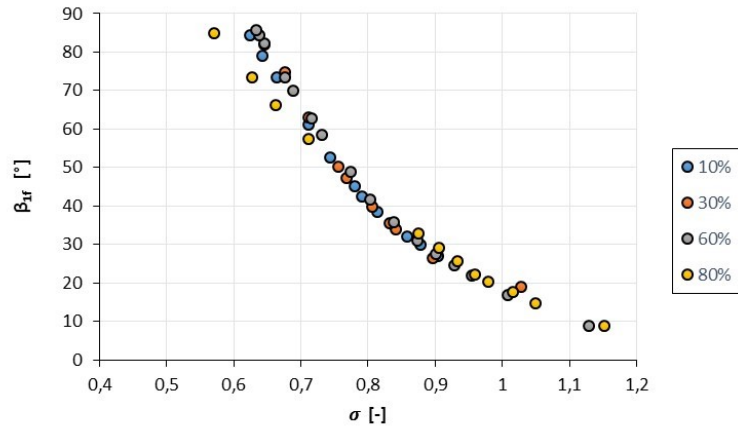


Figura 5.4: Ángulo relativo de entrada frente a relación cinemática.

Por otra parte, en la Figura 5.5, podemos observar que las líneas del 10 % y del 30 % muestran tendencias independientes, mientras que las del 60 % y del 80 % se solapan. No obstante, en conjunto, todas coinciden en que el valor del ángulo relativo de entrada al rotor crece con la eficiencia.

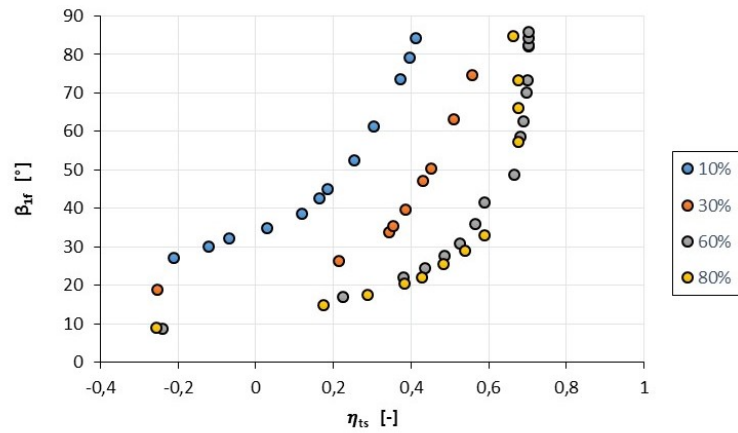


Figura 5.5: Ángulo relativo de entrada frente a eficiencia.

A su vez, también podemos aventurar el ángulo de incidencia óptimo para el caso del 80 %, ya que la eficiencia máxima alcanzada se corresponde con un valor de 0,68 que equivale a un ángulo β_1 de 57° .

5.1.3. Ángulo relativo de salida del rotor

En este apartado analizaremos la influencia del ángulo relativo de salida del rotor frente al gasto másico reducido y posteriormente frente a la eficiencia. A su vez, mostraremos la desviación sufrida por el flujo al atravesar el rotor.

En la primera imagen, la Figura 5.6, queda representado β_2 frente al \dot{m}_{red} :

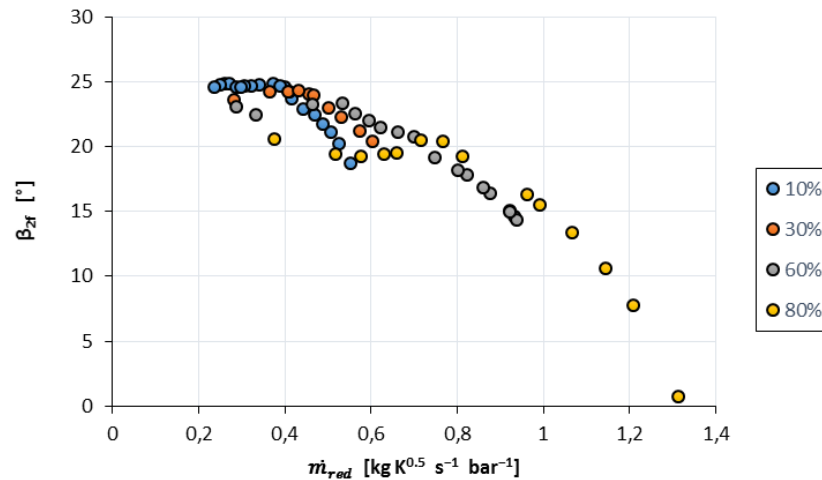


Figura 5.6: Ángulo relativo de salida frente a gasto reducido.

Como podemos observar, los cuatro casos estudiados con posiciones distintas de TGV siguen una tendencia uniforme, el ángulo de flujo relativo de salida decrece a medida que aumentamos el gasto másico reducido.

A continuación, para comprobar lo mencionado anteriormente en la literatura, mostramos en la Figura 5.7, la eficiencia frente al ángulo relativo de salida del rotor. Dónde ciertamente podemos verificar que las mayores eficiencias se corresponden con menores ángulos relativos, destacando los puntos pertenecientes a los casos del 60 % y del 80 % por presentar las eficiencias más positivas, enlazadas a su vez, con los menores valores de ángulo relativo.

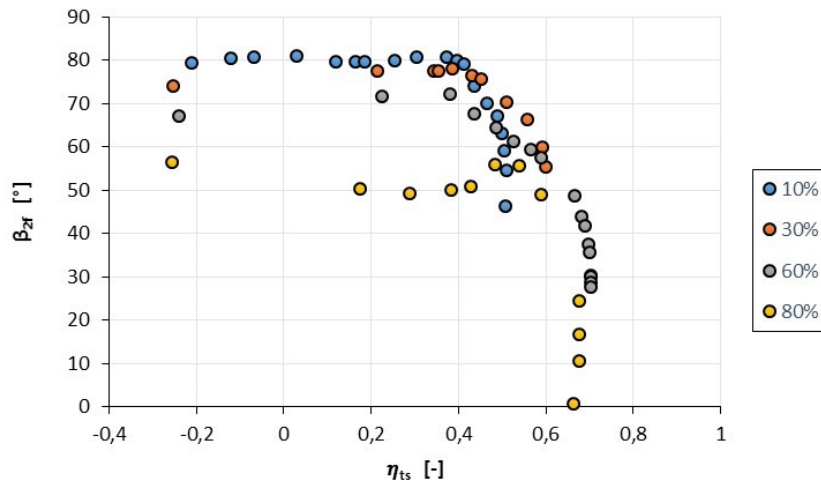


Figura 5.7: Ángulo relativo de salida frente a eficiencia.

Paralelamente, en la Figura 5.8, mostramos la desviación frente al gasto másico reducido. Al contrario que cuando graficábamos el ángulo relativo de salida del flujo frente al gasto reducido, en la Figura 5.6, observamos un claro aumento de la desviación en valor absoluto a medida que aumentamos el gasto másico reducido.

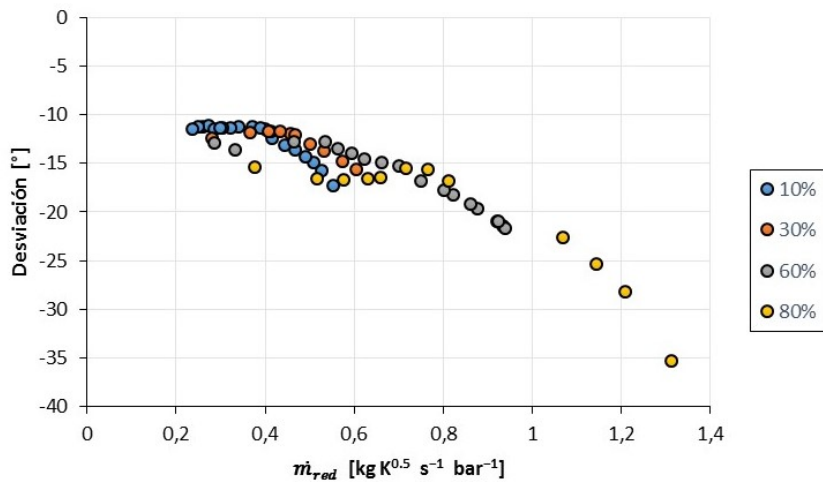


Figura 5.8: Desviación del flujo frente a gasto reducido.

Para ampliar información, graficamos esta desviación frente a la relación cinemática en la Figura 5.9. Y de este modo, comprobar, como se vio en el trabajo de Baines, [1], que la desviación del flujo presenta líneas de tendencia independientes para con las condiciones operativas.

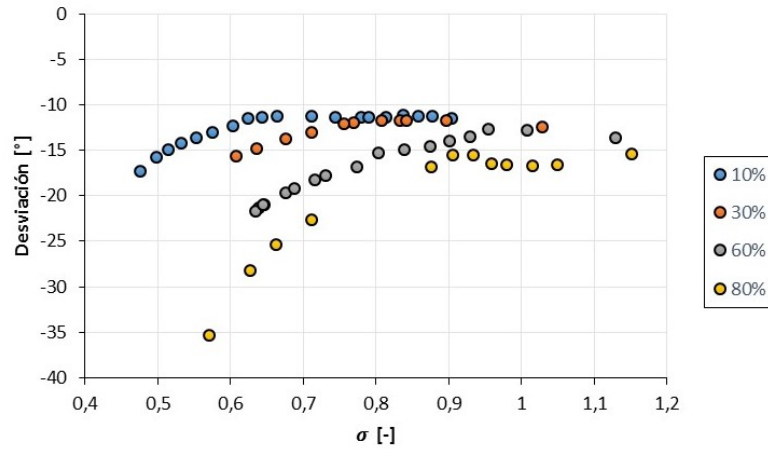


Figura 5.9: Desviación del flujo frente a relación cinemática.

Observamos que se dan los ángulos de desviación más negativos para los puntos pertenecientes al caso del 80 %, mientras que a medida que se va reduciendo el paso de los álabes se aprecian ángulos menos negativos.

Finalmente, al igual que con el ángulo relativo de salida del rotor, graficamos la desviación frente a la eficiencia para analizar el rendimiento de los distintos ángulos del flujo. Estos resultados los tenemos en la Figura 5.10, de donde podemos sacar conclusiones similares a las extraídas para la Figura 5.7, es decir, observamos mayores valores de eficiencia para los puntos con menores desviaciones.

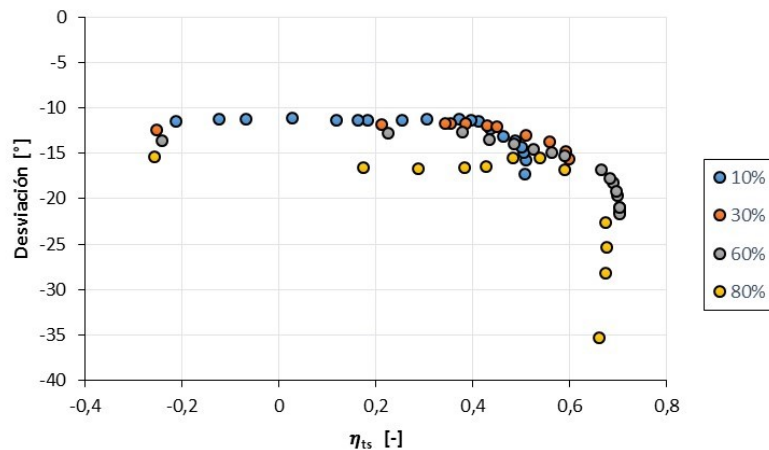


Figura 5.10: Desviación del flujo frente a eficiencia.

5.2. Coeficientes de flujo y de carga

Como comentamos anteriormente en la teoría referente a la turbina, podemos despreciar el segundo término en la ecuación del coeficiente de carga, Ecuación 5.4. No obstante, hemos considerado interesante estudiar la importancia de este término contrastando los valores calculados y, de este modo, comprobar la veracidad de esta práctica.

$$\psi = \frac{c_{\theta 1}}{u_1} - \varepsilon \frac{c_{\theta 2}}{u_1} \approx \frac{c_{\theta 1}}{u_1} . \quad (5.4)$$

En la Figura 5.11, observamos representados, en un gráfico del coeficiente de carga frente al de flujo, todos los datos estudiados para las cuatro diferentes aperturas de la TGV. En este caso, el coeficiente de carga se ha calculado despreciando el término que tiene en cuenta la velocidad tangencial a la salida del rotor. A su vez, se ha reflejado la tendencia creciente de la eficiencia asociada a los puntos.

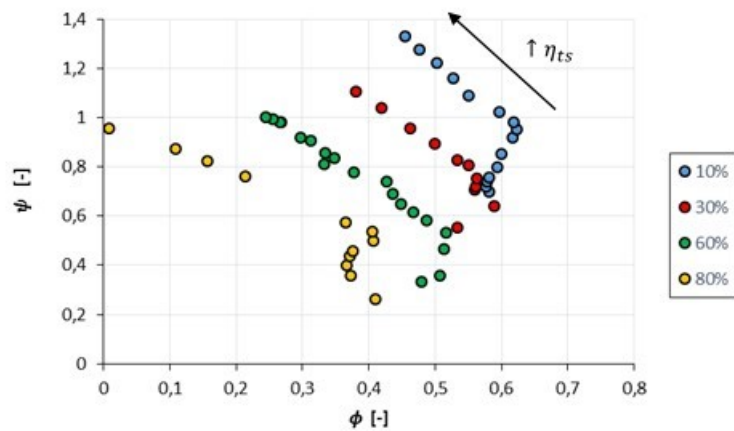


Figura 5.11: Coeficiente de carga frente al de flujo.

Para observar la diferencia entre las dos formas de calcular el coeficiente de carga, en la Figura 5.12, tenemos representados los datos para las dos formas mencionadas, y así, poder contrastarlas. Los círculos se corresponden con el cálculo de ψ despreciando el segundo término, mientras que los rombos tienen en cuenta la fórmula completa.

Fijándonos en la imagen, podemos observar que mientras para el caso del 80 % no existe una diferencia relevante entre los valores, para el resto de casos sí que destacan las diferencias en el valor del coeficiente de carga.

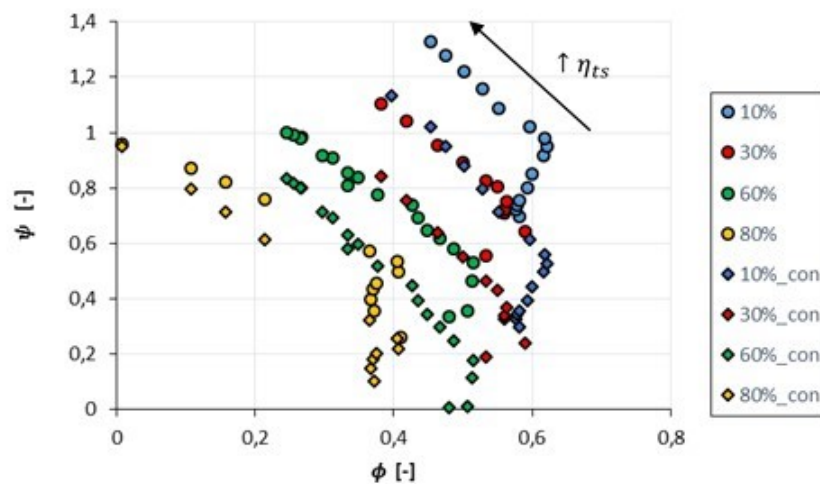


Figura 5.12: Coeficientes de carga frente al de flujo.

Estudiando la imagen verificamos la tendencia manifiesta en la literatura. Esto es, que encontramos los valores de eficiencia más elevados para los casos con valores del coeficiente de carga sobre la unidad y del coeficiente de flujo alrededor de 0,2.

5.3. Estudio del flujo tridimensional

Cabe mencionar el hecho de que, para poder estudiar con detalle las variaciones en número de mach y presión total presentes en las regiones del estator y del rotor, se crearon unas secciones planas y cilíndricas como podremos ver a continuación.

En la Figura 5.13, quedan representados los planos creados a distintas alturas del rotor para estudiar con detenimiento la evolución del fluido desde la entrada hasta la salida de esta etapa.

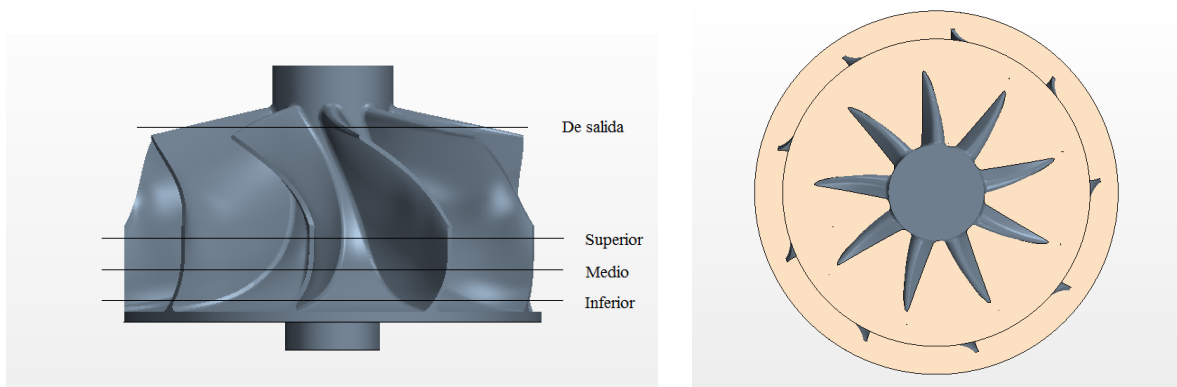


Figura 5.13: Planos creados en el rotor.

Adicionalmente, en la Figura 5.14, podemos ver representados siete planos cilíndricos para estudiar la evolución del flujo a través del estator, las medidas del radio respecto al origen son: 0.024 m, 0.026 m, 0.028 m, 0.03 m, 0.032 m, 0.034 m y 0.036 m.

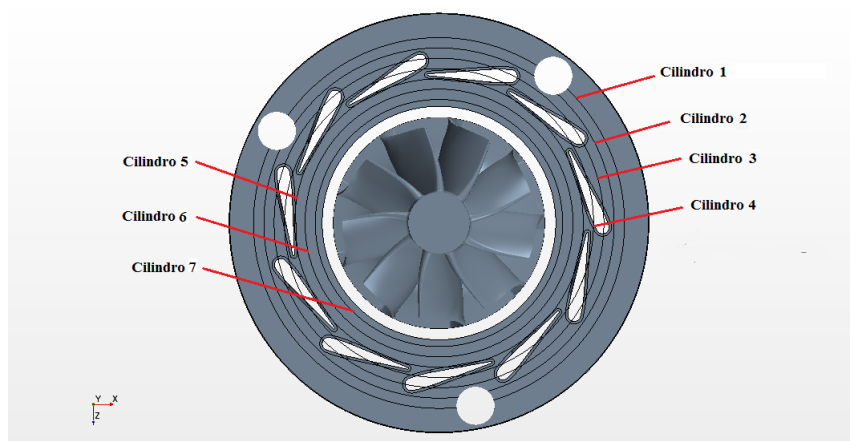


Figura 5.14: Planos concéntricos a distintos radios.

Posteriormente se realizó una extrusión de estos planos cilíndricos para poder observar con más comodidad los efectos del fluido, esta extrusión se realizó en el sentido indicado con la flecha negra.

A su vez, en la Figura 5.15, están representados tres planos creados en el estator, al 10 %, 50 % y 90 % de la altura del pasaje en el estator.

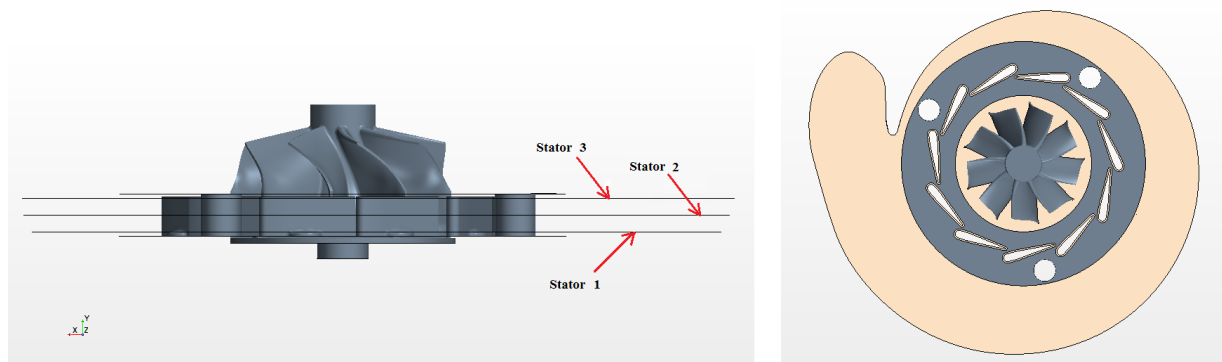


Figura 5.15: Planos a distintas alturas.

5.3.1. Voluta y Estator

Comenzaremos el análisis de las magnitudes del flujo por la línea del 10 % de apertura, concretamente en las secciones que comprenden el estator y la voluta. A su vez, identificaremos y mostraremos imágenes de los puntos considerados interesantes para recalcar la evolución del flujo.

Planos en el estator

En este subapartado mostraremos los resultados obtenidos con el post-procesado de las simulaciones para los tres planos creados en el estator. De este modo, podremos hacernos una idea inicial pero general del flujo a la entrada de la turbina, ya que abarcan tanto la voluta, como la entrada y salida de los álabes del estator.

Así pues, podemos observar en la Figura 5.16 los casos con los que comenzaremos este análisis. Se corresponden con el primer punto y el último de la serie, es decir, los puntos de mayor y menor gasto másico reducido.

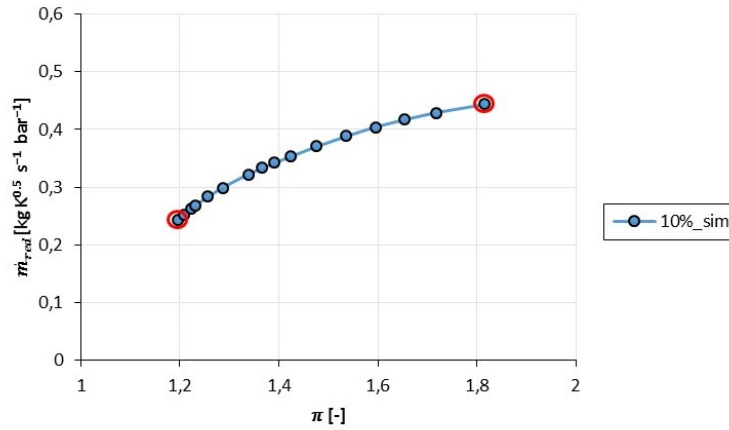
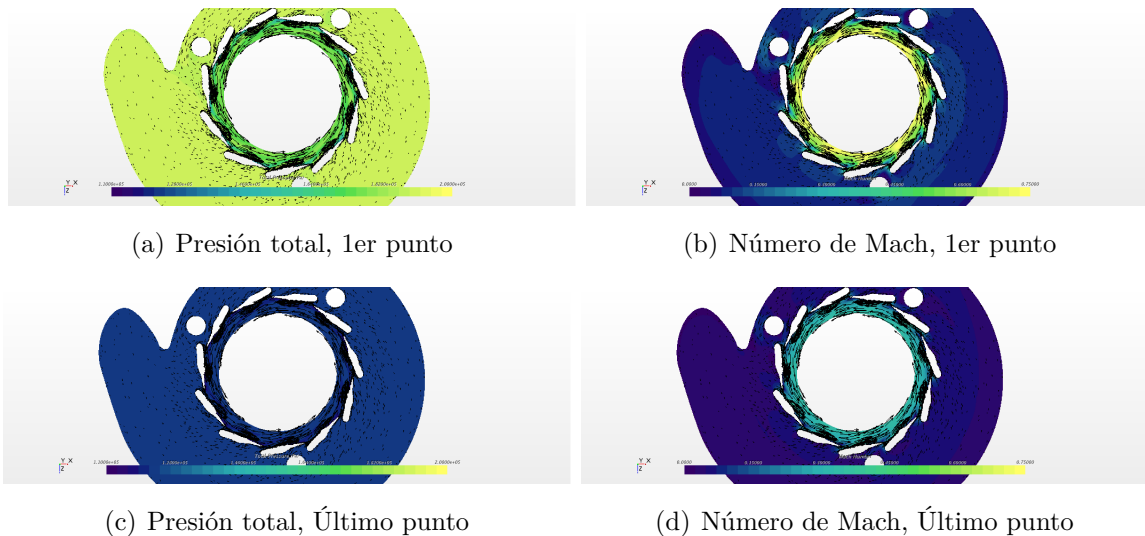


Figura 5.16: Puntos estudiados del 10% para los planos del estator.

Seguidamente procedemos a exponer las imágenes mencionadas, la primera que estudiaremos es la Figura 5.17, correspondiente al plano más bajo del estator, donde para un mismo punto no observamos diferencias apreciables de presión dentro de la voluta.

No obstante, encontramos los fenómenos más interesantes cuando el flujo ha atravesado el estator, ya que comparando las imágenes para un mismo punto vemos que el número de Mach crece significativamente al atravesar los álabes, mientras que la presión total disminuye.



(a) Presión total, 1er punto

(b) Número de Mach, 1er punto

(c) Presión total, Último punto

(d) Número de Mach, Último punto

Figura 5.17: Plano inferior del Estator.

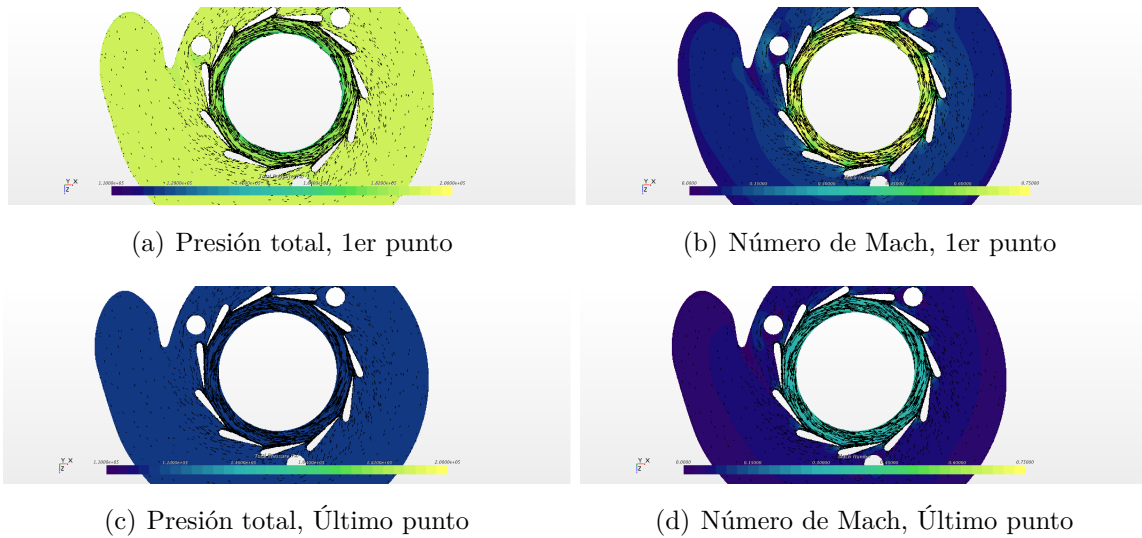


Figura 5.18: Plano medio del Estator.

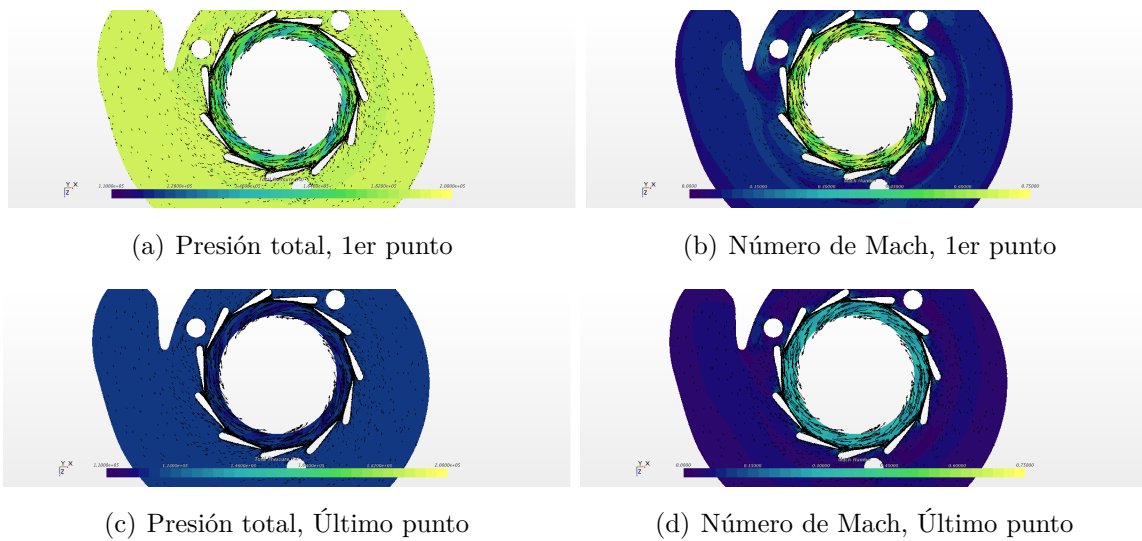


Figura 5.19: Plano superior del Estator.

Posteriormente quedaría incidir en la corona interior del estator cuando el flujo está a punto de entrar al rotor. Y es que el flujo de fuga en la punta, procedente del hueco entre las caras de los álabes guía y el revestimiento de las paredes, no solo perturba la condición de entrada del flujo al rotor, sino que causa una pérdida en la eficiencia global de la turbina.

A su vez provoca que aparezcan diferentes ángulos a distintas alturas en la entrada del rotor, que conllevarán la aparición de distintos remolinos de flujo secundario.

A continuación seguiremos con el análisis del flujo tridimensional en la línea del 80 %, donde aplicaremos el mismo procedimiento que en la línea del 10 % de TGV.

Así podemos observar en la Figura 5.20 los casos con los que comenzaremos este análisis. Se corresponden con el primer punto y el último de la serie, es decir, los puntos de menor y mayor gasto másico reducido.

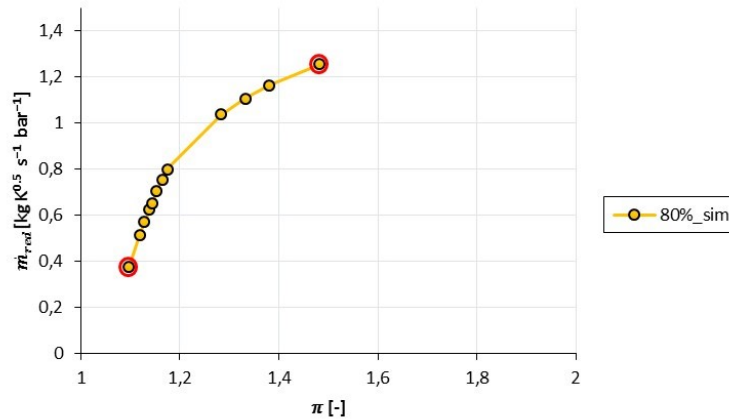


Figura 5.20: Puntos estudiados del 80 % para los planos del estator.

En estos casos destaca sobretodo el descenso en la presión total entre el primer y último punto de la línea. Además de que para en las imágenes del número de Mach aparecen un mayor número de discontinuidades en el plano del estator, concretamente apreciamos cambios en la etapa del flujo previo a incidir en los álabes.

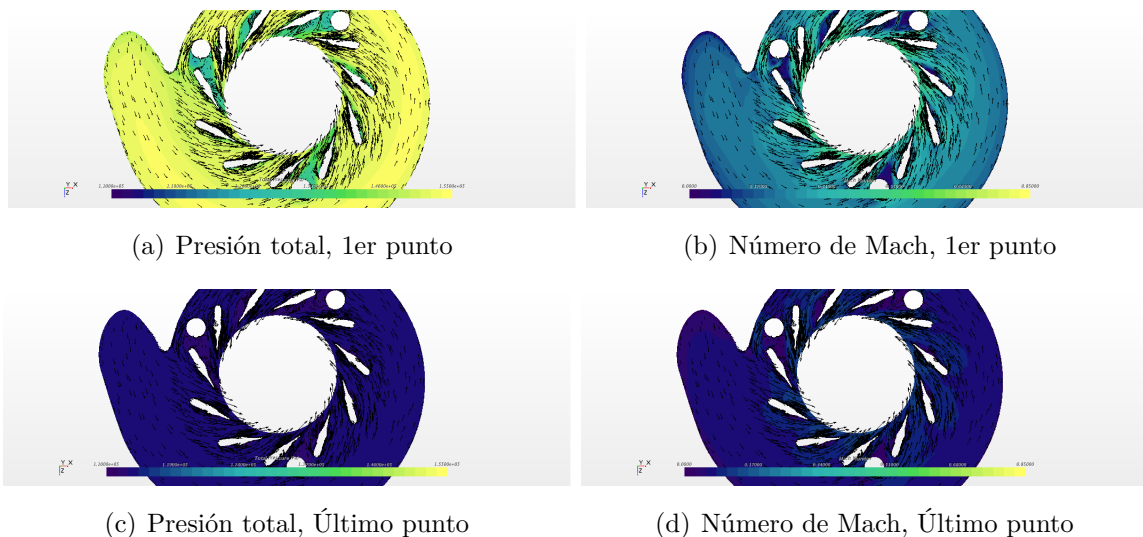


Figura 5.21: Plano inferior del Estator, 80 % de TGV.

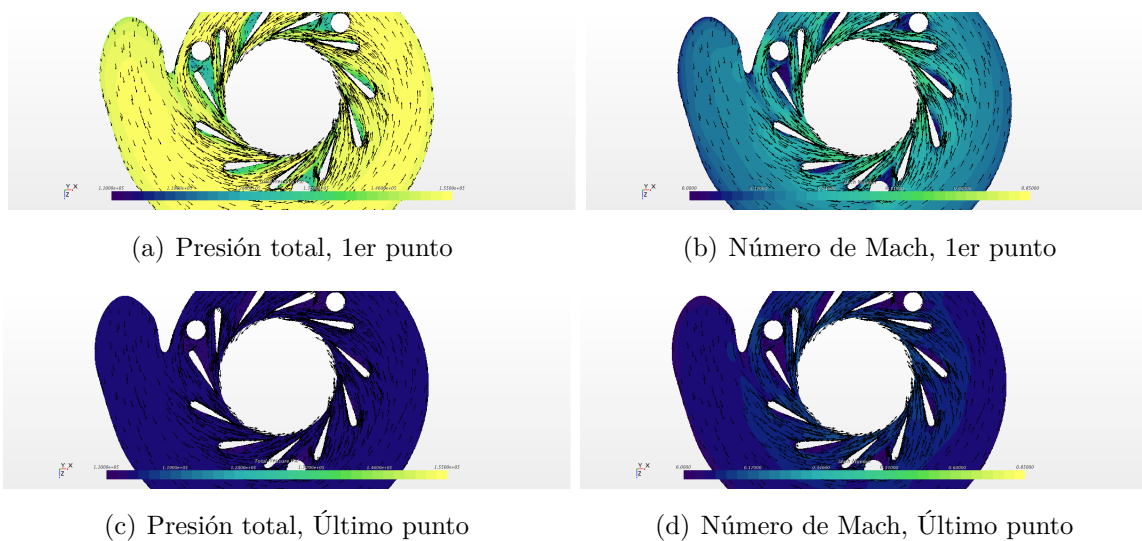


Figura 5.22: Plano medio del Estator, 80 % de TGV.

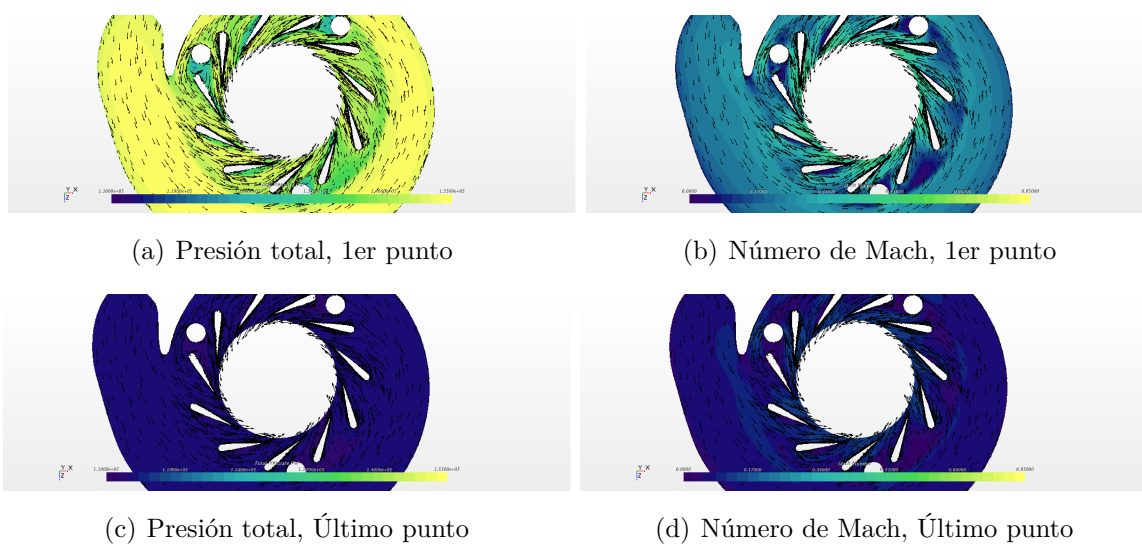


Figura 5.23: Plano superior del Estator, 80 % de TGV.

Vorticidad en el estator

Para analizar con más profundidad los efectos observados en el flujo al paso por el estator hemos considerado de interés mostrar unas imágenes de la vorticidad. Para aclarar conceptos podemos definir esta variable como la rotación local del fluido:

$$\vec{\omega} = \nabla \times \vec{u} \tag{5.5}$$

Mostrando, a continuación, los cuatro puntos seleccionados para estudiar esta variable, ordenados de mayor a menor gasto másico reducido:

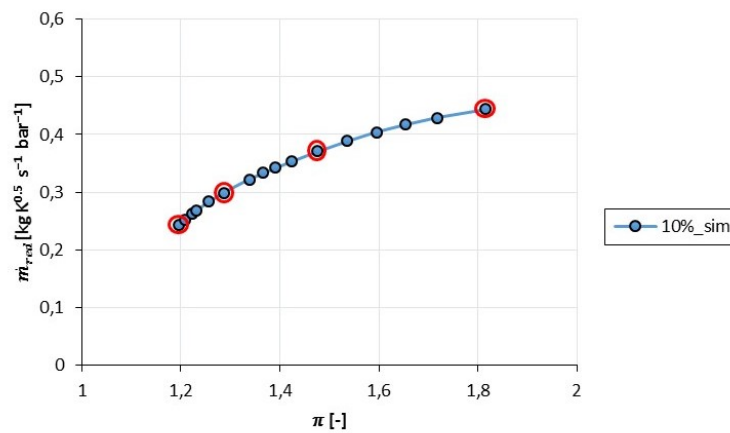


Figura 5.24: Puntos estudiados del 10 % para la vorticidad.

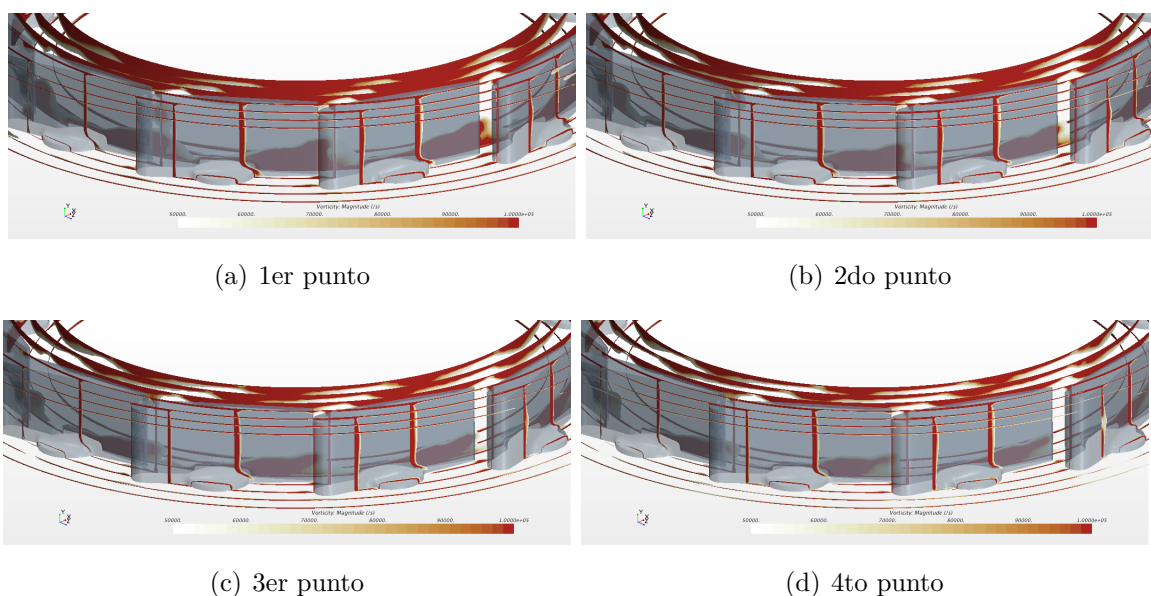


Figura 5.25: Vorticidad en el Estator, 10 % de TGV.

De este modo podemos apreciar la magnitud de los torbellinos formados en el estator y su origen y evolución en la Figura 5.25. La diferencia más remarcable a destacar entre el punto de menor gasto másico reducido y el de mayor radica en el aumento de la vorticidad, sobretudo en el hueco intersticial entre los álabes y la carcasa.

Además, si recordamos de apartados anteriores donde calculamos el ángulo absoluto de salida del estator, podemos relacionarlo con los fenómenos que ahora tratamos. Ya que para el primer punto teníamos un α_1 de -16° mientras que el último punto de -19° . Es decir, que para el menor \dot{m}_{red} la desviación que sufre el flujo es de 7° mientras que para el mayor de $4,5^\circ$.

Realizamos el mismo análisis para la línea del 80% de TGV, para así poder contrastar con facilidad las diferencias observadas.

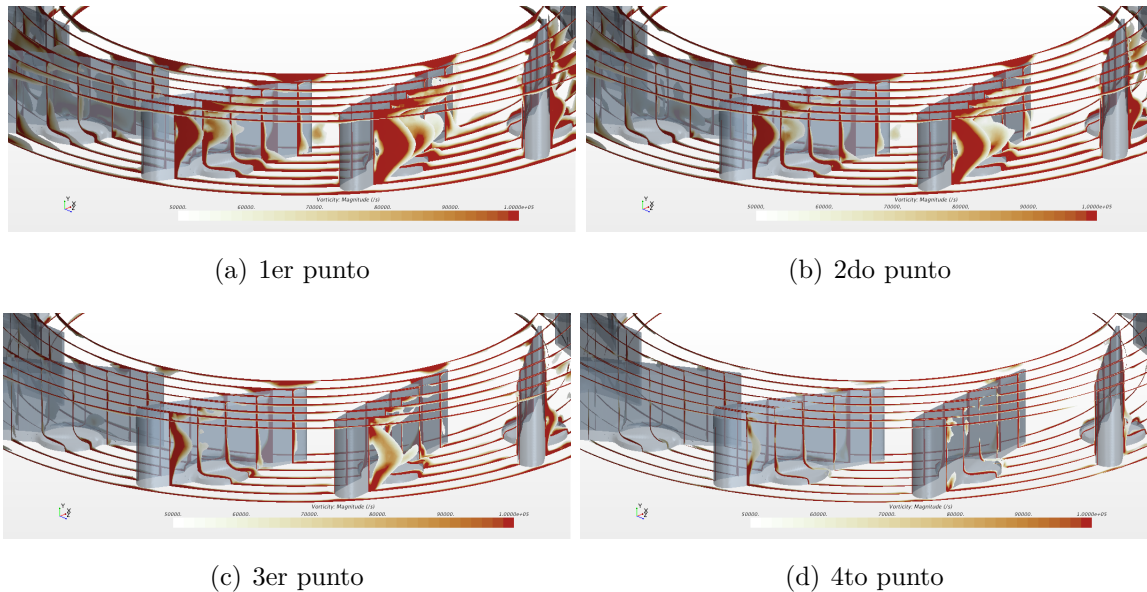


Figura 5.26: Vorticidad en el Estator, 80 % de TGV.

Comparando las dos figuras vemos que la principal diferencia radica en la disminución de la vorticidad para los casos en que la posición de la TGV se situó al 80%. Podemos suponer también que la reducción en el tamaño de los vórtices se deba a tener una posición de TGV más abierta, esto significa que el paso entre los álabes es mayor y por tanto no interfieren tanto con el flujo.

Sin embargo, observamos que en el punto de mayor gasto másico reducido este torbellino comienza más al inicio del álabes.

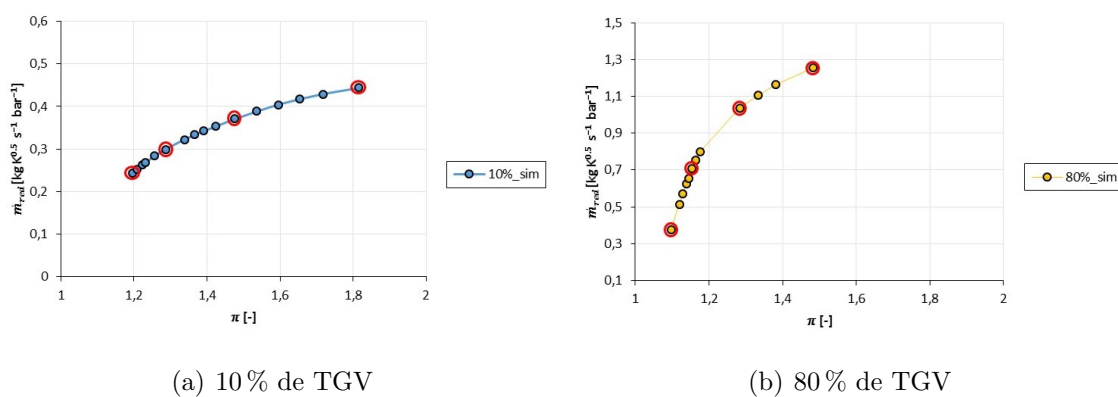
Posteriormente identificaremos estos puntos en un mapa de gasto másico reducido frente a relación de presiones.

5.3.2. Rotor

A continuación procederemos a estudiar todos estos fenómenos en la sección del rotor, para la que se dispone, como ya se comentó, de diversos planos creados a distintas alturas para observar la evolución del flujo.

Vorticidad en el rotor

Recordamos los puntos elegidos para estudiar la vorticidad y su correspondiente definición, que resumimos como la tendencia de una partícula fluida a rotar en un determinado punto.



Observamos primero la Figura 5.27, donde están representados los puntos para la línea del 10% de TGV. En estos, observamos que, el vórtice generado por el efecto Coriolis cuando el flujo incide en los álabes del rotor, va disminuyendo a medida que decrece el gasto másico reducido.

A su vez, en la punta del álabe, destaca la zona donde el flujo gira en sentido contrario y se producen pequeños remolinos de separación. Este vórtice crece al disminuir el gasto másico reducido.

Resulta importante mencionar la diferencias existentes entre los tres planos representados, ya que en cada uno de ellos los vórtices aparecen en zonas distintas. Así como los mencionados vórtices, que giran en el otro sentido, que se dan con mayor magnitud en el plano inferior del rotor.

Finalmente, comentar los correspondientes ángulos relativos de incidencia, ya que en cierta medida, la vorticidad en el rotor se ve influenciada por cómo incide el flujo y con qué efectos. Por tanto, podemos relacionar el descenso de la vorticidad a medida que reducimos el gasto másico con el precedente descenso en el ángulo relativo de entrada al rotor.

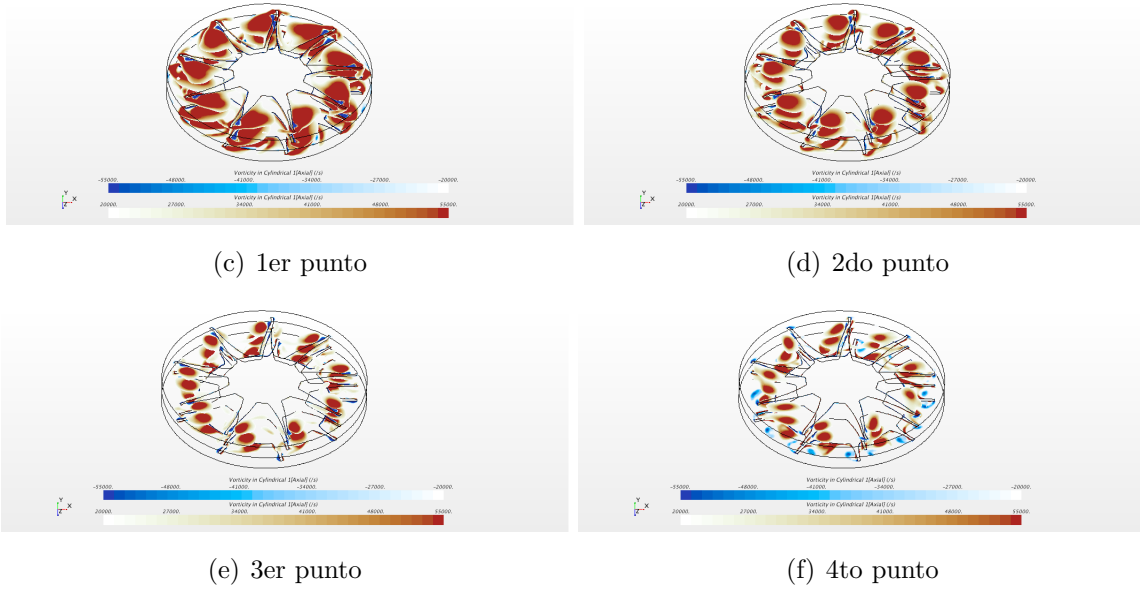


Figura 5.27: Vorticidad en el Rotor, 10 % de TGV.

Mostramos los mismos resultados para la línea del 80 % de TGV, donde observamos claras diferencias respecto de la figura anterior. Principalmente, llama la atención, el crecimiento del vórtice que gira en sentido contrario y que aparecía en la punta del álabes del rotor.

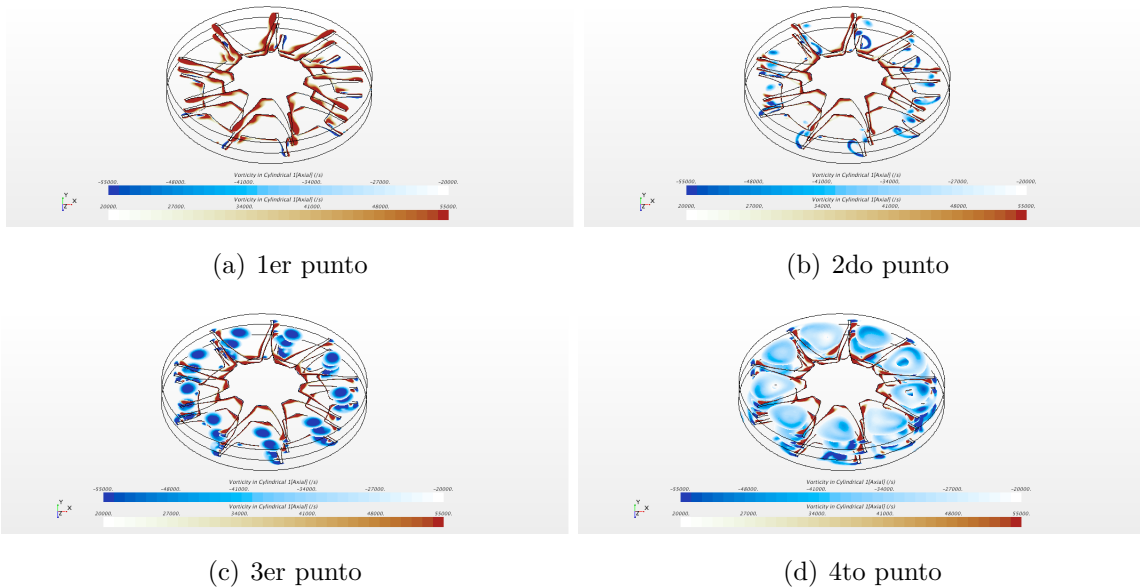


Figura 5.28: Vorticidad en el Rotor, 80 % de TGV.

Plano inferior

En la sección inferior del rotor, el flujo incide directamente con todos los efectos procedentes del estator, por lo que podemos apreciar diversos fenómenos interesantes, como por ejemplo la separación del flujo en los álabes. Mostramos una evolución de estos fenómenos en la Figura 5.29.

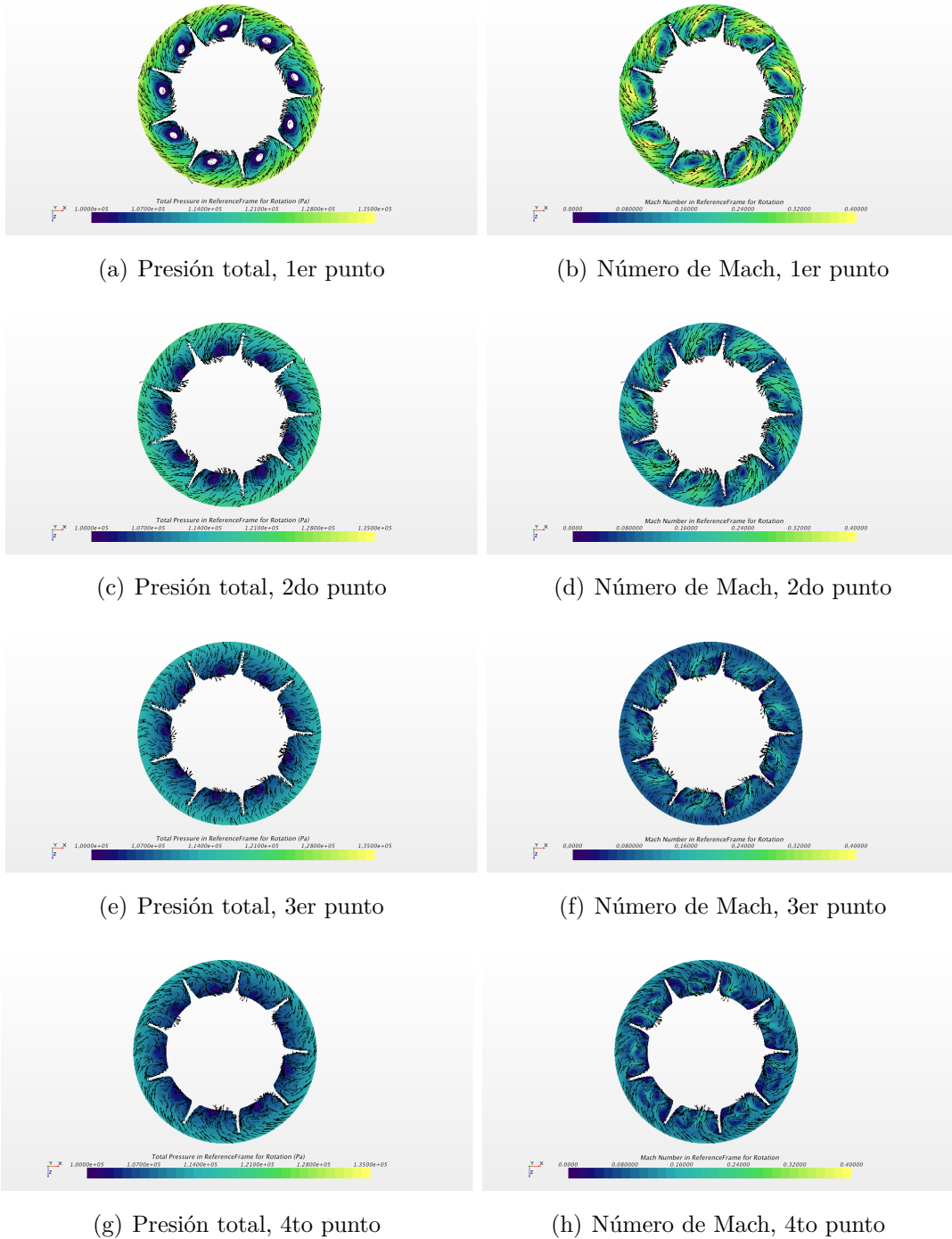


Figura 5.29: Plano inferior del Rotor, 10% de TGV.

Apreciamos claramente el inicio y la progresión de un remolino formado entre los álabes del rotor, acompañado como podemos ver de un gradiente de presión que se va haciendo mayor al aumentar el gasto másico trasegado y por tanto la presión de entrada a la turbina. Para la línea del 80% no observamos tantos remolinos entre los álabes pero sí la separación del flujo en la subfigura (d):

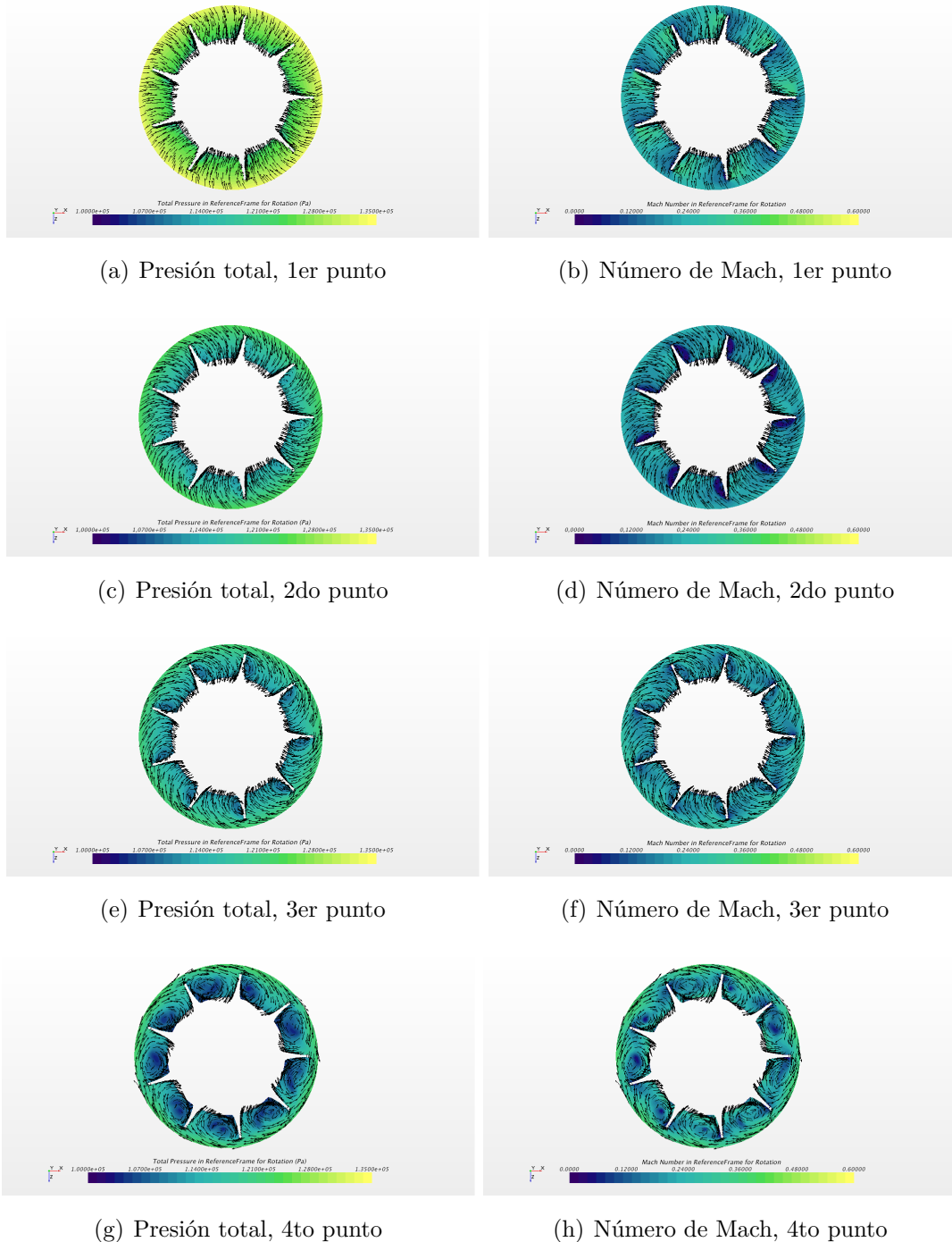


Figura 5.30: Plano inferior del Rotor, 80% de TGV.

Velocidad Axial

Utilizando el plano situado a la salida del rotor podemos estudiar la velocidad axial del fluido en esa sección.

Vemos que estos casos se caracterizan por tener poco gasto másico reducido por lo que la turbina estaría trabajando con reflujo. Concretamente en la línea del 10% de TGV aparecen zonas azules en todos los casos estudiados, que equivale a una velocidad axial negativa, es decir, en sentido contrario al flujo normal de salida.

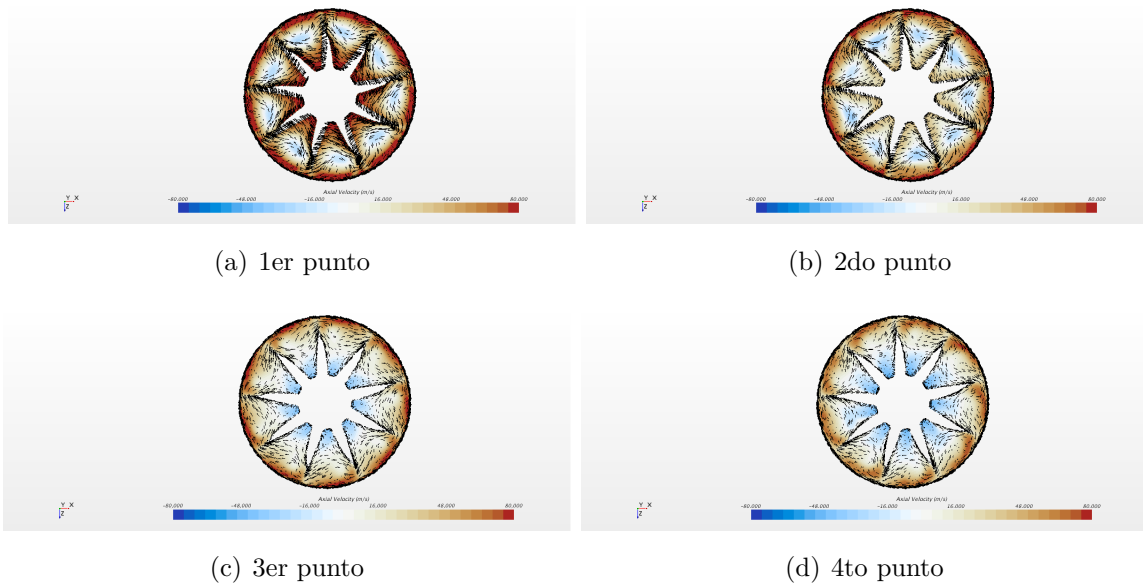


Figura 5.31: Velocidad axial en el Rotor, 10 % de TGV.

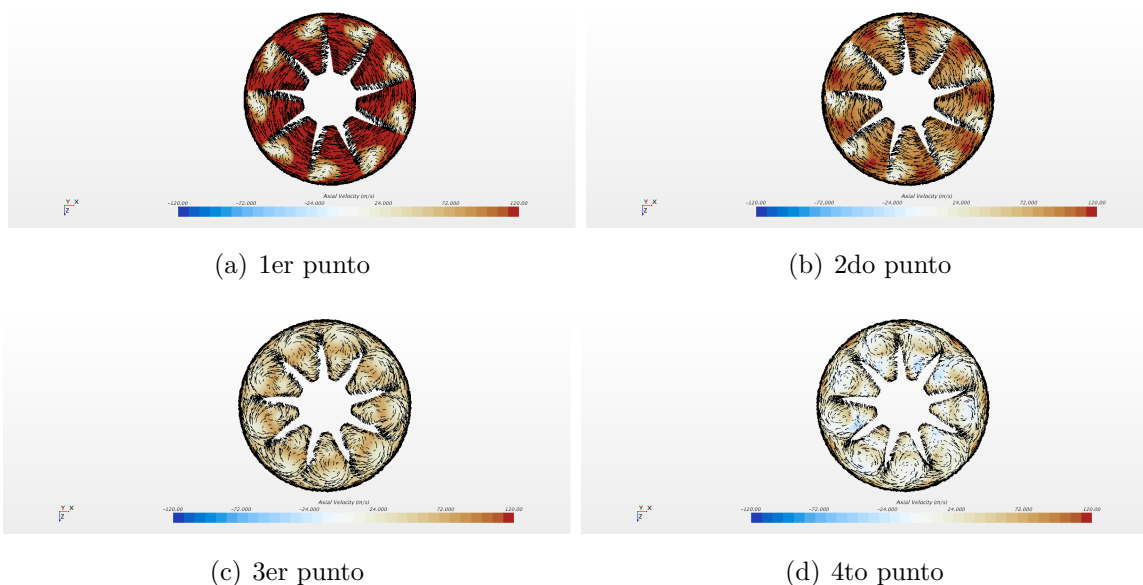


Figura 5.32: Velocidad axial en el Rotor, 80 % de TGV.

Capítulo 6

Conclusiones

- Al aumentar la relación cinemática el ángulo relativo de entrada al rotor disminuye, esto es debido a que la componente tangencial de la velocidad relativa disminuye a la vez que el BSR.
- Apreciamos ligeras diferencias entre las dos formas de calcular el coeficiente de carga, por lo que podemos suponer que en este trabajo no sería adecuado despreciar el término en cuestión. En cuanto a la eficiencia se constata las tendencias presentadas en la teoría.
- Después de un largo proceso iterativo de ir cambiando las condiciones del mallado, hemos obtenido finalmente la precisión que buscábamos, es decir, valores de y^+ en torno a 1 con un número total de celdas aceptable.
- En cuanto a la validación del modelo con los datos experimentales podemos afirmar que ha resultado exitosa ya que para la mayoría de casos estudiados el error resulta inferior a un 2%. Y pese haber ajustado adecuadamente los puntos para el \dot{m}_{red} hemos visto que en la eficiencia aparecen importantes diferencias entre los datos simulados y experimentales.
 - De cara a futuros trabajos, una posible solución a este problema podría ser lanzar los casos con un modelo transitorio en lugar de uno estacionario. Esto implicaría mucho más tiempo de cálculo pero mayor precisión y fiabilidad en los resultados.
- Finalmente, concluir que el enfoque computacional ha resultado útil para estudiar el flujo en el interior de la turbina, ya que al trabajar con CFD nos hemos evitado problemas que surgirían en la experimentación, como por ejemplo, la toma de medidas en zonas de difícil acceso y en condiciones de temperatura y presión elevadas.

Bibliografía

- [1] Nicholas C. Baines. *Flow development in radial turbine rotors*. The American society of mechanical engineers, 1996.
- [2] Nick Baines. Intake boosting. *Encyclopedia of Automotive Engineering*, 2014.
- [3] JA Capote, D Alvear, OV Abreu, M Lázaro, and Pablo Espina. *Influencia del Modelo de Turbulencia y del Refinamiento de la Discretización Espacial en la Exactitud de las Simulaciones Computacionales*, volume 24. Universitat Politècnica de Catalunya, 2008.
- [4] S Larry Dixon and Cesare Hall. *Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery*. Butterworth-Heinemann, 2013.
- [5] José Galindo, Pablo Fajardo, R Navarro, and LM García-Cuevas. *Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its application to engine modeling*, volume 103. Elsevier, 2013.
- [6] Md Naim Hossain. *Computational Mechanics*. [online] Available at: <http://naimhossain.blogspot.com.es/2012/08/turbulence-modeling.html>, 2012.
- [7] Tomás Manuel Sánchez Lencero, Francisco José Jiménez-Espadafor, and Antonio Muñoz Blanco. *Turbomáquinas térmicas*. Síntesis, 2004.
- [8] Claudio Mataix and Antonio Arenas. *Turbomáquinas térmicas: turbinas de vapor, turbinas de gas, turbocompresores*. Dossat, 2000.
- [9] Hany Moustapha, Mark F. Zelesky, Nicholas C. Baines, and David Japikse. *Axial and Radial Turbines*. Concepts NREC, 2003.
- [10] Joseba Murua González and Jaume Albertí i Bueno. *Funcionamiento de un sistema TURBO*. [online] Available at: <http://www1.ceit.es>, 2004.
- [11] Meinhard Schobeiri. *Turbomachinery flow physics and dynamic performance*. Springer, 2005.

-
- [12] J. R. Serrano, F. J. Arnau, L. M. García-Cuevas, A. Dombrovsky, and H. Tartoussi. *Development and validation of a radial turbine efficiency model at extreme off-design conditions*. Energy Conversion and Management, 2016.
- [13] José Ramón Serrano. *Ecuación fundamental de las turbomáquinas*. Apuntes de Turbomáquinas Térmicas, 2015.
- [14] José Ramón Serrano, Andrés Omar Tiseira, Luis Miguel García-Cuevas, Lukas Benjamin Inhestern, and Hadi Tartoussi. *Radial Turbine Performance Measurement Under Extreme Off-Design Conditions*. Elsevier, 2016.
- [15] Syed Shahed. Turbocharging. *Encyclopedia of Automotive Engineering*, 2014.
- [16] Neil Watson and Marian Stefan Janota. *Turbocharging: The internal combustion engine*. MacMillan, 1982.
- [17] N. H. Woolley and A. P. Hatton. *Viscous flow in radial turbomachine blade passages*. Inst Mech Engrs conference proceedings, 1973.

Parte II

Pliego de Condiciones

Capítulo 1

Ordenanzas de seguridad e higiene en el trabajo

El presente proyecto carece de parte experimental por lo que este pliego de condiciones sólo hace referencia a los artículos referentes a la seguridad e higiene en el puesto de trabajo.

1.1. Artículo I: Obligaciones y derechos de los trabajadores

Incumbe a los trabajadores, la obligación de cooperar en la prevención de riesgos profesionales en la empresa y el mantenimiento de la máxima higiene en la misma, a cuyos fines deberán cumplir fielmente los preceptos de esta Ordenanza y de sus instrucciones complementarias, así como las órdenes e instrucciones, que a tales efectos les sean dados por sus superiores.

Los trabajadores, expresamente, están obligados a:

- Recibir las enseñanzas sobre materia en Seguridad e Higiene y sobre salvamento y socorrismo en los centros de trabajo que les sean facilitados por la empresa o en las instrucciones del Plan Nacional.

- Usar correctamente los medios de protección personal y cuidar de su perfecto estado de conservación.

- Dar cuenta inmediatamente a sus superiores de las averías y las deficiencias que puedan ocasionar peligros en cualquier centro o puesto de trabajo.

– Cuidar y mantener su higiene personal para evitar enfermedades contagiosas o molestias a los compañeros de trabajo.

– Someterse a los reconocimientos médicos preceptivos y vacunaciones o inmunizaciones ordenados por las Autoridades Sanitarias competentes o por el Servicio Médico de las Empresas.

– No introducir bebidas u otras sustancias no autorizadas en los centros de trabajo. Tampoco se podrá presentar o permanecer en los mismos en estado de embriaguez o de cualquier otro género de intoxicación.

– Cooperar en la extinción de siniestros y en el salvamento de las víctimas de accidentes de trabajo en las condiciones que, en cada caso, fueren racionalmente exigibles.

– Todo trabajador, después de solicitar de su inmediato superior medios de protección personal de carácter preceptivo para la realización de su trabajo, queda facultado para demostrar la ejecución de éste, en tanto no le sean facilitados dichos medios, si bien deberá dar cuenta del hecho al Comité de Seguridad e Higiene o a uno de sus compañeros, sin perjuicio, además de ponerlo en conocimiento de la Inspección Provincial de Trabajo.

1.2. Artículo II: Seguridad estructural

Todos los edificios permanentes o provisionales, serán de construcción segura y firme para evitar riesgos de desplome y los derivados de los fenómenos atmosféricos. Por este motivo los cimientos, pisos y demás elementos de los edificios ofrecerán resistencia suficiente para sostener y suspender con seguridad, las cargas para los que han sido calculados.

Además, para preservar esta seguridad, se indicará por medio de rótulos o inscripciones las cargas que los locales pueden soportar o suspender, quedando totalmente prohibido sobrecargar los pisos y plantas de los edificios.

1.3. Artículo III: Superficies y cubicación

Los locales de trabajo reunirán las siguientes condiciones mínimas:

- Tres metros de altura desde el piso al techo.
- Dos metros cuadrados de superficie por cada trabajador.
- Diez metros cúbicos para cada trabajador.

No obstante, en los establecimientos comerciales, de servicios y locales destinados a oficinas y despachos la altura a que se refiere el apartado 1 podrá quedar reducida hasta 2.5 m., pero respetando la cubicación que se establece en el tercer apartado y siempre que el aire se renueve suficientemente.

Para el cálculo de la superficie y el volumen, no se tendrá en cuenta los espacios ocupados por máquinas, aparatos, instalaciones y materiales.

1.4. Artículo IV: Suelos, techos y paredes

El pavimento constituirá un conjunto homogéneo, llano y liso, sin soluciones de continuidad; será de material consistente, no resbaladizo o susceptible de serlo con el uso y además de fácil limpieza. Estará al mismo nivel, y de no ser así, se salvarán las diferencias de altura por medio de rampas con pendientes no superiores al 10 %.

Por otro lado, tanto los techos como las paredes, deberán reunir las condiciones suficientes para resguardar a los trabajadores de las inclemencias del tiempo. Si han de soportar o suspender cargas deberán reunir las condiciones que se establezcan para estos en el artículo segundo.

1.5. Artículo V: Disposiciones generales

Todos los lugares de trabajo o tránsito tendrán iluminación natural, artificial o mixta, pero en cualquier caso apropiado a las operaciones que en ellos se esté realizando. Aunque la luz, como se acaba de comentar puede ser natural o artificial, se intentará en la medida de lo posible que ésta sea natural.

Se deberá intensificar la iluminación en máquinas peligrosas, lugares de tránsito con riesgo de caídas, escaleras y salidas de urgencia.

1.6. Artículo VI: Iluminación de emergencia

En todos los centros de trabajo, se dispondrá de medios de iluminación de emergencia adecuados a las dimensiones de los locales y al número de trabajadores ocupados simultáneamente, capaces de mantener al menos durante una hora la intensidad de cinco luxes y mediante una fuente de energía que será independiente del sistema normal de iluminación.

1.7. Artículo VII: Ventilación, temperatura y humedad

En los lugares de trabajo y sus anexos se mantendrá, por medios naturales o artificiales, unas condiciones atmosféricas adecuadas, evitando el aire viciado, exceso de calor o de frío, humedad o sequía y los olores desagradables.

En ningún caso, el anhídrido carbónico ambiental, podrá sobrepasar la proporción de 50/10000, y el monóxido de carbono, la de 1/10000.

En los locales de trabajo cerrados, el suministro de aire fresco y limpio por hora y por trabajador, será al menos de 30 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total del aire varias veces por hora, no inferior a seis veces para trabajos sedentarios, ni a diez veces para trabajos que exijan un esfuerzo físico superior al normal. En el otro extremo, la circulación de aire en locales cerrados se acondicionará de modo que los trabajadores no estén expuestos a corrientes molestas y que la velocidad del aire no exceda de 15 metros por minuto con temperatura normal, ni de 45 metros por minuto en ambientes extremadamente calurosos.

En los centros de trabajo expuestos a altas y bajas temperaturas, serán evitadas las variaciones bruscas por el medio que se considere más eficaz. Cuando la temperatura sea extremadamente distinta entre los lugares de trabajo, deberán existir locales de paso para que los operarios se adapten gradualmente de unas condiciones a las otras.

De acuerdo con todo lo anterior, se fijan como límites de temperatura y humedad en locales y para los distintos trabajos, siempre que el procedimiento de fabricación lo permita, los siguientes:

- Para trabajos sedentarios: de 17 a 22 °C.
- Para trabajos ordinarios: de 15 a 18 °C.
- Para trabajos que exija acusado esfuerzo muscular: de 12 a 15 °C.

A pesar de estas limitaciones, todos los trabajadores estarán debidamente protegidos contra las irradiaciones directas y excesivas de calor. La humedad relativa de la atmósfera oscilará del 40 al 60 %, salvo en instalaciones que haya peligro de generarse electricidad estática, en cuyo caso este valor se deberá limitar necesariamente por debajo del 50 %.

En aquellos trabajos, en los que por exigencias del proceso los locales están sometidos a un calor o frío extremo, se eliminará la permanencia de los operarios estableciendo, en cada caso, los turnos adecuados.

1.8. Artículo VIII: Ruidos, vibraciones y trepidaciones

Los ruidos y vibraciones se evitarán o reducirán en la medida de lo posible en su foco de origen, tratando de aminorar su propagación en los locales en lo que se encuentren personas trabajando.

De esta forma, el anclaje de las máquinas y aparatos que produzcan ruidos, vibraciones y trepidaciones se realizarán con las técnicas más eficaces, a fin de lograr su óptimo equilibrio estático y dinámico, tales como bancadas cuyo peso sea superior entre 1.5 y 2.5 veces el peso de la máquina que soportan, por aislamiento de la estructura general o por otros recursos técnicos.

Además del anclaje, las máquinas que produzcan ruidos o vibraciones molestas se aislarán adecuadamente y en el recinto de aquellas, sólo trabajará el personal para su mantenimiento durante el tiempo indispensable.

Se extremará el cuidado y mantenimiento de las máquinas u aparatos que produzcan vibraciones molestas o peligrosas a los trabajadores y muy especialmente los órganos móviles y los dispositivos de transmisión de movimiento de las vibraciones que generan estas máquinas.

El control de ruidos agresivos en los centros de trabajo no se limitará al aislamiento del foco que los produce, sino que también deberán adoptarse las prevenciones técnicas necesarias para evitar que los fenómenos de reflexión y resonancia alcancen niveles peligrosos para la salud de los trabajadores.

Las máquinas-herramientas que originen trepidaciones deberán además estar provistas de horquillas u otros dispositivos amortiguadores, y al trabajador que las utilice se le proveerá de equipo de protección personal antivibratorio (cinturón, guantes, almohadillas y botas).

1.9. Artículo IX: Protección en equipos eléctricos

En las instalaciones y equipos eléctricos, para la protección de las personas contra los contactos con partes habitualmente en tensión, se adoptarán alguna de las siguientes prevenciones:

- Se alejarán las partes activas de la instalación a distancia suficiente del lugar donde las personas habitualmente se encuentran o circulan, para evitar un contacto fortuito o por la manipulación de objetos conductores, cuando éstos puedan ser utilizados cerca de estas partes activas de la instalación.

- Se recubrirán las partes activas con el aislamiento apropiado, que permita conservar indefinidamente las propiedades del conductor y que limiten la corriente de contacto a un valor inocuo para las personas.

- Se interpondrán obstáculos que impidan todo contacto accidental con las partes activas de la instalación. Los obstáculos de protección deben estar fijados en forma segura y ser capaces de resistir los esfuerzos mecánicos usuales. Para la protección contra los riesgos de contacto con las masas de las instalaciones que puedan quedar accidentalmente con tensión, se adoptarán, en corriente alterna uno o varios de los siguientes dispositivos de seguridad:

- Puesta a tierra de las masas. Las masas deben estar unidas eléctricamente a una toma de tierra o a un conjunto de tomas de tierra interconectadas, que tengan una resistencia apropiada. Las instalaciones, tanto con neutro aislado como con neutro unido a tierra, deben estar permanentemente controladas por un dispositivo que indique automáticamente la existencia de cualquier defecto de aislamiento, o que separe automáticamente al instalación o parte de la misma, en la que esté el defecto de la fuente de energía de la que alimenta.

Dispositivos de corte automático o de aviso, sensibles a la corriente de defecto (interruptores diferenciales), o a la tensión de defecto (relés de tierra).

- Unión equipotencial o por superficie aislada de tierra o de las masas (conexiones equipotenciales).
- Separación de los circuitos de utilización de las fuentes de energía, por medio de transformadores o grupos convertidores, manteniendo aislados de tierra todos los conductores del circuito de utilización, incluso el neutro.
- Poner doble aislamiento de los equipos y máquinas eléctricas.

En el caso de que existan en la empresa circuitos alimentados mediante corriente continua, se adoptarán sistemas de protección adecuados para cada caso, similares a los que se acaban de mencionar para la corriente alterna.

1.10. Artículo X: Electricidad estática

Para evitar peligros por la acumulación de electricidad estática, y especialmente aquellos que pueden venir propiciados por la producción de una chispa en ambientes inflamables, se adoptarán en general algunas o incluso ambas precauciones que a continuación se especifican:

1. La humedad relativa del aire se mantendrá siempre con un valor por debajo del 50 %.
2. Las cargas de electricidad estática que puedan acumularse en los cuerpos metálicos, serán neutralizadas por medio de la conexión de conductores a tierra. La forma de realizar estas conexiones puede variar dependiendo del tipo de máquina.

1.11. Artículo XI: Materias inflamables

Con respecto al almacenamiento y a la manipulación de las sustancias inflamables, dado su peligrosidad, estas serán todas las precauciones que se deberán cumplir para evitar cualquier accidente:

1. Se prohíbe el almacenamiento conjunto de materiales que al reaccionar entre sí puedan originar incendios.
2. Sólo podrán almacenarse materiales inflamables en los lugares y con los límites cuantitativos señalados por los reglamentos técnicos vigentes. De esta forma se almacenarán en locales distintos a los de trabajo. Si el local de trabajo es único, se deberán construir recintos aislados. En los puestos de trabajo, sólo se depositará la cantidad estrictamente necesaria para el proceso de fabricación.
3. En los almacenes de materias inflamables, los pisos deberán ser incombustibles y además impermeables, a fin de evitar la propagación del posible fuego y evitar escapes hacia sótanos, sumideros o desagües respectivamente.
4. Antes de almacenar sustancias inflamables pulverizadas, se comprobará su enfriamiento.
5. El llenado de los depósitos de líquidos inflamables, se efectuará lentamente y evitando la caída libre desde orificios de la parte superior, para evitar la mezcla de aire con los vapores explosivos. Estos recipientes de líquidos, además se rotularán indicando su contenido y las precauciones necesarias que se deberán tomar para su manipulación.
6. Antes de almacenar envases de productos inflamables, se comprobará su cierre hermético y si han sufrido algún deterioro o rotura, para evitar posibles fugas.
7. El envasado y embalaje de sustancias inflamables se efectuará, siempre que sea posible, fuera de los almacenes de donde procedan, con las precauciones y equipo de protección adecuado a cada caso.

1.12. Artículo XII: Prevención y extinción de incendios

En los centros de trabajo que ofrezcan peligro de incendios, con o sin explosión, se adoptarán las prevenciones que se indican a continuación, combinando su empleo con la protección general más próxima que puedan prestar los servicios públicos contra incendios:

1. Donde existan conducciones de agua a presión, se instalarán suficientes tomas o bocas de agua a distancia conveniente entre sí y cercanas a los puestos fijos de trabajo y lugares de paso personal, colocando junto a tales tomas las correspondientes mangueras, que tendrán la sección y resistencia adecuadas para soportar la presión.

2. Cuando se carezca normalmente de agua a presión o ésta sea insuficiente, se instalarán depósitos con un volumen suficiente para poder combatir los posibles incendios.

3. En los incendios provocados por líquidos, grasas, pinturas inflamables o polvos orgánicos, solo se deberá emplear agua, y esta deberá estar además muy pulverizada.

4. No se empleará agua para extinguir fuegos en polvos de aluminio o magnesio en presencia de carburo de calcio u otras sustancias que al contacto con el agua produzcan explosiones, gases inflamables o incluso nocivos.

5. En incendios que afecten a instalaciones eléctricas con tensión, se prohibirá el empleo de extintores de espuma química, soda ácida o agua.

6. En la proximidad a los puestos de trabajo con mayor riesgo de incendio, se dispondrán, colocados en sitio visible y accesible fácilmente, extintores portátiles o móviles sobre ruedas, de espuma física o química, mezcla de ambas o polvos secos, anhídrido carbónico o agua, según convenga a la causa determinante del fuego a extinguir que sea más probable que haga su aparición.

7. Cuando se empleen distintos tipos de extintores serán rotulados con carteles indicadores del lugar o clase de incendio en el que deban emplearse. Estos extintores serán revisados periódicamente y cargados según las normas de las casas constructoras inmediatamente después de usarlos.

8. Se instruirá al personal, cuando sea necesario, del peligro que presenta el empleo de tetracloruro de carbono y cloruro de metilo en atmósferas cerradas y de las reacciones químicas peligrosas que puedan producirse en los locales de trabajo entre los líquidos extintores y las materias sobre las que puedan proyectarse.

9. En las dependencias con alto riesgo de incendio, queda terminantemente prohibido fumar o introducir cerillas, mecheros o útiles de ignición. Esta prohibición se indicará con carteles visibles a la entrada y en los espacios libres de las paredes de tales dependencias.

10. Se prohíbe igualmente al personal introducir o emplear útiles de trabajo, no autorizados por la empresa que puedan ocasionar chispas por contacto o proximidad a sustancias inflamables.

11. Es obligatorio el uso de guantes, manoplas, mandiles o trajes ignífugos, y de calzado especial contra incendios, que las empresas facilitarán a los trabajadores para uso individual.

Parte III

Presupuesto

Capítulo 1

Introducción

El actual documento contiene el presupuesto asociado a la realización del trabajo *Cálculo y análisis del flujo en una turbina de un turbogrupo operando en condiciones fuera de diseño*. Para la especificación de los costes, parciales y globales, se tendrá en cuenta los costes de los materiales, los de amortización de equipos y los de recursos humanos necesarios.

A su vez, para la realización de este proyecto, han sido necesarios equipos y programas informáticos, los cuales antes del comienzo del mismo fueron adquiridos por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la UPV (CMT). Por este motivo, sólo se considera su amortización en el presupuesto, dejando fuera el coste de adquisición de los mismos.

Cabe destacar además, que la información experimental de la que se ha dispuesto y hecho uso para la realización del presente trabajo, ya había sido obtenida en los laboratorios del CMT antes del comienzo de este proyecto, por lo que los costes asociados a los mismos no han sido contabilizados.

Debido a la carencia de parte experimental, la mayoría del presupuesto se puede englobar dentro de lo que se denomina presupuesto de modelado, que conlleva las simulaciones realizadas y el post-procesado de los resultados obtenidos. Quedaría añadir la etapa de planificación y las reuniones que se han ido realizando a lo largo de todo el trabajo para evaluar el progreso y el cumplimiento de los objetivos.

Capítulo 2

Presupuesto

Procederemos ahora a analizar cada una de las etapas del proyecto por separado, comenzando con la planificación previa, el acuerdo de objetivos y las sucesivas reuniones durante el tiempo de trabajo. Continuaremos con el grueso del trabajo, que comprende la etapa de modelado y post-procesado de los resultados. Finalmente resumiremos el presupuesto global del proyecto realizando la suma de los costes expuestos previamente.

2.1. Planificación y reuniones

La mano de obra comprende el coste de tres ingenieros superiores senior, el Director, el Codirector y el Director experimental de este proyecto, cuyo valor es de 50 €/h, y el del autor del trabajo que lleva asociado un coste de 25 €/h puesto que se trata de un ingeniero junior. Donde el coste de las reuniones no solo incluye la parte de recursos humanos, sino que también tiene en cuenta la amortización de equipos informáticos y sus correspondientes licencias, y la adquisición del material fungible utilizado en las mismas.

En esta primera fase del trabajo se realizaron reuniones entre dos de los ingenieros superiores senior durante un tiempo de 5 horas para fijar los objetivos y planificar el desarrollo del proyecto. Su coste se presenta en la Tabla 2.1:

Concepto	Unidades [h]	Coste unitario [€/h]	Importe [€]
Ing. superior senior	10	50	500
Subtotal			500

Tabla 2.1: Coste asociado a las reuniones de planificación del trabajo.

Por otro lado, también se realizaron diversas reuniones a lo largo de los meses dedicados al proyecto, en las que intervinieron principalmente el Director experimental y puntualmente, para supervisar el trabajo, el Director y Codirector. Las expondremos a continuación separadas en tablas resumen.

Comenzaremos por las realizadas entre el ingeniero superior (Director experimental) y el ingeniero junior con una frecuencia de 1 h/semana, Tabla 2.2:

Concepto	Unidades [h]	Coste unitario [€/h]	Importe [€]
Ing. superior senior	32	50	1600
Ingeniero junior	32	25	800
Subtotal			2400

Tabla 2.2: Coste asociado a las reuniones entre el Tutor y el autor.

Seguiremos con las reuniones realizadas entre los tres ingenieros senior y el ingeniero junior, autor del trabajo, Tabla 2.3:

Concepto	Unidades [h]	Coste unitario [€/h]	Importe [€]
Ing. superior senior	6	50	300
Ingeniero junior	6	25	150
Subtotal			450

Tabla 2.3: Coste asociado a las reuniones entre el Director, Codirector, Director experimental y autor.

De este modo, podemos resumir el coste total de la mano de obra asociado a las reuniones en la Tabla 2.4:

Concepto	Importe [€]
Ing. superior senior	2400
Ingeniero junior	950
Subtotal	3350

Tabla 2.4: Coste asociado a la partida de reuniones.

2.2. Partida simulaciones y análisis de resultados

El modelado, las simulaciones realizadas y el post-procesado de las imágenes obtenidas forman el grueso del presupuesto. Los costes producidos en esta fase recogen los gastos por mano de obra, amortización de equipos informáticos, licencias y material fungible.

Detallamos a continuación los costes de mano de obra asociados al post-procesado de las simulaciones, en esta labor intervinieron principalmente el autor del trabajo y con asiduidad el Director experimental del proyecto para supervisar el buen funcionamiento de las mismas, Tabla 2.5:

Concepto	Unidades [h]	Coste unitario [€/h]	Importe [€]
Ing. superior senior	20	50	1000
Ingeniero junior	180	25	4500
Subtotal			5500

Tabla 2.5: Coste asociado a las simulaciones y su post-procesado.

Los costes de amortización de equipos asociados a la etapa de simulación y post-procesado quedan recogidos en las Tablas 2.6 y 2.7. En ellas se muestran las herramientas informáticas utilizadas, donde el principal programa del que se ha hecho uso, como ya se ha comentado en la Memoria, ha sido Star CCM+, cuya licencia de trabajo se expone a continuación. Así como también la de otros softwares que han resultado útiles durante el proyecto.

Concepto	Importe [€]
Ordenador	700
Mathematica	300
Star CCM+	1000
Microsoft Office	230
Impresora	80
Subtotal	2310

Tabla 2.6: Equipos utilizados.

Seguidamente y en concordancia con los equipos utilizados expuestos anteriormente, resta detallar el coste mismo de amortización en la Tabla 2.7:

Coste equipos	2310	[€]
Periodo de amortización	1	[año]
Tiempo de amortización	3	[mes]
Coste/mes	192,5	[€]
Coste	577,5	[€]

Tabla 2.7: Amortización de los equipos utilizados.

Por último, quedan recogidos en la tabla 2.8 los costes asociados al material fungible utilizado durante esta última etapa.

Concepto	Unidades [h]	Coste unitario [€/h]	Importe [€]
Papel	200	0,01	2
Tinta para impresora	1	45	45
Subtotal			47

Tabla 2.8: Coste del material fungible.

Mostramos finalmente la Tabla 2.9 como resumen de todos los costes asociados a esta etapa del trabajo.

Concepto	Importe [€]
Simulaciones y post-procesado	5500
Equipos utilizados	2310
Amortización de los equipos	577,5
Material fungible	47
Subtotal	8434,5

Tabla 2.9: Coste asociado a la partida de simulaciones.

2.3. Presupuesto global

El coste global del presente proyecto queda constituido por la suma del coste total de las reuniones, simulaciones y post-procesado de datos.

Para ello, agrupamos a continuación, todos los costes parciales expuestos anteriormente, detallando los subtotales asociados a cada una de las secciones en las que se ha dividido el trabajo, para obtener el presupuesto total del trabajo. Esto se muestra en la tabla 2.10:

Concepto	Importe [€]
Planificación y reuniones	3350,0
Simulaciones y análisis de resultados	8434,5
Subtotal	11784,5
Gastos generales (25 %)	2946,1
TOTAL	14730,6

Tabla 2.10: Coste total asociado a la realización del proyecto.