



Escola d'Enginyeria de Telecomunicació i  
Aeroespacial de Castelldefels

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

# TRABAJO DE FINAL DE CARRERA

**TÍTULO DEL TFC: Simulación CFD de la etapa de turbinado de un motor a reacción**

**TITULACIÓN: Ingeniería Técnica Aeronáutica, especialidad en Aeronavegación**

**AUTOR: Isaac Genzor Aragonés**

**DIRECTORES: Fernando Mellibovsky y Roger Jové**

**FECHA: 11 de julio de 2011**



**Título:** Simulación CFD de la etapa de turbinado de un motor a reacción

**Autor:** Isaac Genzor Aragonés

**Directores:** Fernando Mellibovsky y Roger Jové

**Fecha:** 11 de julio de 2011

## Resumen

Este trabajo tiene como objetivo el estudio del comportamiento de la turbina en un motor de reacción. Para ello, se simula una etapa de turbina en dos dimensiones utilizando técnicas CFD y se pretende analizar la validez y el sentido físico de los resultados, es decir, hasta qué punto se obtienen resultados aceptables mediante las técnicas disponibles de dinámica de fluidos computacional. Se estudiará la respuesta del modelo propuesto a condiciones de trabajo diferentes para confeccionar el mapa de la turbina y valorar las eficiencias que se consiguen.

El texto se divide en tres grandes bloques. Se empieza asentando las bases teóricas necesarias para comprender el funcionamiento de la turbina de gas y sus diferentes etapas, centrándose finalmente en la etapa de turbina, la cual será el caso de estudio.

Posteriormente se creará la geometría, detallando las herramientas utilizadas y el punto de partida para llegar a un modelo aceptable. Se mallará también la superficie de control creada y se verán los diferentes pasos seguidos para crear una malla adecuada y dejar a punto el modelo para la simulación.

Finalmente, se introducirán las bases del CFD y se detallará el proceso de simulación, donde se escogerán los modelos utilizados, el proceso y las herramientas para configurar la simulación numérica. Con los resultados obtenidos se ha realizado el mapa de turbina y eficiencias, para valorar la semejanza con modelos reales. Las limitaciones y posibles mejoras se explican también al final.

**Title:** CFD simulation of a jet engine turbine stage

**Author:** Isaac Genzor Aragonés

**Directors:** Fernando Mellibovsky and Roger Jové

**Date:** July, 11th 2011

## Overview

The main goal of this work is to study the behavior of a jet engine turbine stage. For this purpose the two dimension turbine stage is simulated using computational fluid dynamics techniques (CFD). This aims to analyze the validity and the physical meaning of the results, in other words, how acceptable the obtained results are using the available CFD techniques. The work studies the response of the proposed model to different working conditions, in order of building up the performance map of the turbine, and assess the efficiencies that are achieved.

The text is divided into three main blocks. It begins laying the theoretical foundations needed to understand the operation of a gas turbine and its different stages, focusing finally on the turbine stage.

Then the geometry is created, detailing the tools that have been used, and the starting point to reach an acceptable model. In this part the control surface of the geometry is also meshed, and contains the different steps followed to create a suitable mesh and leave the model ready for the numerical simulation.

Finally, the reader is introduced into the basics of CFD and the simulation process is detailed. Also the models and tools are chosen to set the simulation. With the obtained results, a turbine performance map has been made, and the turbine efficiencies are evaluated, in order to assess the similarity to real model. The limitations and possible improvements are also explained at the end.

*A Fernando, por la oportunidad y el seguimiento del trabajo*

*A Roger, por la ayuda a lo largo del proceso*

*A Alba, por la ayuda con la corrección y el apoyo incondicional*

## ÍNDICE

<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>1</b>
<b>CAPÍTULO 1. FUNDAMENTOS .....</b>	<b>2</b>
1.1. Introducción.....	2
1.2. Turbina de gas .....	2
1.2.1. Ciclo termodinámico de la turbina de gas.....	3
1.2.2. Mecánica de fluidos de flujos compresibles.....	9
1.3. Motores de turbina de gas.....	11
1.3.1. Introducción .....	11
1.3.2. Turbofan.....	12
1.4. Turbina de flujo axial .....	16
1.4.1. Introducción .....	16
1.4.2. Funcionamiento de la turbina .....	18
1.4.3. Ecuación de turbina de Euler.....	19
1.4.4. Eficiencia de la turbina .....	21
1.4.5. Grado de reacción.....	21
1.4.6. Diagramas de velocidad .....	24
1.4.7. Pérdidas en la turbina .....	26
1.4.8. Mapas de rendimiento de la turbina .....	27
1.4.9. Temperatura de entrada a la turbina y refrigeración .....	29
<b>CAPÍTULO 2. GEOMETRÍA Y MALLADO .....</b>	<b>30</b>
2.1. Introducción.....	30
2.2. Creación de la geometría .....	30
2.2.1. Análisis del problema y obtención de datos.....	30
2.2.2. Triángulos de velocidad.....	31
2.3. Creación de la malla.....	33
<b>CAPÍTULO 3. SIMULACIÓN Y RESULTADOS .....</b>	<b>35</b>
3.1. Introducción.....	35
3.2. Modelos.....	36
3.2.1. Solver.....	36
3.2.2. Modelos.....	36
3.2.3. Sistemas de referencia.....	37
3.2.4. Condiciones de contorno .....	39
3.3. Simulación numérica .....	40
3.4. Análisis cualitativo del punto de diseño.....	41
3.4.1. Primeros resultados .....	41
3.4.2. Análisis del estrangulamiento para el punto de diseño.....	44

3.4.3	Eficiencia isentrópica para la velocidad de diseño .....	45
3.5.	Mapa de turbina, eficiencia y esfuerzo .....	47
3.5.1.	Mapa de turbina .....	47
3.5.2.	Mapa de eficiencia de la turbina .....	49
3.5.3.	Esfuerzo sobre el rotor .....	51
<b>CONCLUSIONES .....</b>		<b>53</b>
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>		<b>55</b>
<b>ANEXO 1: TABLAS DE SIMULACIÓN NUMÉRICA .....</b>		<b>57</b>
1.1	Leyenda de símbolos y punto de diseño .....	57
1.2	Tablas y datos de la simulación .....	58



# INTRODUCCIÓN

El objetivo principal de este trabajo es el estudio de la etapa de turbinado en un motor a reacción. Se pretende simular una etapa de turbina mediante técnicas CFD para confeccionar el mapa de su comportamiento. Las técnicas CFD se usan actualmente en muchos ámbitos como la aerodinámica o la turbomaquinaria y pretenden comprobar si mediante las técnicas disponibles es posible alcanzar resultados aceptables. Desde un punto de vista no tan enfocado al diseño de una turbina, tanto como a la simulación numérica partiendo desde una geometría sencilla y adecuada en dos dimensiones, se estudiará hasta qué punto los resultados obtenidos son válidos y representativos del comportamiento de una turbina en un motor de reacción real. Se intentará simular la respuesta del modelo propuesto a diferentes condiciones a partir de un punto de diseño para extraer los datos suficientes con los que confeccionar el mapa típico de turbina, junto con la eficiencia relacionada, y valorar a posteriori la eficacia de las técnicas utilizadas y la semejanza de los resultados obtenidos con los modelos reales.

Para llevar a cabo los objetivos de este trabajo, la organización del texto se divide en tres grandes bloques. Se empieza con un capítulo introductorio, con los fundamentos necesarios para sentar la base teórica del trabajo. Se pretende situar al lector y dar un guión con el que comprender las partes posteriores. En este apartado apartado se estudiará el funcionamiento de una turbina de gas y se verá el ciclo termodinámico para modelar su funcionamiento. Se verán además algunos útiles apuntes sobre condiciones de estancamiento y estrangulamiento del flujo. Para complementar el estudio de la turbina de gas, se explican brevemente las diferentes aplicaciones en la aviación para hacer hincapié en el motor turbofan, el cual será el modelo escogido en el que se basarán las simulaciones. La parte final de este capítulo pone la etapa de turbina en el punto de mira para dar una visión más concreta del caso que nos ocupa. Para ello, se detalla el funcionamiento y los diferentes aspectos a tener en cuenta.

Vistas las bases teóricas, en el segundo capítulo se detalla el proceso utilizado para crear la geometría en dos dimensiones, el software utilizado y los diferentes problemas encontrados. Se verá también el proceso de mallado de la superficie de control, un paso imprescindible en cualquier estudio mediante técnicas CFD. Se detalla la metodología y las herramientas utilizadas para alcanzar el modelo final con el que se trabaja en el capítulo siguiente.

En el tercer capítulo se sitúa, primeramente, al lector en el ámbito del CFD y se repasan los modelos y condiciones utilizados durante las simulaciones. Se verán los diferentes problemas que surgen durante la simulación, así como también los primeros resultados. Finalmente, se pauta el proceso a seguir para la elaboración del mapa de turbina y la eficiencia a partir de los datos obtenidos para el punto de diseño, y se estudian los resultados.

# CAPÍTULO 1. FUNDAMENTOS

## 1.1. Introducción

El empuje es la fuerza que mueve una aeronave. Dicho empuje es generado por el sistema de propulsión de la aeronave. Existen diversos tipos de sistemas de propulsión que generan el empuje de diferentes maneras, pero siempre en concordancia con la tercera ley de Newton: para toda acción existe una reacción igual y opuesta. En un sistema de propulsión, el fluido es acelerado, lo cual produce una fuerza neta en el sistema que depende del flujo másico a través del motor y la velocidad de salida de los gases.

Con la intención de situar al lector, en este capítulo veremos cómo funciona una turbina de gas y detallaremos el ciclo termodinámico de Brayton para modelar su funcionamiento. A continuación, daremos algunos apuntes sobre mecánica de fluidos para entender mejor el comportamiento de los gases en el interior de la turbina de gas. Se explica también el funcionamiento del turbofan y posteriormente nos centraremos en la etapa de turbinado, la cual será el modelo a simular mediante técnicas CFD.

## 1.2. Turbina de gas

Durante la Segunda Guerra Mundial, se desarrolló independientemente un nuevo tipo de motor para la aviación en Alemania e Inglaterra, el motor de turbina de gas.

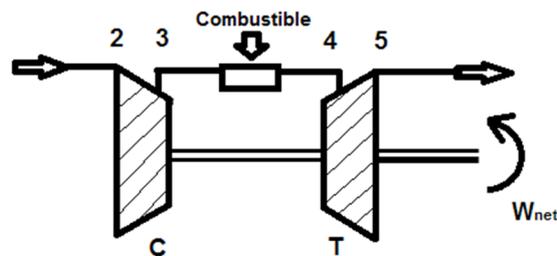
La turbina de gas es un motor de combustión interna que se compone de un compresor rotatorio acoplado a una turbina y una cámara de combustión situada en medio. La energía se añade a la corriente de gas en la cámara de combustión, donde el combustible se mezcla con el aire y se enciende. Bajo las condiciones de alta presión de la cámara, al quemar el combustible se incrementa la temperatura. El flujo resultante es introducido entonces en la sección de turbina. Es ahí donde, a alta velocidad, el volumen del flujo de gas es redirigido a través de los álabes de la turbina, haciéndola girar. Ésta, a su vez, da la fuerza necesaria al compresor a través del eje. La energía entregada a la turbina proviene de la reducción de la temperatura y de la presión de los gases de escape.

Los gases, a través de una turbina de gas ideal, están sometidos a tres procesos termodinámicos: la compresión isentrópica, la combustión isobárica y la expansión isentrópica. Estos procesos conforman el conocido ciclo Brayton, que detallaremos y analizaremos en el siguiente apartado, para centrarnos luego en la etapa de turbinado como caso posterior de análisis en este trabajo. Debido a su gran producción de energía y su alta eficiencia térmica, las turbinas de gas se usan en un amplio abanico de sectores, entre ellos el que nos ocupa: el sector aeronáutico.

Las turbinas de gas más sofisticadas, como las encontradas en motores de reacción. Pueden tener múltiples ejes, cientos de álabes e incluso álabes móviles, sistemas complejos de tuberías, cámaras de combustión e intercambiadores de calor.

### 1.2.1. Ciclo termodinámico de la turbina de gas

El ciclo termodinámico de una turbina de gas se puede esquematizar mediante la figura mostrada a continuación, donde C representa el compresor, T la turbina, y  $\dot{W}_{net}$  el trabajo realizado sobre el eje.



**Fig. 1.1** Esquema de las etapas en una turbina de gas

En relación al ciclo termodinámico, hay diversas etapas: el aire del exterior se introduce en el compresor (2) donde se comprime. A continuación, el aire a alta presión procedente del compresor se introduce en la cámara de combustión (3), donde se mezcla con el combustible y se realiza la combustión. El gas a alta temperatura procedente de la cámara de combustión se introduce en la turbina (4), donde se expande produciendo potencia. Finalmente, el gas que sale de la turbina (5) se expulsa al exterior. Estos índices para las diferentes etapas serán los que usaremos en el posterior análisis del ciclo termodinámico. La parte central de la turbina de gas, el compresor, la cámara de combustión y la turbina que arrastra el compresor, conforman el denominado núcleo del motor. A grandes rasgos, los cuatro procesos tienen lugar en:

- El compresor

Comprende el tramo 2-3 del ciclo. El compresor es arrastrado gracias a la turbina mediante un eje común. Habitualmente encontramos dos compresores, de baja y alta presión, con una relación de compresión de hasta 40 y un total de entre 10 y 20 etapas. El compresor ideal es adiabático, por lo que en la realidad se intenta evitar irreversibilidades en la medida de lo posible. El trabajo introducido por el compresor en el fluido es el cambio en la entalpía durante la compresión. Como veremos en el estudio posterior de la turbina, para analizar el comportamiento del compresor para diferentes condiciones y parámetros se usan mapas de compresor, que muestran la eficiencia, el ratio de presión y el flujo másico para diferentes velocidades de rotación.

- La cámara de combustión

Comprende el tramo 3-4 del ciclo. La temperatura alcanza aquí su valor máximo, y es objeto de investigación el mejorar la resistencia de los materiales para poder aumentar la temperatura máxima. En el proceso de combustión la presión se mantiene constante, y se produce un aumento de la entalpía debido al combustible quemado. Las pérdidas de presión, no obstante, en los procesos reales están alrededor del 6%, y la eficiencia se sitúa sobre el 95%.

- La turbina

Comprende el tramo 4-5 del ciclo. La turbina se encarga de extraer energía de los gases a alta presión y temperatura mediante su expansión. Los motores pueden tener turbina de alta presión y turbina de baja, incluso una intermedia en función del tipo de motor. La energía que se extrae de la turbina en forma de potencia en el eje sirve para arrastrar el compresor. La energía sobrante se usa, en función del tipo de motor, para arrastrar el fan o hélice en un turboprop o bien para ser extraída tras la turbina en la tobera en forma de energía cinética para impulsar la aeronave. El modelo es isentrópico, pero parte de la energía se pierde en forma de calor incluso en el modelo ideal. La eficiencia está alrededor del 90%.

La potencia de la turbina  $\dot{W}_t$  (potencia por unidad de flujo másico en Watt por Kg/s) se usa en parte para suministrar la potencia del compresor  $\dot{W}_c$  y en parte, como acabamos de ver, para suministrar trabajo útil  $\dot{W}_{net}$ , ya sea arrastrando otros elementos o creando empuje. La relación entonces es:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_c \quad (1.1)$$

### 1.2.1.1. Ciclo termodinámico

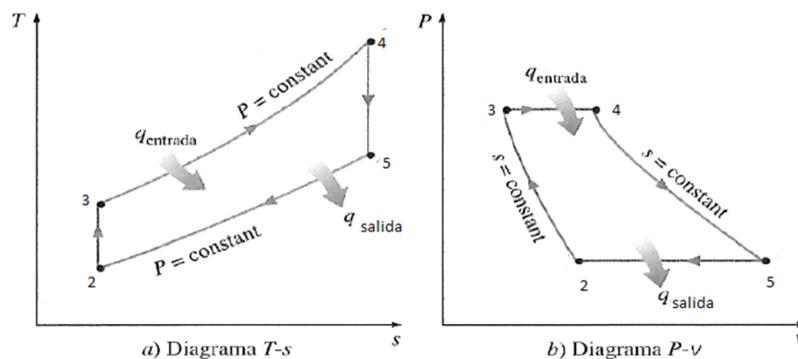


Fig. 1.2 Diagramas ideales T-s y P-v del ciclo Brayton [6]

Las turbinas de gas utilizadas hoy en día en la mayoría de motores de aviación trabajan en ciclo abierto, conocido como ciclo Brayton, el cual ya hemos introducido en el apartado anterior. La representación del ciclo que podemos ver en la figura 1.2 se realiza no obstante mediante un trazado cerrado, donde el área que envuelve representa el trabajo obtenido durante el ciclo.

Para simplificar el análisis del ciclo de las turbinas de gas se trabaja en todo momento con aire y no se tiene en cuenta el flujo másico de combustible introducido por ser muy pequeño en relación al flujo de aire total, por lo que el flujo másico es constante. Trabajaremos además con un fluido que se comporta como un gas ideal ( $c_p = 1.005 \frac{kJ}{kgK}$ ,  $\gamma = 1.40$ ,  $R = 0.287 \frac{kJ}{kgK}$ ), con valores de  $c_p$  constantes, lo cual es suficientemente acertado hasta este punto. La compresión en el compresor y la expansión en la turbina se consideran isentrópicas con la finalidad de considerar irreversibilidades. A la entrada del compresor, la temperatura es  $T_2$  y la presión es la presión ambiente  $p_a$ . Para modelar el proceso de combustión dentro de la cámara se usará un proceso de adición de calor a presión constante ( $p_3 = p_4$ ) desde una fuente externa y, de la misma forma, el proceso de escape será en nuestro caso un proceso de extracción de calor también a presión constante para volver a la condición inicial.

Aplicando la primera ley de la termodinámica para un proceso estacionario a través del motor, donde la temperatura de entrada es  $T_2$  y la de salida  $T_5$ , y modelando la combustión como un proceso de adición de calor  $\dot{Q}_{net}$ , tenemos:

$$\dot{Q}_{net} - \dot{W}_{net} = \dot{m}_{air} \Delta h \quad (1.2)$$

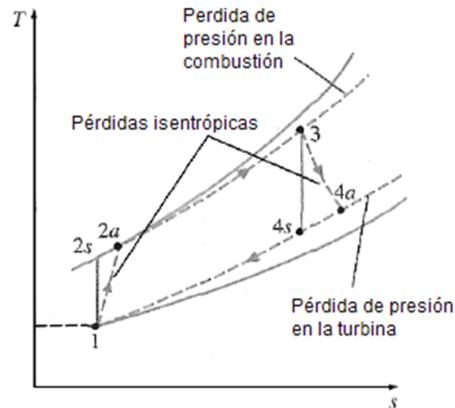
Siendo  $\Delta h$  la diferencia de entalpia entre la entrada y la salida basada en condiciones de estancamiento (más detalladas en el apartado 1.2.2.1). Como ya hemos dicho, al no tener en cuenta el flujo másico de combustible y considerando los gases de salida como gas ideal con las mismas propiedades que el aire, obtenemos:

$$\dot{Q}_{net} - \dot{W}_{net} = \dot{m}_{air} c_p (T_5 - T_2) \quad (1.3)$$

Donde el proceso de combustión es:

$$\dot{Q}_{net} = \dot{m}_{air} c_p (T_4 - T_3) \quad (1.4)$$

### 1.2.1.2. Eficiencia isentrópica y potencia neta



**Fig. 1.3** Ciclo termodinámico con pérdidas [6]

En el diagrama de la figura 1.3 el proceso 2-3 corresponde a la compresión y el 4-5 a la expansión en la turbina. Idealmente los procesos de compresión y expansión ocurren sin intercambio de calor hacia el exterior, por lo que se consideran adiabáticos. Los procesos hipotéticos o ideales de compresión 2-3is y expansión 4-5is se consideran adiabáticos y reversibles, es decir, isentrópicos. Como puede observarse, la compresión real implica un incremento mayor de temperatura que el proceso isentrópico para el mismo ratio de presión. Esto significa que el trabajo requerido para la compresión real por unidad de masa de aire es mayor que el trabajo ideal. De la misma forma, la turbina real produce una caída de la temperatura menor que la ideal, por lo que produce menos trabajo para la mismo ratio de presión que el proceso isentrópico. La eficiencia para el compresor y la turbina relaciona el trabajo real por unidad de masa con el trabajo ideal para el mismo ratio de presión:

$$\eta_c = \frac{\text{trabajo ideal}}{\text{trabajo real}} \quad \text{y} \quad \eta_t = \frac{\text{trabajo real}}{\text{trabajo ideal}} \quad (1.5)$$

Los valores son siempre menores que 1. Para un motor adiabático, el proceso ideal equivalente es reversible, por lo que nos referimos entonces a eficiencias isentrópicas. Tratando el fluido como un gas perfecto para el que  $h = c_p T$ , obtenemos:

$$\eta_c = \frac{T_{3is} - T_2}{T_3 - T_2} \quad \text{y} \quad \eta_t = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_{5is}} \quad (1.6)$$

Las eficiencias hoy en día para aeronaves de alta calidad se sitúan alrededor del 90%.

Para un ciclo simple de turbina, el aumento de presión en el compresor es igual a la caída en la turbina. Para un motor de turbina de gas, la caída de presión en la turbina tiene que ser menor que el incremento en el compresor, puesto que parte de la expansión se utiliza para generar el empuje. La presión en la salida de la turbina es  $p_5$  y en la salida de la tobera equivale a la presión atmosférica  $p_a$ . Si se especifica el ratio de presión, la temperatura isentrópica se calcula fácilmente. Para un proceso isentrópico  $p/T^{\gamma/(\gamma-1)}$  es constante. Lo que significa:

$$\frac{T_{3is}}{T_2} = \left(\frac{p_3}{p_a}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad \frac{T_4}{T_{5is}} = \left(\frac{p_4}{p_a}\right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \quad (1.7)$$

Esta fórmula la usaremos en el estudio de la eficiencia de la turbina más adelante. Si no cae presión en la combustión,  $p_3 = p_4$ , y si  $\frac{p_3}{p_a} = \frac{p_4}{p_a} = r$ , siendo entonces el trabajo neto disponible para crear el empuje la resta entre el trabajo de la turbina y el compresor, llegamos a la ecuación del trabajo neto por unidad de flujo másico:

$$\dot{W}_{net} = \dot{m}_{air} c_p T_2 \left[ \eta_t \frac{T_4}{T_2} \left( 1 - \frac{1}{r^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}}} \right) - \frac{\left( r^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1 \right)}{\eta_c} \right] \quad (1.8)$$

A partir de esta ecuación podemos extraer que el ratio de presión es importante, puesto que si se acerca a la unidad, el trabajo baja a cero. Aumentar el ratio entre la temperatura de entrada de la turbina y el compresor  $T_4/T_2$  para un ratio de presión dado supone un incremento rápido en la potencia neta. Es, de hecho, la forma de controlar el motor, porque si se incrementa el flujo de combustible, se incrementa  $T_4$ , y por consiguiente la potencia. De todas formas, lo que interesa es la relación, por lo que a mucha altitud de vuelo  $T_2$  será baja y el ratio elevado. La relación puede observarse en la siguiente figura:

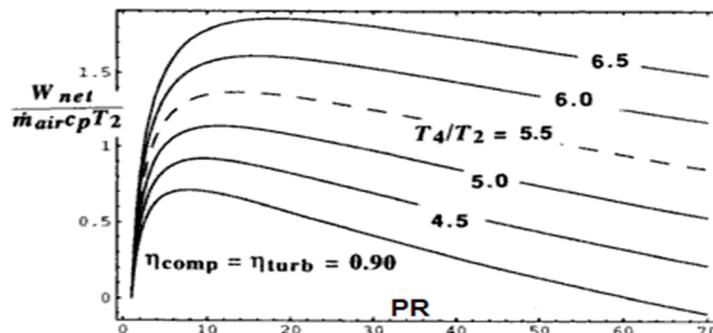


Fig. 1.4 Potencia en función del ratio de presión para valores de  $T_4/T_2$  [2]

Para valores pequeños del ratio de presión, incrementarlo supone un incremento rápido de  $\dot{W}_{net}$  hasta un pico máximo, a partir del cual el ratio decrece. El valor del ratio de presión en el máximo de potencia incrementa a la par con  $T_4/T_2$  pero nunca por encima de 20 para valores prácticos.

### 1.2.1.3. Eficiencia térmica del ciclo

La eficiencia térmica del ciclo cerrado que muestran los diagramas de T-s y p-v se puede escribir como el ratio entre la potencia neta extraída y el ratio de calor añadido que modela la combustión:

$$\eta_{termica} = \frac{W_{net}}{Q_{net}} = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{air} c_p (T_4 - T_3)} = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{air} c_p T_2 \left( \frac{T_4}{T_2} - \frac{T_3}{T_2} \right)} \quad (1.9)$$

Obteniendo la expresión para la temperatura de salida del compresor  $T_3$ , y entonces el ratio de temperaturas a través del compresor, sustituyendo la ecuación de la potencia neta y el ratio de temperaturas en el compresor en la ecuación 1.9, la ecuación resultante para la eficiencia térmica del ciclo es:

$$\eta_{ciclo} = \frac{\eta_t \frac{T_4}{T_2} \left( 1 - \frac{1}{r^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) + \frac{1-r}{\eta_c} \frac{(\gamma-1)}{\gamma}}{\frac{T_4}{T_2} + \frac{1-r}{\eta_c} - 1} \quad (1.10)$$

En la siguiente figura se observa la relación de la eficiencia con el ratio de presión para diferentes valores de  $T_4/T_2$  y  $\eta_c$  y  $\eta_t$ :

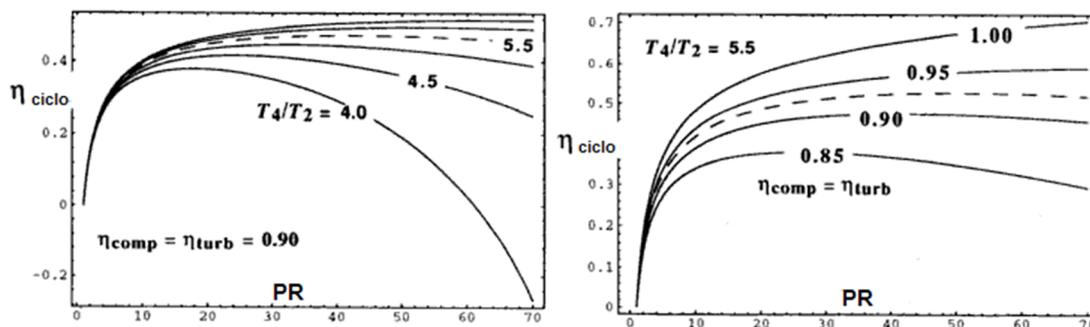


Fig. 1.5 Eficiencia del ciclo respecto al ratio de presión [2]

La eficiencia del ciclo depende del ratio de presión. Para un valor dado de  $T_4/T_2$  hay un valor del ratio que da la eficiencia máxima. Este ratio de presiones

para el que ocurre el máximo de eficiencia depende de las eficiencias isentrópicas de la turbina y el compresor. El pico de eficiencia ocurre a un ratio de presión mucho mayor que para el ratio que da la máxima potencia. Esto ocurre porque a ratios de presión bajos la potencia incrementa con el ratio de presión, ya que la eficiencia crece tan rápido que la mayoría de calor es convertido en trabajo. Para mayor detalle del proceso termodinámico se recomiendan las referencias [1], [2] y [6] de la bibliografía.

## 1.2.2. Mecánica de fluidos de flujos compresibles

La mecánica de flujos compresibles es un tema muy amplio y desarrollado. La intención de este apartado es dar los enfoques necesarios al lector para tratar con flujos compresibles a alta velocidad en el interior de conductos, como es el caso de la turbina de gas.

Para número de Mach por encima de 0.3, la ecuación de Bernoulli para flujo estacionario no es válida, pues en el ámbito de las turbomáquinas la mayoría de procesos involucran velocidades cercanas a la del sonido, muy por encima de 0.3.

### 1.2.2.1. Condiciones estáticas y de estancamiento

La ecuación de energía para un flujo estacionario sin intercambio de calor ni trabajo externo se define como:

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad \text{o} \quad T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p} = T_2 + \frac{V_2^2}{2c_p} \quad (1.11)$$

donde  $h = c_p \Delta T$  es la entalpia. Sustituyendo y dividiendo entre  $c_p$  a ambos lados llegamos a la segunda ecuación mostrada. La cantidad que se conserva se define como temperatura de estancamiento  $T_0$  tal que  $T + \frac{V^2}{2c_p} = T_0$ . La temperatura de estancamiento es la temperatura que el gas alcanzaría si se lleva al reposo sin adición de trabajo o calor, no necesariamente de un modo ideal o sin pérdidas. Insertamos entonces la expresión de calor específico  $c_p = \gamma R / (\gamma - 1)$  y, siendo la velocidad del sonido  $a = \sqrt{\gamma RT}$ , con el número de Mach  $M = V/a$ , al reordenar la expresión obtenemos la ecuación para la temperatura de estancamiento:

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \quad (1.12)$$

La relación entre la temperatura de estancamiento  $T_0$  y la temperatura estática  $T$  no implica aceleración o deceleración ideal o sin pérdidas. Consideraremos

entonces que la aceleración o deceleración del gas entre el estado estático  $p$  y  $T$  y el de estancamiento  $p_0$  y  $T_0$  es reversible y adiabático (isentrópico). Sabemos entonces que  $p/\rho^\gamma$  es constante, igual que  $p/T^{\gamma/(\gamma-1)}$  también lo es. Obtenemos la ya conocida relación  $p_0/p = (T_0/T)^{\gamma/(\gamma-1)}$ , que combinando con la ecuación # se reescribe:

$$\frac{p_0}{p} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (1.13)$$

Es importante trabajar con temperaturas y presiones absolutas en un flujo compresible. Cabe matizar que cuando se calcula la velocidad del sonido o la densidad del aire por donde se mueve la aeronave, los datos estáticos son los relevantes. Cuando se analiza un ciclo, como calculando el trabajo o el calor en una turbina de gas, se deben usar las magnitudes de estancamiento. Las magnitudes de estancamiento, como la presión y la temperatura nos dan una medida del total de energía o capacidad disponibles para acelerar el flujo. Estas propiedades no son reales, excepto cuando la velocidad es cero (en la punta de un perfil o álabe), sino que son las propiedades estáticas las que son reales. Las propiedades de estancamiento dependen del sistema de referencia, por lo que un observador, desde el sistema aeronave a una velocidad  $V$  y número de Mach  $M$ , percibe la temperatura de estancamiento de la fórmula que resulta de aislar dicha propiedad de la ecuación 1.18, y la presión de estancamiento resulta de hacer lo propio con la ecuación 1.19.

### 1.2.2.2. Condición de estrangulamiento

El flujo máximo que puede pasar a través de un área transversal es otro concepto importante a estudiar para un flujo compresible. Para un volumen entrando en una tobera, el área mínima ocurre en la garganta. Asumiremos en este estudio que el flujo es unidimensional, lo que implica que el flujo es uniforme en la dirección de las líneas de corriente, y es adiabático.

El flujo másico por unidad de área de la garganta viene dado por  $\frac{\dot{m}}{A} = \rho V$  y en un flujo estacionario el valor máximo de  $\dot{m}/A$  evidentemente ocurre en la garganta. Para un flujo adiabático la ecuación de energía para flujo estacionario lleva a:

$$V = \sqrt{2c_p(T_0 - T)} \quad (1.14)$$

donde  $T$  es la temperatura local del aire y  $T_0$  es la temperatura de estancamiento, que es uniforme a lo largo del flujo. Para un flujo isentrópico  $T/\rho^{(\gamma-1)} = T_0/\rho_0^{(\gamma-1)} = \text{constante}$ , o  $\rho = CT^{1/(\gamma-1)}$ , donde  $C = 1/(T_0/\rho_0^{(\gamma-1)}) = \text{constante}$ . El flujo másico por unidad de área se reescribe entonces:

$$\frac{\dot{m}}{A} = CT^{1/(\gamma-1)}\sqrt{2c_p(T_0 - T)} = C\sqrt{2c_p(T_0T^{2/(\gamma-1)} - T^{(\gamma+1)/(\gamma-1)})} \quad (1.15)$$

El máximo flujo másico por unidad de área se encuentra derivando  $\frac{\dot{m}}{A}$  respecto  $T$ , teniendo en cuenta que  $T_0$  es constante. El resultado da un máximo para  $T = T_0 \frac{2}{\gamma+1}$ , que sustituido en la ecuación 1.15 y simplificando nos lleva a:

$$V = \sqrt{c_p T (\gamma - 1)} = \sqrt{\gamma RT} = a \quad (1.16)$$

Es decir, la velocidad del sonido. Cuando el flujo másico a través de una tobera alcanza el máximo, la velocidad en la garganta es sónica. Esto es válido para toberas, y para la etapa de turbina en una turbina de gas, puesto que trabaja normalmente bajo condiciones de estrangulamiento. Bajo esta condición la tobera o el conducto se considera estrangulado. Existe un máximo en el flujo másico porque a medida que la velocidad aumenta, disminuye la densidad. A medida que el ratio de presión a través de la tobera aumenta, aumenta también la velocidad, pero más allá de Mach 1 el ratio de caída de la densidad excede el ratio de crecimiento de la velocidad. Para acelerar el flujo por encima de la velocidad sónica es necesario incrementar el área de la sección transversal una vez alcanzada la garganta, como veremos en el estudio posterior de los álabes del estator de turbina.

### 1.3. Motores de turbina de gas

#### 1.3.1 Introducción

Existen muchas aplicaciones para las turbina de gas, como los motores de reacción. Los motores de reacción son turbinas de gas optimizadas para producir empuje a través de los gases de escape o conductos acoplados a la turbina de gas.

Actualmente existe una amplia variedad en cuanto a tamaño y forma de motores de turbina, debido a las diferentes misiones y objetivos aeronáuticos. Aun así todos los motores tienen algunas partes en común. Cada uno de los diferentes motores consta de una cámara de combustión, un compresor, una turbina, una entrada de aire y una tobera. El compresor, la cámara de combustión y la turbina conforman el núcleo del motor o generador de gas, puesto que la salida del núcleo es un gas de escape a altas temperaturas. El gas se hace pasar a través de una tobera para producir empuje en el caso del turbojet, mientras que se usa para mover la turbina de los motores turbofan y turboprop. El compresor y la turbina están unidas mediante un eje y rotan a la vez.

Los diferentes motores más usados en la aviación son el turbojet, el turboprop, el turboshaft y el turbofan, con sus diferentes variaciones. Cada tipo de motor opera solo dentro de un cierto rango de altitud y número de Mach. Veremos

con más detalle el caso del Turbofan, de donde se extraerá el modelo de turbina escogido para el trabajo, así como sus formas de clasificación y diversos tipos y configuraciones.

### 1.3.2. Turbofan

#### 1.3.2.1. Funcionamiento

En este apartado se da una visión más amplia de este tipo de motor de turbina de gas para comprender mejor el porqué de las diferentes configuraciones. La inmensa mayoría de las aeronaves comerciales fabricadas actualmente utilizan motores turbofan, e incluso se usan en aeronaves militares y aviones no tripulados, por el elevado empuje que proporcionan y la eficiencia de combustible que presentan.

El motor turbofan es la variante más moderna del motor de turbina de gas básico. Es esencialmente un turbojet situado en el centro de una carcasa de mayor diámetro: el conducto de bypass o derivación. De la misma forma presenta un núcleo motor formado por la etapa de compresión, combustión y turbinado. A este caso, al núcleo se le añade un fan en la parte anterior que hace la función de un compresor (de una a tres etapas) y una turbina adicional en la parte posterior. El fan y la turbina están compuestos por un gran número de álabes, algunos de los cuales son fijos y otros se mueven y rotan con el eje, como el compresor y la turbina del núcleo. El fan y la turbina añadidos están conectados con un eje adicional que pasa por el núcleo por cuestiones mecánicas.

El aire es recogido por la entrada de aire. Parte de este aire de entrada pasa a través del fan y continúa hacia el núcleo motor, pasando por el compresor y posteriormente por la cámara de combustión, donde se mezcla con el combustible y tiene lugar la combustión. El flujo caliente resultante pasa a la turbina donde se expande al extraer energía y sale por la tobera, como en un turbojet típico. El resto del aire que entra pasa a través del fan y se deriva por el conducto exterior, es decir pasa por el conducto de derivación rodeando el núcleo, como el aire a través de un propulsor o hélice. El aire que pasa a través del fan tiene una velocidad algo mayor que la corriente libre. El turbofan entonces obtiene parte de su empuje del núcleo motor y parte del empuje del fan. El ratio de aire que pasa alrededor del motor y el aire que pasa por dentro del núcleo es un nuevo parámetro que se denomina relación o índice de bypass. El flujo de aire de bypass sustancialmente más lento produce empuje de forma más eficiente que el aire a alta velocidad que cruza el núcleo, reduciendo así el consumo específico (SFC).

Definimos la relación de bypass (BPR, *ByPass Ratio*) como la proporción entre la masa de aire que cruza el núcleo  $\dot{m}_c$  y la que se deriva por el conducto de bypass  $\dot{m}_b$ :

$$BPR = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_c} \quad (1.17)$$

El flujo másico total a través de la entrada de aire se define entonces como la suma del flujo que cruza el núcleo y el flujo que se deriva por el conducto es  $\dot{m}_0 = \dot{m}_b + \dot{m}_c$ . El turbofan obtiene parte de su empuje del núcleo y parte del fan. Si definimos la salida del núcleo como la etapa “e” entonces la ecuación del empuje queda:

$$F = \dot{m}_e \cdot V_e + BPR \cdot \dot{m}_c \cdot V_b - \dot{m}_0 \cdot V_0 \quad (1.18)$$

Como el flujo másico por el núcleo solo cambia un poco con la adición del fan, el turbofan genera más empuje para prácticamente el mismo combustible quemado en el núcleo. Esto significa que el turbofan es muy eficiente en cuanto a combustible, y de hecho los turbofans de alto bypass lo son casi tanto como los turboprop. El hecho de que el fan esté dentro de la entrada de aire y esté compuesto por un gran número de palas hace que pueda operar de forma eficiente a velocidades más elevadas que el turboprop. Por esta razón se utilizan más para transportes de alta velocidad. Muchas aeronaves modernas usan turbofans de bajo bypass equipados con postcombustores.

A continuación veremos las diferentes configuraciones y tipos de motor turbofan. Éstos se clasifican de varias formas, como por ejemplo el índice de bypass.

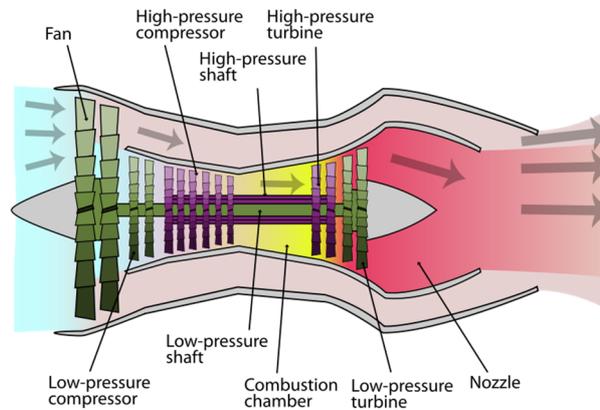
### 1.3.2.2. Configuraciones

#### - Low ByPass Ratio (LBPR)

La variante *Low ByPass Ratio* de turbofan se denomina así por tener un índice de derivación bajo, entre 0'2 y 2. Se usan habitualmente para aviones supersónicos que operan hasta Mach 2. La principal diferencia con el HBPR además de la relación de bypass, es que en este caso el fan tiene más de una etapa, de forma que actúa como si fuese el compresor de baja presión del turbojet, desarrollando una relación de compresión elevada y produciendo una velocidad de escape grande. El flujo a través del núcleo tiene que ser suficiente para arrastrar el fan. Se añade en ocasiones, además, una cámara de post-combustión y una tobera final de área variable, por donde pasa el flujo de derivación tras mezclarse con el que pasa a través del núcleo. La tobera de geometría variable sirve para acomodar el fluido cuando se enciende el post-combustor, normalmente utilizado para dar un empuje adicional en despegues, maniobras o aceleraciones transónicas.

Los turbofans LBPR operan de forma más eficiente que los HBPR en supersónico. Su capacidad para trabajar a velocidades similares que el turbojet pero de forma más eficiente ha permitido que los sustituya en aeronaves transónicas. El motor turbofan es además más flexible en cuanto al diseño, puesto además de parámetros como la relación de compresión y la temperatura de entrada a la turbina, en este caso se puede jugar también con

la relación de bypass y la presión del fan. A más relación de presión en el fan y mayor TIT obtenemos más empuje.



**Fig. 1.6** Turbofan de LBPR [12]

La relación de presión del fan es un parámetro importante ya que determina cuanta energía se extrae en la turbina de baja presión. Mayores relaciones de presión generan más empuje en el fan pero requieren más energía para accionarlo. Cuanta más energía llegue a la tobera, mayor empuje provendrá del núcleo, mientras que cuanta más energía se extraiga de la turbina, mayor empuje dará el fan y menor cantidad de energía llegará a la tobera.

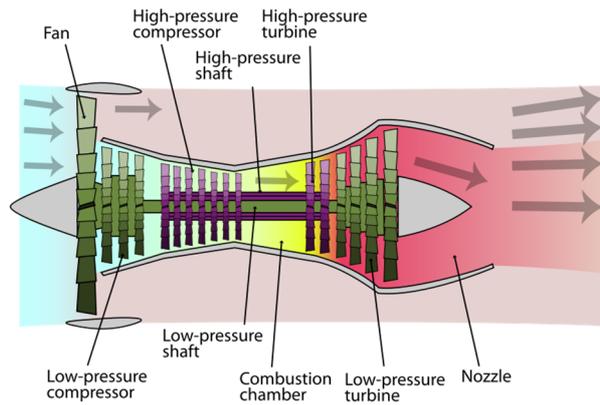
El turbofan de HBPR que veremos a continuación fue la evolución lógica del turbofan de LBPR, puesto que incrementar la relación de derivación mejora el consumo específico a cambio de reducir la velocidad de vuelo.

- *High ByPass Ratio* (HBPR)

Este tipo de turbofan, el *High ByPass Ratio*, se caracteriza por tener un índice de derivación superior al LBPR, 5 o mayor. Aproximadamente un 80% del empuje viene del fan y el 20% restante de los gases de escape del núcleo. Es el motor utilizado por todos los aviones comerciales actuales que no son de hélice.

Antes de la derivación encontramos el primer compresor o fan, de una sola etapa. Sirve de elemento propulsor, a diferencia del caso de LBPR.

Los turbofans de HBPR son generalmente más silenciosos que los de LBPR. Esto no es tanto por la alta relación de derivación, sino por la baja relación de presión, con un fan de una única etapa que reduce el empuje específico y por consiguiente la velocidad salida. Al acelerar una masa más grande de aire se obtiene una mejor eficiencia propulsiva.



**Fig. 1.7** Turbofan de HBPR [12]

Por esta razón, cuanto mayor sea la relación de derivación mejor será la eficiencia propulsiva en régimen subsónico. No obstante, al presentar un área frontal mayor, tiene mayor peso y resistencia aerodinámica.

De la misma forma que ocurre con los turbojets, podemos encontrar diferentes configuraciones para los motores turbofan según sus ejes.

- Turbofan de eje único

La configuración más simple para turbofan es la que consiste solo en un eje. El fan y un compresor de alta presión arrastrados por una única turbina, todo en el mismo eje.

- Turbofan de dos ejes y dos ejes con *Booster*

En este caso, el fan, que hace las funciones de compresor de baja presión, y la turbina de baja presión, están acoplados a un eje secundario o eje de baja presión. Este eje de baja presión gira concéntricamente con el eje de alta presión, que contiene el compresor de alta presión arrastrado por la turbina de alta presión.

Encontramos también el caso en que el eje de baja presión conecta el fan, un compresor de baja presión llamado *booster* y la turbina de baja. De la misma forma el eje de alta presión conecta las respectivas turbina y compresor de alta. De esta forma se pueden conseguir mayores ratios de presión global al añadir un compresor de presión intermedia entre el fan y el compresor de alta.

- Turbofan de tres ejes

En el caso del turbofan de tres ejes, el compresor de presión intermedia comentado en el apartado anterior se monta sobre un eje separado. Tenemos entonces un eje de presión intermedia arrastrado por su propia turbina intermedia. Este nuevo eje gira de forma concéntrica con los ejes de baja y alta presión, de forma que en la parte delantera del eje de baja presión solo está acoplado el fan.

La configuración de un solo eje o de dos ejes simples se usa en turbofans pequeños, para aviones de vuelos regionales. En cambio, la configuración de dos ejes con “*booster*” y la de tres ejes es la utilizada por los aviones comerciales más grandes.

Según la longitud del conducto de bypass podemos tener flujos separados o mezclados. Sus diferencias esenciales se definen a continuación:

- Flujo separado

Hablamos de un turbofan *unmixed* o de flujo separado cuando los gases de escape del núcleo y el aire que pasa por el conducto de bypass no se mezclan en la salida. Esto ocurre porque el conducto de bypass acaba antes del núcleo y el flujo que conduce sale al exterior por su propia tobera.

- Flujo mezclado

En cambio, cuando estos dos flujos se mezclan aguas debajo de la turbina de baja presión y se expanden en una tobera conjunta antes de salir, hablamos de un turbofan *mixed* o de flujo mezclado. El mezclador es un elemento adicional que aumenta el peso y el coste pero que permite conseguir un pequeño porcentaje en cuanto a reducción de consumo específico. Además en aplicaciones militares, en el caso de turbofan de LBPR con post-combustión, la mezcla de flujo caliente y frío antes de la tobera aumenta el empuje y evita el uso de dos sistemas de post-combustión. Una ventaja a tener en cuenta para los turbofans de flujo mezclado es que la velocidad del flujo de salida de la mezcla es menor que en la versión de flujo separado, y por lo tanto el ruido producido, que es proporcional a la velocidad de escape de los gases, es menor.

A medida que la relación de derivación aumenta, el radio medio del fan y la turbina de baja presión aumentan también. En consecuencia, si el fan rota a una velocidad óptima para el diseño de sus álabes la turbina de baja presión girará a menos velocidad. Serán necesarias etapas de turbina de alta presión adicionales para extraer suficiente energía para arrastrar el fan. Introduciendo una caja de cambios reductora entre el eje de baja presión y el fan, conseguimos que tanto el fan como la turbina de baja presión puedan trabajar en sus condiciones de velocidad óptimas. A este tipo de motor se le denomina turbofan con caja de cambios o *geared turbofan*.

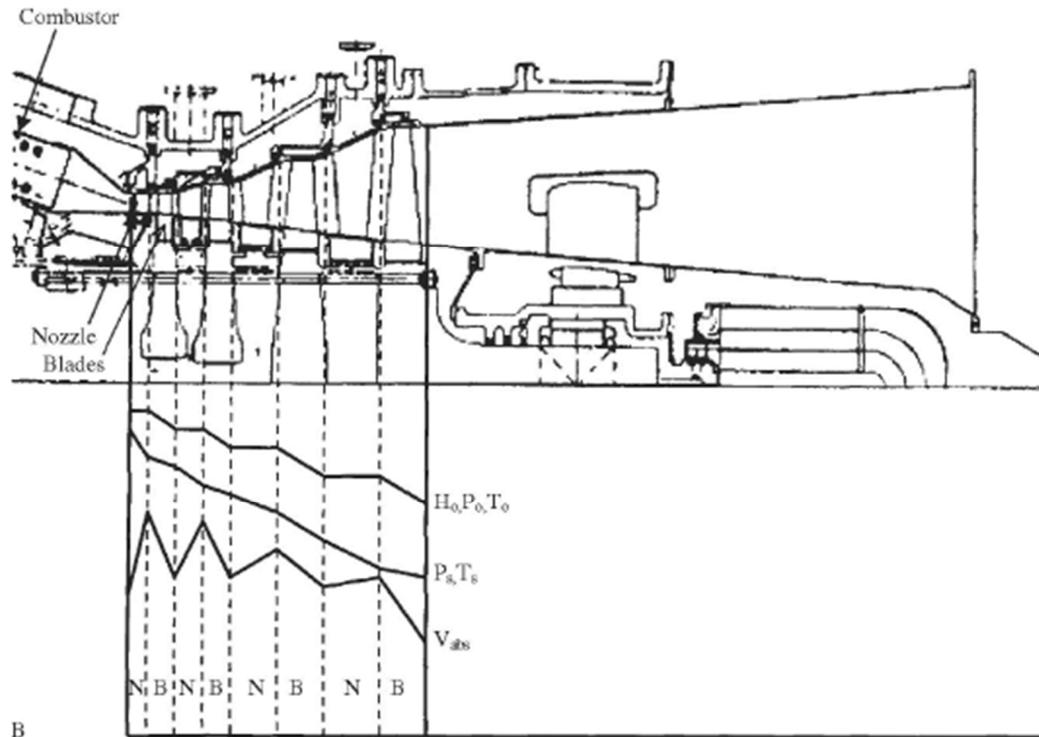
## 1.4. Turbina de flujo axial

### 1.4.1. Introducción

En un motor de turbina de gas, la finalidad de las turbinas es transformar parte de la energía global del fluido, suma de las energías de presión, energía cinética e interna debida a la temperatura en energía mecánica en el eje. Dicha energía mecánica es la que mueve el correspondiente compresor. La energía

sobrante se utiliza para producir el empuje al expulsar los gases a alta velocidad a través de la tobera.

Existen dos tipos de turbinas utilizadas actualmente en función de la dirección del flujo, las turbinas radiales y las axiales. Las primeras no son adecuadas para motores de reacción y su uso está más enfocado a equipos de tierra o de abordó. Las turbinas de flujo axial, en las que la dirección del flujo es paralela al eje son las más utilizadas usando flujos compresibles y son más eficientes que las turbinas radiales en la mayoría de ámbitos. Se utilizan en todos los motores de reacción modernos.



**Fig. 1.8** Turbina de flujo axial y características [1]

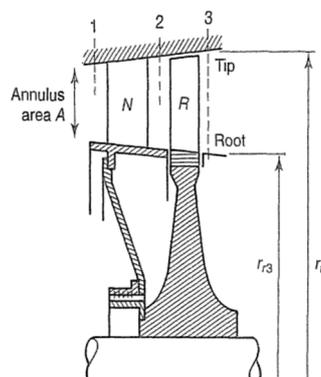
La turbina de flujo axial, como su homólogo el compresor de flujo axial, trabajan con un flujo que entra y sale en dirección axial, o paralela al eje. Consiste a grandes rasgos en una o más etapas situadas a continuación de la cámara de combustión del motor. Una etapa de turbina está formada por dos componentes básicos: el estator y el rotor. El salto de presión es aproximadamente del mismo orden de magnitud para cada etapa de la turbina. Puesto que en la turbina la presión cae en la dirección del flujo, es posible conseguir mayores ratios de presión en una etapa de turbinado que en una de compresión. Normalmente una sola etapa de turbina puede arrastrar seis o siete etapas de compresión en el mismo eje.

### 1.4.2. Funcionamiento de la turbina

El estator está formado por una corona de álabes fijos al cárter, mientras que el rotor consiste en una o varias cascadas de álabes anclados a un disco que gira a gran velocidad por acción del fluido. Los gases a alta temperatura y alta presión provenientes de la cámara de combustión llegan a un espacio anular donde encuentran los álabes fijos que conforman el estator o tobera (por su geometría y función). Estos redirigen el aire hacia los álabes móviles que conforman el rotor en la dirección más adecuada para la transformación de energía cinética en mecánica. Conceptualmente el funcionamiento es similar al de un molinillo, salvo por la gran cantidad de energía que pueden producir las turbinas actuales.

Con el objetivo de procesar adecuadamente los gases caliente de la cámara de combustión, se dispone primeramente de álabes guía de entrada a la turbina, que se montan sobre un anillo entre la cámara de combustión y la primera etapa de turbina. Estos aceleran el flujo convirtiendo energía de los gases en energía cinética para poder incidir en el rotor y cambian su trayectoria adecuadamente. La aceleración se consigue estrechando el paso entre los álabes adyacentes a modo de tobera. A medida que la velocidad aumenta, la presión estática y la temperatura disminuyen.

En las situaciones de despegue y crucero los gases que fluyen entre los álabes fijos de la turbina tienen una velocidad muy cercana a la del sonido, es decir, operan en condición de estrangulamiento, evitando cualquier incremento posterior de la velocidad de los gases. Esta condición de estrangulamiento origina un flujo de gases relativamente constante a través de la turbina.



**Fig. 1.9** Diagrama de una turbina de etapa única [4]

En la figura podemos observar el corte para una turbina de una sola etapa, donde el índice (1) denota la entrada al estator o tobera (N), el (2) la salida del estator y entrada del rotor (R), y el (3) la salida del rotor. Los radios indicados se refieren a la distancia del eje a la raíz de los álabes, y del eje a la punta respectivamente. En el estator o tobera, el fluido es acelerado debido al estrechamiento entre los álabes, mientras la presión estática disminuye, y la velocidad tangencial del fluido se incrementa en la dirección de la rotación. El rotor disminuye la velocidad tangencial en la dirección de rotación, el fluido

ejerce fuerza en el sentido tangencial sobre los álabes del rotor y en consecuencia un torque es producido sobre el eje. La velocidad absoluta del fluido se reduce al pasar por el rotor. Relativo a los álabes móviles, se produce una aceleración en el fluido, con el respectivo decrecimiento de la presión estática y la temperatura estática.

Los álabes del estator aceleran el fluido actuando en forma de tobera, y lo canalizan para incidir con el ángulo óptimo que exija la velocidad del rotor. Podemos encontrar dos configuraciones: los álabes convergentes-divergentes, cuando es necesaria una caída elevada de presión en el estator, y los álabes convergentes cuando la caída de presión es menor. Los primeros son adecuados para turbinas de impulso, donde toda la expansión ocurre en el estator como veremos más adelante, y las segundas para turbinas de reacción, donde la expansión en el estator es solo parcial.

Una turbina con múltiples etapas consiste en etapas consecutivas formadas cada una por un estator y un rotor. Usualmente, el estudio y análisis de una etapa de turbina se lleva a cabo en la mitad entre la raíz y la punta de los álabes, considerando las variaciones radiales. En la mayoría de turbinas axiales, el diámetro exterior e interior varían muy poco a través de una etapa, y el ratio entre ambos se aproxima a la unidad. A lo largo de las etapas es necesario incrementar el área anular a medida que el gas se expande y cae su densidad, con tal de mantener la velocidad axial. Mantener la velocidad axial constante no se aleja demasiado de la realidad y simplifica los cálculos.

### 1.4.3. Ecuación de turbina de Euler

Para los compresores y las turbinas, el intercambio de trabajo se describe mediante la ecuación de Euler. Relaciona la energía añadida o sustraída del fluido con características de la fila de álabes rotatorios. La ecuación se basa en la conservación del momento angular y la conservación de la energía.

Consideramos un rotor hipotético como el de la figura que sigue:

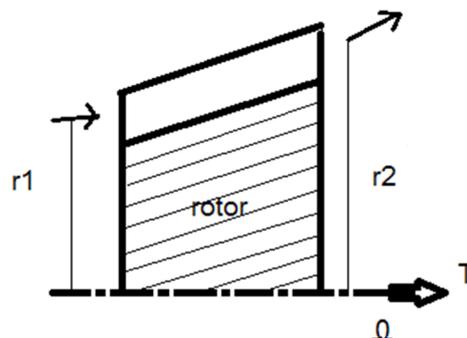


Fig. 1.10 Rotor esquemático

En la imagen se muestra el rotor girando a una velocidad angular  $\Omega$ . El flujo entra con un radio  $r_1$  y una velocidad tangencial  $V_{\theta 1}$  y sale a un radio  $r_2$  con una

velocidad tangencial  $V_{\theta 2}$ . Consideraremos un flujo másico  $\dot{m}$  que entra en el rotor. Aplicando la conservación del momento angular, el torque tiene que ser igual que el ratio de momento angular que fluye a través del rotor.

$$T = \dot{m}(r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1}) \quad (1.19)$$

El trabajo por unidad de tiempo  $\dot{W}$ , será el torque por la velocidad angular, por lo que obtenemos:

$$\dot{W} = T\Omega = \dot{m} \Omega (r_2 V_{\theta 2} - r_1 V_{\theta 1}) = \dot{m} (U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1}) \quad (1.20)$$

Donde  $U_1$  y  $U_2$  representan la velocidad de los álabes en la entrada y la salida respectivamente. Si la velocidad tangencial decrece a lo largo de los álabes, el trabajo es sustraído del fluido, lo que significa que se trata de una turbina (lo contrario ocurre con el compresor).

De la ecuación de energía para flujo estacionario, y considerando que  $\dot{q} = 0$ , la potencia es igual al flujo másico multiplicado por el cambio de entalpia de estancamiento por unidad de masa  $\dot{W} = \dot{m} \Delta h_0$ . Usando entonces la ecuación anterior obtenemos:

$$\Delta h_0 = U_2 V_{\theta 2} - U_1 V_{\theta 1} \quad (1.21)$$

Lo que se conoce como ecuación de Euler. En el caso del rotor de una turbina  $V_{\theta 1} \gg V_{\theta 2}$  y la entalpia de estancamiento cae, por lo que el flujo realiza trabajo en la turbina. Muchas veces una aproximación adecuada es tomar el radio de entra y de salida iguales, con lo que nos quedaría:

$$\Delta h_0 = U(V_{\theta 2} - V_{\theta 1}) \quad (1.22)$$

Esto que nos lleva a la forma adimensional del coeficiente o factor de trabajo, un parámetro usado para determinar la carga en los álabes junto el coeficiente de flujo y el grado de reacción. El coeficiente de trabajo se define entonces como:

$$\Gamma = \frac{\Delta h_0}{U^2} = \frac{V_{\theta 2}}{U} - \frac{V_{\theta 1}}{U} \quad (1.23)$$

A la hora de diseñar la turbina, la experiencia ha permitido escoger combinaciones de coeficiente de trabajo y coeficiente de flujo para obtener rendimientos satisfactorios. El coeficiente de flujo, o velocidad axial adimensional, es el ratio entre la velocidad axial que entra en el rotor y la propia

velocidad del rotor  $\phi = V_x/U$ . Se ha demostrado que compresores y turbinas trabajan de forma más satisfactoria si dicho coeficiente está dentro de un rango de valores restringido (entre 0.5 y 0.65 para turbina de alta y 0.9 y 1 para baja).

#### 1.4.4. Eficiencia de la turbina

La eficiencia de la turbina es el ratio entre la energía real obtenida y la isentrópica ideal:

$$\eta_t = \frac{\text{real } \Delta h_t}{\text{ideal } \Delta h_t} = \frac{h_{t1} - h_{t3}}{h_{t1} - h_{t3s}} \quad (1.24)$$

Para un proceso isentrópico  $p/T^\gamma = \text{constante}$ . Para gases perfectos puede ser reescrita en términos de temperatura total. Usando la ecuación 1.7 para el caso de la turbina, sustituyendo el valor de la temperatura isentrópica a la salida y arreglando la ecuación obtenemos la eficiencia de la turbina:

$$\eta_t = \frac{c_p(T_{t1} - T_{t3})}{c_p(T_{t1} - T_{t3s})} = \frac{1 - T_{t3}/T_{t1}}{1 - (P_{t3}/P_{t1})^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (1.25)$$

#### 1.4.5. Grado de reacción

El grado de reacción en una turbina axial es el ratio de entalpia estática entre el ratio de entalpia total. En otras palabras, expresa la fracción de expansión que ocurre en el rotor en relación con la que ocurre en el conjunto de la etapa estator-rotor, y se expresa habitualmente en términos de temperatura estática o entalpia.

$$\Lambda = \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_3} \quad (1.26)$$

Según el grado de reacción hay dos tipos de turbinas axiales: las turbinas de impulso, y las turbinas de reacción. En las turbinas de impulso toda la entalpia cae en el estator, por lo que la velocidad de entrada en el rotor es muy elevada. En cambio las turbinas de reacción dividen la caída de entalpia entre el estator y el rotor.

- Turbina de impulso

La turbina de impulso es la forma más simple de turbina. Consiste en un cascada álabes de estator a modo de tobera seguida por la cascada de álabes del rotor. El gas se expande en el estator, convirtiendo la alta energía térmica en energía cinética siguiendo la relación  $V_2 = \sqrt{2\Delta h_0}$ .

La alta velocidad de los gases impacta en los álabes del rotor, donde gran parte de la energía se convierte en trabajo en el eje. La presión y la temperatura estáticas decrecen en el estator con su correspondiente aumento en la velocidad absoluta. La velocidad absoluta se reduce en el rotor, pero la presión estática y la velocidad relativa se mantienen constantes. Para extraer la máxima energía, el rotor debe girar a cerca de la mitad de la velocidad de salida de los gases.

Por definición, las turbinas de impulso tienen un grado de reacción igual a cero. Este grado de reacción implica que toda la caída de entalpía ocurre en el estator, y la velocidad de salida de este es muy elevada. En el rotor en cambio la velocidad relativa a la entrada es igual a la de salida. Para un factor de utilización máximo la velocidad de salida absoluta debe ser axial.

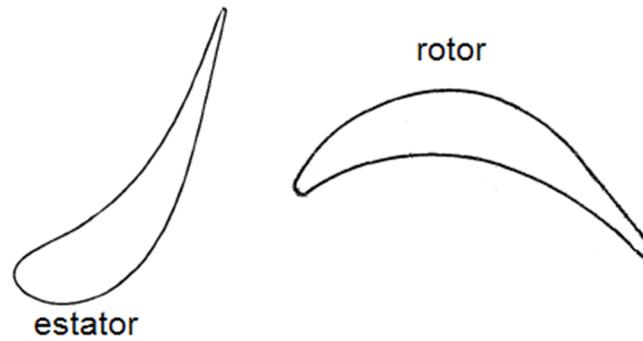
#### - Turbina de reacción

La turbina de reacción es la más utilizada. En este caso, la expansión tiene lugar tanto en el estator como en el rotor, por lo que la presión estática cae en ambos tramos. Los álabes del estator actúan como una tobera y redirigen el flujo hacia los álabes del rotor a una velocidad algo superior que la de rotación del rotor. En una turbina de reacción las velocidades son normalmente más pequeñas, y las velocidades de entrada a los álabes son casi axiales. En la mayoría de diseños el grado de reacción de la turbina varía desde el disco interior al exterior. El factor de utilización para un ángulo fijo de los álabes del estator se incrementará a medida que la reacción se acerque al 100%. Para  $\Delta = 1$ , el factor de utilización no alcanza la unidad pero llega a un valor máximo finito. La turbina de reacción pura (100%) no es práctica debido a la gran velocidad requerida por el rotor para un buen factor de utilización.

Las turbinas pueden mezclar también ambas configuraciones. La forma óptima de este tipo de turbinas corresponde al uso de un álabe de tipo impulso en su raíz y de tipo reacción en su extremo. Esto hace que la mayor presión del gas se encuentre en la zona del extremo y reduce el escape de gas que tiene a producirse por fuerza centrífuga hacia la periferia, dando así mejor rendimiento. Las más utilizadas son las turbinas al 50% de reacción. El diagrama de velocidades para este tipo de turbinas es simétrico, y para el máximo factor de utilización la velocidad de salida tiene que ser axial.

### **Los álabes de la turbina axial**

El perfil de los álabes es un perfil aerodinámico muy estudiado, capaces de soportar grandes cargas, esfuerzos térmicos elevados y ser insensibles a los fenómenos vibratorios. Se fabrican con mezclas refractarias, siendo las Nimonic las más utilizadas. El Nimonic es un tipo de níquel-cromo que puede variar de proporción (añadiendo en ocasiones cobalto) reforzado por la precipitación de un compuesto de níquel, titanio y aluminio. Los más complejos pueden soportar temperaturas de hasta 1200K. Además de la capacidad para soportar deformación, estas aleaciones resisten bien la oxidación y tienen buenas propiedades de resistencia a la fatiga.



**Fig. 1.11** Perfiles convencionales para estator y rotor

Es necesario distinguir entre la dirección a la que apunta el metal de los álabes, usualmente con el símbolo  $\beta$ , y la dirección en que los gases fluyen, con el símbolo  $\alpha$ . En ambos casos se miden respecto a la dirección axial, y el subíndice 1 y 2 denotan los ángulos de entrada y salida respectivamente. El ángulo entre el gas de entrada y el del álabe es la incidencia y se trata como variable independiente  $i = \alpha_1 - \beta_1$ . El ángulo correspondiente entre el gas de salida y el del perfil del álabe se denomina desviación y se trata como la principal variable dependiente  $\delta = \alpha_2 - \beta_2$ .

El flujo no se desvía tanto como el perfil, por lo que la desviación es positiva. Dependiendo de la forma de los álabes y variable como la incidencia y el número de Mach, la desviación puede variar, pero lo hace de forma relativamente pequeña cuando se altera la incidencia. Los álabes introducen una pérdida en la presión de estancamiento, y es importante minimizar esta pérdida. Cuando las pérdidas empiezan a aumentar rápidamente significa una separación masiva de las capas límite.

Para las turbinas, el flujo está más cercano a ser tangencial en la salida que en la entrada. Es un factor común de diseño mantener la velocidad axial  $V_x$  prácticamente constante a lo largo de las filas de álabes. Es posible despreciar la componente radial de la velocidad para motores de flujo axial.

La velocidad a la entrada y a la salida de la fila de álabes es:

$$V_1 = \frac{V_x}{\cos \alpha_1} \quad V_2 = \frac{V_x}{\cos \alpha_2} \quad (1.27)$$

Por lo que:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{\cos \alpha_2}{\cos \alpha_1} \quad (1.28)$$

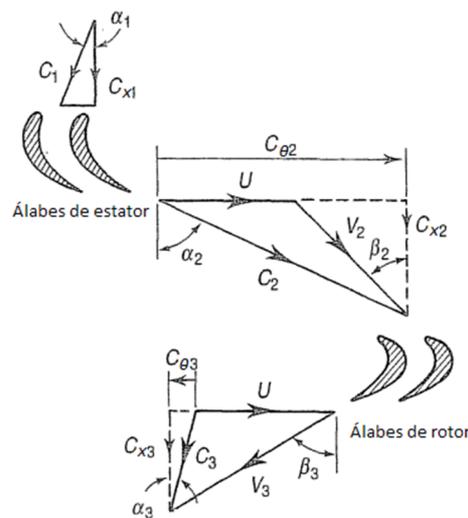
Observamos que para el caso de la turbina,  $\alpha_2 > \alpha_1$  de lo cual se deduce que  $V_1 < V_2$ , es decir, el flujo se acelera.

### 1.4.6. Diagramas de velocidad

En las turbinas las filas de álabes del estator y rotor están muy próximas. La separación es alrededor de un 20% de la cuerda del perfil. Y el rotor se mueve con una velocidad tangencial  $U$  que se aproxima mucho a la velocidad local del sonido. En el estator y en el rotor el flujo es más tangencial a la salida que a la entrada, y el flujo que entra en el rotor inestable por lo que supone gran complejidad. En ingeniería se utiliza un método de aproximación con suficiente fiabilidad.

La aproximación trata de tomar un marco de referencia fijo, para el estator se usa un marco estacionario de referencia y las velocidades de ese marco se denotan como absolutas. Para el rotor se usa un marco de referencia que se mueve con el rotor a su misma velocidad  $U$ , donde las velocidades se denotan como relativas. La suposición crucial es que en el marco de referencia fijo a una fila de álabes el flujo se trata con suficiente precisión como estable.

Las condiciones de salida del estator son las de entrada del rotor, y para eso usamos triángulos de velocidad con tal de pasar de un marco absoluto a relativo.



**Fig. 1.12** Triángulos de velocidad para una etapa de turbina [4]

Las velocidades absolutas se denotan con la letra  $C$  y las relativas con la letra  $V$ . El flujo entra en el estator con una velocidad  $C_1$  y un ángulo  $\alpha_1$  respecto a la dirección axial. Las componentes axial y tangencial son entonces respectivamente:

$$C_{x1} = C_1 \cos \alpha_1 \quad C_{\theta 1} = C_1 \sin \alpha_1 \quad (1.29)$$

A la salida del estator la velocidad absoluta  $C_2$  se divide en sus componentes axial y tangencial de la misma forma que para  $C_1$ . La velocidad relativa  $V_2$  se

obtiene mediante la adición vectorial de la velocidad del rotor  $U$ , y la absoluta  $C_2$ . El ángulo que forma la velocidad relativa  $V_2$  con la dirección axial es  $\beta_2$ . Cabe notar que solo para el caso en que la velocidad axial sea igual en ambos marcos de referencia, es decir  $V_{x2} = C_{x2}$ . Las velocidades tangenciales son diferentes:

$$V_{\theta 2} = C_{\theta 2} - U \quad (1.30)$$

De esto se deduce que los ángulos se obtienen fácilmente mediante las siguientes relaciones:

$$\tan \alpha_2 = \frac{C_{\theta 2}}{C_{x2}} \quad \tan \beta_2 = \frac{V_{\theta 2}}{C_{x2}} \quad \cos \alpha_2 = \frac{C_{x2}}{C_2} \quad \cos \beta_2 = \frac{C_{x2}}{V_2} \quad (1.31)$$

De la misma forma podemos tratar las velocidades a la salida del rotor. La simplificación de tomar la velocidad del rotor  $U$  igual a la entrada que a la salida implica que las líneas de corriente no varían radialmente a lo largo del rotor. Con esta restricción de radio constante, la entalpia de estancamiento es igual a la entrada y a la salida del rotor desde su sistema relativo de referencia.

$$h_{02}^{rel} = h_{03}^{rel} = h_2 + \frac{(V_2)^2}{2} = h_3 + \frac{(V_3)^2}{2} \quad (1.32)$$

Lo cual es análogo para el caso del estator, donde la entalpia de estancamiento en el sistema absoluto se conserva. En un sistema sin pérdidas las mismas afirmaciones para la presión de estancamiento son válidas, pero las pérdidas a lo largo de la cascada de álabes está alrededor del 3% y 6% de la presión dinámica a la salida. La ecuación de trabajo de Euler muestra una caída de la entalpia absoluta a lo largo de la etapa según:

$$\Delta h_0 = U(C_{\theta 2} - C_{\theta 3}) = U(V_{\theta 2} - V_{\theta 3}) \quad (1.33)$$

En la ecuación se muestra al final en términos de velocidad relativa, donde  $C_\theta$  y  $V_\theta$  son positivos en el mismo sentido que la velocidad de los álabes. Si la velocidad axial se coge constante, la ecuación se simplifica:

$$\Delta h_0 = UC_x(\tan \alpha_2 - \tan \alpha_3) \quad (1.34)$$

Que es igual a:

$$\Delta h_0 = UC_x (\tan \beta_3 - \tan \beta_2) \quad (1.35)$$

Donde  $\alpha$  y  $\beta$  son positivos si corresponden a  $C_\theta$  y  $V_\theta$ , que son positivos. Este trabajo se produce aunque las pérdidas estén presentes. El efecto de las pérdidas es que la caída de presión es mayor de lo que sería para la misma caída de temperatura en un proceso isentrópico. Si el diseño es poco satisfactorio, las pérdidas pueden ser mayores, por lo que al diseñar la turbina se restringe el rango para los valores de factor de trabajo y coeficiente de flujo.

#### 1.4.7. Pérdidas en la turbina

La causa principal de pérdida de eficiencia en las turbinas de flujo axial es el aumento de la capa límite, tanto en los álabes como en las paredes, y se le asocian las pérdidas viscosas, las pérdidas por mezclas, y las pérdidas en el borde de salida de los perfiles. Las pérdidas en el perfil de los álabes debido al crecimiento de la capa límite se debe a una pérdida en la presión de estancamiento, que a su vez se debe a una pérdida del momento en el fluido viscoso. La forma del álabe y el gradiente de presión al cual está sujeto el perfil son las causas fundamentales de este tipo de pérdidas. Las pérdidas en las paredes del conducto se deben también a una pérdida de momento, y se combinan normalmente con pérdidas secundarias.

Los álabes adyacentes provocan un gradiente de presión desde la superficie de presión a la superficie de succión, produciendo una carga sobre el perfil. Este gradiente induce un flujo secundario desde la zona de alta presión a la zona de baja presión, que causa pérdidas y crea vórtices en el flujo de salida.

Las pérdidas que se producen debido a la separación entre la punta de los álabes del rotor y el conducto, y el gradiente de presión a lo largo del grosor de álabe, producen una fuga de flujo por esa separación. Ese flujo a través de la punta del perfil causa turbulencias, pérdida de presión, e interfiere con la corriente del flujo principal.

Otro tipo de pérdidas se producen por la incidencia, cuando el ángulo del gas no coincide con el ángulo del perfil del álabe, provocando un trastorno del flujo en el borde de ataque.

La siguiente tabla muestra los valores típicos de los diferentes tipos de pérdidas para una etapa de turbina:

**Tabla 1.1** Porcentaje de pérdidas en una etapa

Pérdida	%
Perfil	2-4
Paredes	1½-4
Flujo secundario	1-2
Incidencia del	1-3

rotor	
Separación álabe-conducto	1½-3

### 1.4.8. Mapas de rendimiento de la turbina

Es posible calcular el comportamiento y rendimiento de una turbina en un rango de condiciones de funcionamiento. Cuando se calcula o se mide en un banco de pruebas, el comportamiento de la turbina se suele expresar trazando la eficiencia isentrópica de la turbina y el flujo másico adimensional respecto el ratio de expansión  $p_{04}/p_{05}$ , para varios valores de velocidad adimensional del rotor  $N/\sqrt{c_p T_{04}}$ . De todas formas el comportamiento es casi independiente de la velocidad para los rangos usados.

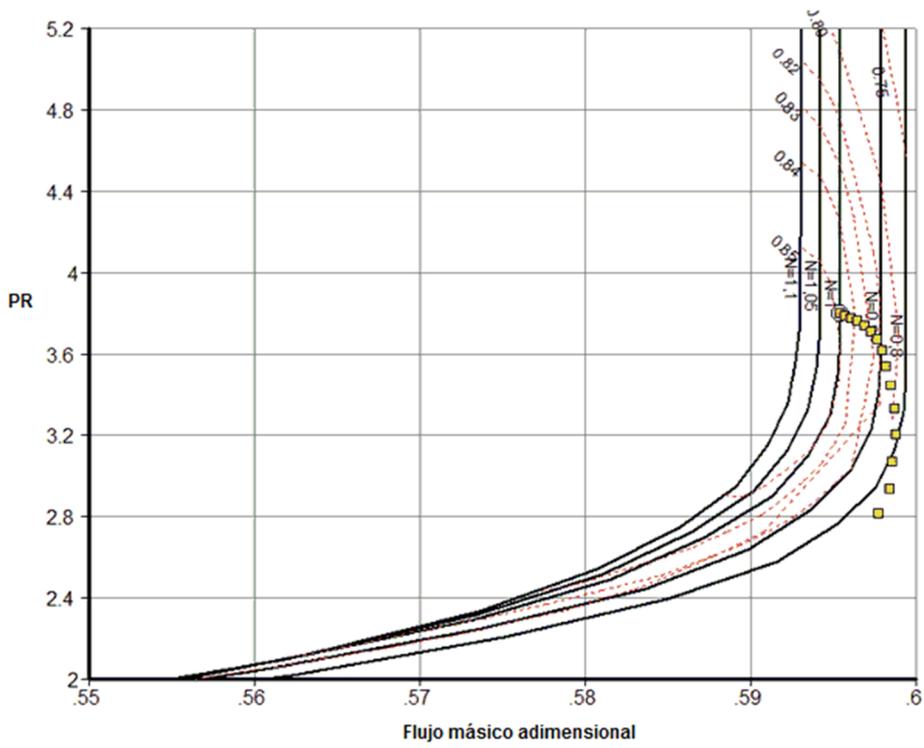
En este caso el flujo másico adimensional se evalúa usando la temperatura y presión de estancamiento a la entrada  $p_{04}$  y  $T_{04}$ :

$$\bar{m} = \frac{\dot{m} \sqrt{c_p T_{04}}}{p_{04}} \quad (1.36)$$

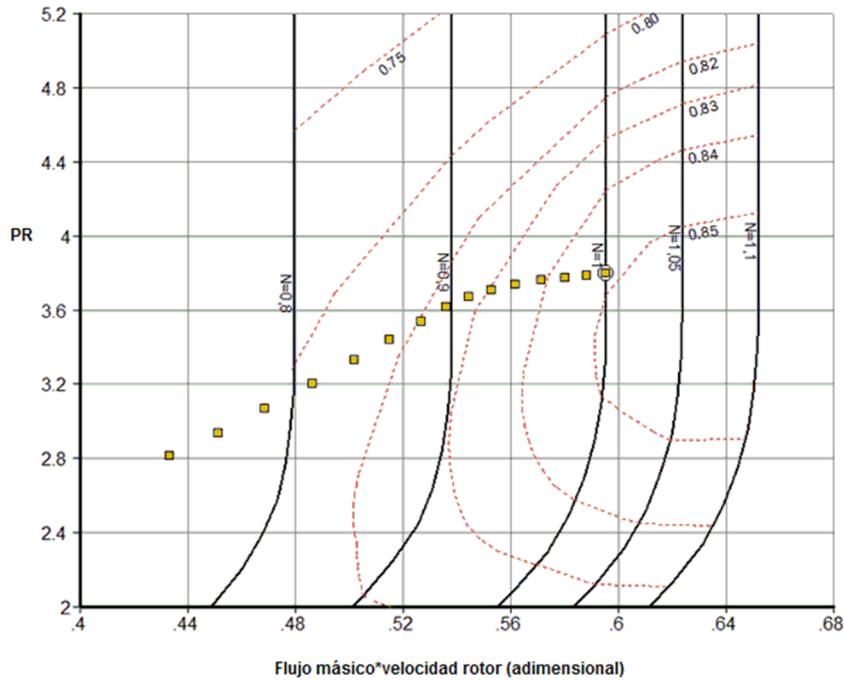
De hecho, la turbina se comporta, aguas arriba del flujo, como una tobera estrangulada para todas las velocidades, menos las más bajas. Como el flujo estrangulado es casi independiente de la velocidad, indica que es la hilera de álabes quienes provocan la mayoría del efecto de estrangulación. Aunque la turbina tenga una variación del flujo másico en función del ratio de presión como una tobera estrangulada, la mayoría de turbinas no lo están en realidad aunque el número de Mach promedio sea casi 1. La combinación de varios discos de álabes a modo de tobera, cada uno prácticamente estrangulado, simula una verdadera estrangulación. Se usan tres tipos de mapas para estudiar el comportamiento de la turbina.

La figura 1.13 muestra el mapa típico de flujo de turbina, donde vemos como cuando el ratio de presión aumenta, el flujo másico alcanza un valor prácticamente constante porque el flujo en la garganta está estrangulado. Se observan las diferentes líneas para diferentes velocidades del rotor y las líneas de eficiencia en las que se observa una variación pequeña. El flujo másico se muestra habitualmente también en porcentajes respecto al flujo másico de diseño. Los valores típicos de eficiencia están alrededor del 90%, y cabe destacar que en este caso y las diferentes curvas para diferentes velocidades difieren su valor máximo del mínimo un 5%. Por esta razón se considera en ocasiones constante.

Por último, se muestra en la figura 1.14 un mapa turbina que resulta de la combinación del mapa típico con la eficiencia. El ratio de presiones se traza en relación al flujo másico adimensional multiplicado por la velocidad adimensional, en porcentaje del punto de diseño. Esto separa las diferentes curvas que veíamos en la primera figura para cada velocidad, por lo que ahora la eficiencia aparece superpuesta en forma de contornos de eficiencia constante.



**Fig. 1.13** Mapa de turbina típico extraído de GasTurb



**Fig. 1.14** Mapa de turbina combinado extraído de GasTurb

### 1.4.9. Temperatura de entrada a la turbina y refrigeración

La temperatura de entrada a la turbina o TIT, en sus siglas en inglés, es importante porque incrementado su valor se consigue un ratio de presión menor en la turbina en relación con la presión conseguida en el compresor. De esta forma se aumenta la potencia disponible para la turbina de baja presión. Incrementando la TIT se aumenta también la eficiencia térmica del ciclo, siempre que la relación de presión se incremente de forma apropiada.

Como ya se ha visto en el estudio de la eficiencia del ciclo termodinámico, el ratio entra la temperatura de entrada a la turbina y la de entrada al compresor es crucial. Reducir la temperatura de entrada al compresor, como ocurre a mucha altura, es equivalente a aumentar la de entrada a la turbina en tierra. El ratio de temperaturas es mayor a la máxima altura que alcanza el avión.

La temperatura de entrada a la turbina de los gases de la turbina se ha incrementado considerablemente en los últimos años y continúa siendo objeto de investigación. Esto ha sido posible gracias a avances en materiales y tecnología, y en el uso de técnicas avanzadas de refrigeración de los álabes. El desarrollo de nuevos materiales, así como esquemas de refrigeración, ha visto un rápido crecimiento de la temperatura en la turbina, alcanzando eficiencias mayores. Los álabes de la primera etapa de turbina soportan la más severa combinación de temperatura, esfuerzo y presión, por lo que es generalmente el componente limitador del motor. Para dar una idea al lector, la capacidad térmica de los materiales de la turbina ha aumentado desde 1950 a un ritmo de 10K por año. La importancia de este crecimiento se aprecia si tenemos en cuenta que cada 56K de incremento en la temperatura de salida de la cámara corresponde a un incremento de entre el 8% y el 13% en la salida y una mejora en la eficiencia del ciclo simple de entre el 2% y el 4%.

Existen distintos métodos para refrigerar o incrementar la resistencia de los elementos dentro de la turbina. Usualmente se recubren las superficies metálicas con cerámica, ya que soportan mejor las altas temperaturas, evitando fatiga en el material. Se usan también diversos sistemas de refrigeración, como la perforación de los álabes para inyectar aire a menor temperatura, que se extrae del compresor. De esta forma se crea una capa entre la superficie del álabe y el aire caliente que sirve de aislante.

## CAPÍTULO 2. GEOMETRÍA Y MALLADO

### 2.1. Introducción

Una vez vistos los fundamentos y funcionamiento de la turbina, empieza el proceso de simulación de la etapa de turbinado mediante técnicas CFD. En este segundo capítulo crearemos nuestra geometría y posteriormente realizaremos el mallado con tal de dejar nuestra turbina lista para la etapa de simulación numérica.

El modelo a simular es la turbina de alta presión de un turbofan en dos dimensiones. Para ello, se han extraído los datos necesarios del software GasTurb para ser utilizados de forma orientativa hacia el modelo final a usar. Este software ofrece una amplia variedad de configuraciones de motor predefinidas, para poder realizar análisis del ciclo y rendimientos. Para realizar este trabajo, se han utilizado los datos que este programa proporciona para un turbofan de flujos separados y caja de cambios, similar al motor de General Electric GE90, para condiciones de vuelo estándar. Esto significa una altitud de 11000 metros y un número de Mach de 0.84M.

El software comercial utilizado para modelar la geometría requerida ha sido el programa SolidEdge. Este programa es un sistema de diseño asistido por ordenador (CAD) muy útil para el modelado de conjuntos y producción de dibujos. Esta opción ha sido la más eficiente a lo largo del trabajo de simulación, puesto que las diversas modificaciones sobre la geometría inicial han resultado más sencillas que en el caso de haber usado el propio Gambit para ello. Desde SolidEdge podremos importar fácilmente nuestra geometría al programa mallador.

El siguiente paso es el mallado de nuestra geometría. Es necesario discretizar nuestro dominio, pues posteriormente el programa que resuelva las ecuaciones del fluido utilizara cada nodo de la malla como punto de cálculo. Para la creación de la malla se ha utilizado el programa Gambit, un software de generación de geometrías y mallas tanto en aristas, superficies y volúmenes. Gambit puede importar geometrías de varios programas de CAD (en este caso SolidEdge en formato STEP). Incluye también múltiples opciones, como el chequeo de la calidad de la malla realizada y la asignación de condiciones de contorno que se usaran en el siguiente paso de simulación.

### 2.2. Creación de la geometría

#### 2.2.1. Análisis del problema y obtención de datos

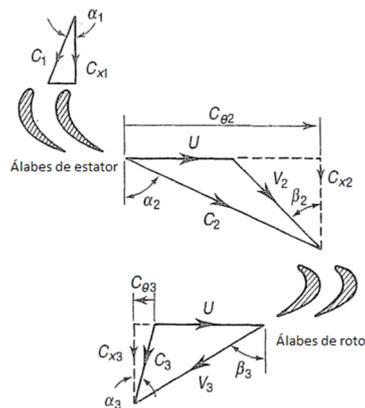
Para adaptar la sección anular a una geometría de dos dimensiones se han utilizado datos orientativos de GasTurb. Nuestra geometría será una sección paralela al eje del motor, a la mitad de la longitud de los álabes, que simulará el paso del flujo sobre un álabe de estator y un álabe de rotor. Esta geometría se reproducirá virtualmente en la simulación, se irá repitiendo en la dirección vertical para conformar la fila de álabes tanto de estator como de rotor y simular

la etapa de turbina. En concreto para la primera etapa (de un total de dos para esta configuración) de la turbina de alta presión, se han utilizado las siguientes dimensiones: longitud de la cuerda de los álabes ( $c$ ), separación entre estator y rotor ( $s$ ), y radios desde el eje hasta la raíz  $r_i = 0.211 \text{ m}$  y la punta de los álabes  $r_o = 0.2432 \text{ m}$ . A partir del  $r_i$  y  $r_o$  obtenemos el radio a la mitad del álabe  $r = 0.2272 \text{ m}$ , que será el que usaremos para calcular la velocidad lineal del rotor y la separación entre álabes consecutivos, tanto del estator como del rotor, utilizando el número de palas, en este caso 89. La separación entre álabes consecutivos, y por lo tanto el ancho de nuestra geometría, se ha escogido de 32mm.

Necesitamos también obtener los perfiles adecuados para los álabes, tanto del estator como del rotor. Para ello se ha buscado modelos patentados, donde los perfiles están definidos por una serie de puntos X-Y que conforman la curva para diferentes alturas Z. Para nuestra simulación en dos dimensiones, se ha realizado un corte a la mitad de la longitud los álabes. A partir de los puntos obtenidos, SolidEdge es capaz de importarlos y unirlos para crear nuestro perfil. El siguiente paso es escalarlos a las medidas obtenidas anteriormente para poder situarlos dentro de nuestra geometría. Se han realizado diversas modificaciones respecto el perfil original, intentando depurar las simulaciones posteriores. Se han modificado los bordes de salida de los perfiles, suprimiendo redondeos, y además se ha disminuido la curvatura del rotor redibujando el borde de salida, para facilitar la salida del flujo.

### 2.2.2. Triángulos de velocidad.

El paso siguiente del diseño es modificar el calado de los álabes para que el estator recoja el flujo de forma adecuada y lo entregue al rotor con un ángulo correcto. El estudio sobre los diagramas de velocidad o triángulos de velocidad explicados en los fundamentos sobre la turbina serán necesarios en este punto.

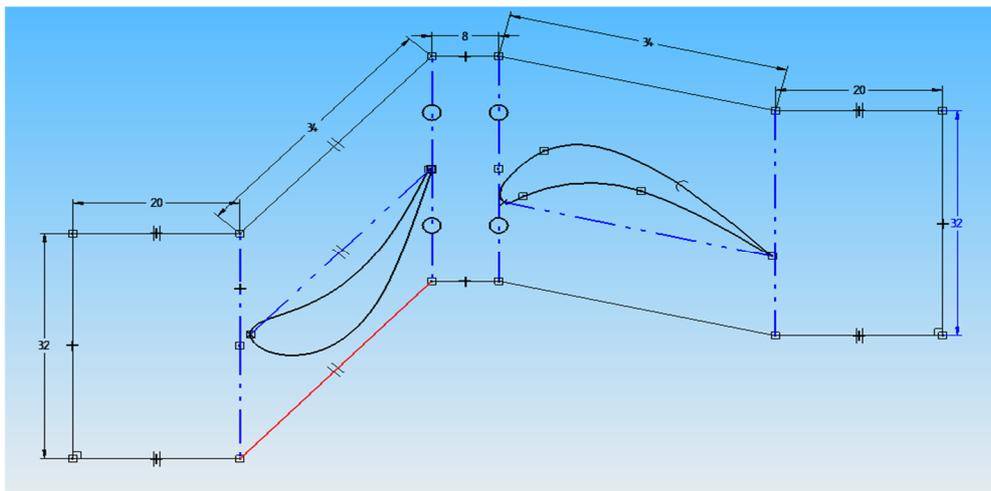


**Fig. 2.1** Triángulos de velocidad [4]

El punto de partida para el diseño y los cálculos ha sido considerar un número de Mach de 1.3 a la salida del estator, para asegurar que se trabaja con un estator estrangulado en la garganta. Se calcula la velocidad del sonido en ese punto mediante  $a = \sqrt{\gamma RT}$  y la temperatura estática en ese punto  $T = 1170 \text{ K}$ ,

obtenida de GasTurb. Obtenemos entonces multiplicando por el número de Mach una velocidad a la salida del estator de  $C_2 = 890 \text{ m/s}$ , que será nuestra suposición inicial. La velocidad nominal del rotor es de 14680 rpm, lo que para nuestro problema supone una velocidad lineal aproximada de  $U = 374 \text{ m/s}$ . Necesitamos saber también la velocidad de entrada en la turbina, en este caso  $C_1 = 331 \text{ m/s}$  en dirección totalmente axial, por lo que  $\alpha_1 = 0$ . Con estos datos y considerando por simplicidad que la velocidad axial es constante  $C_1 = C_{x1} = C_{x2}$ , se calcula el ángulo de salida del estator  $\cos \alpha_2 = C_{x2}/C_2$ . El ángulo es de  $\alpha_2 = 68^\circ$ . Sabiendo que  $\vec{C} = \vec{V} + \vec{U}$ , realizando la operación vectorial obtenemos que  $V_2 = 605 \text{ m/s}$ . Se calcula entonces el ángulo relativo de entrada al rotor mediante la relación  $\cos \beta_2 = C_{x2}/V_2$ , con lo que se obtiene  $\beta_2 = 56^\circ$ . El interés no es tanto diseñar una etapa de turbina, como obtener resultado satisfactorio mediante CFD, por lo que por simplicidad de cara a las posteriores simulaciones calaremos los perfiles para recoger el flujo lo mejor posible en relación a los ángulos calculados. En otras palabras se requiere que el valor la incidencia en el rotor  $i = \alpha_2 - \beta_2$ , sea cercano a cero, y el perfil recoja el flujo de la forma más cómoda posible. Se obtendrá así un punto de diseño adaptado a las condiciones requeridas.

Afinando los parámetros calculados en función de los primeros resultados obtenidos en las simulaciones, finalmente el estator recoge un flujo que es totalmente axial y lo desvía  $70^\circ$ , en el marco relativo el rotor recoge el flujo a  $55^\circ$  respecto la dirección axial. Nuestra geometría final se compone de un conducto inicial de 20 mm de longitud, y 32 mm de ancho. Este valor para la anchura se mantiene constante a lo largo de toda la geometría. Adyacente al conducto inicial se encuentra el conducto que contiene el estator, y tras una separación de 8 mm del rotor, ambos con los ángulos estudiados y propuestos anteriormente. A la salida del rotor un último conducto de iguales dimensiones que el inicial recogerá el flujo para poder observar su comportamiento a la salida. En la siguiente figura podemos ver el diseño de la geometría final (medidas en mm):



**Fig. 2.2** Diseño de la geometría en SolidEdge

## 2.3. Creación de la malla

Una vez creada la geometría se importa en formato STEP al programa mallador Gambit. Se separa primeramente la geometría en tres partes diferentes. Por un lado el estator, que comprende el conducto de entrada y el conducto que contiene el álabe del estator hasta la mitad del conducto de separación. Por otro lado el rotor, que comprende la mitad correspondiente del conducto de separación, el conducto que contiene el álabe del rotor y un 30% del conducto de salida. Por último el 70% restante del conducto de salida se separa también en una cara propia. Se sustraen las curvas que conforman los perfiles de los álabes a sus caras correspondientes para crear así 3 únicas caras, donde los álabes estator y rotor quedan como una superficie sólida.

De cara a la simulación posterior, esta estructura se repetirá periódicamente en la dirección vertical para simular el comportamiento de una fila de álabes de estator y una fila de álabes de rotor que conformen la etapa de turbina. Por este motivo es obligatorio que la malla que se cree tenga la misma distribución de nodos en las aristas de la parte superior y en las de la parte inferior, para que virtualmente la geometría pueda ser reproducida periódicamente y el mallado concuerde. Para ello Gambit permite vincular aristas entre sí, que tendrá en cuenta durante el proceso de mallado. De esta forma se ha vinculado cada arista de la parte superior con su homólogo de la parte inferior con la herramienta *Link Edge Meshes*.

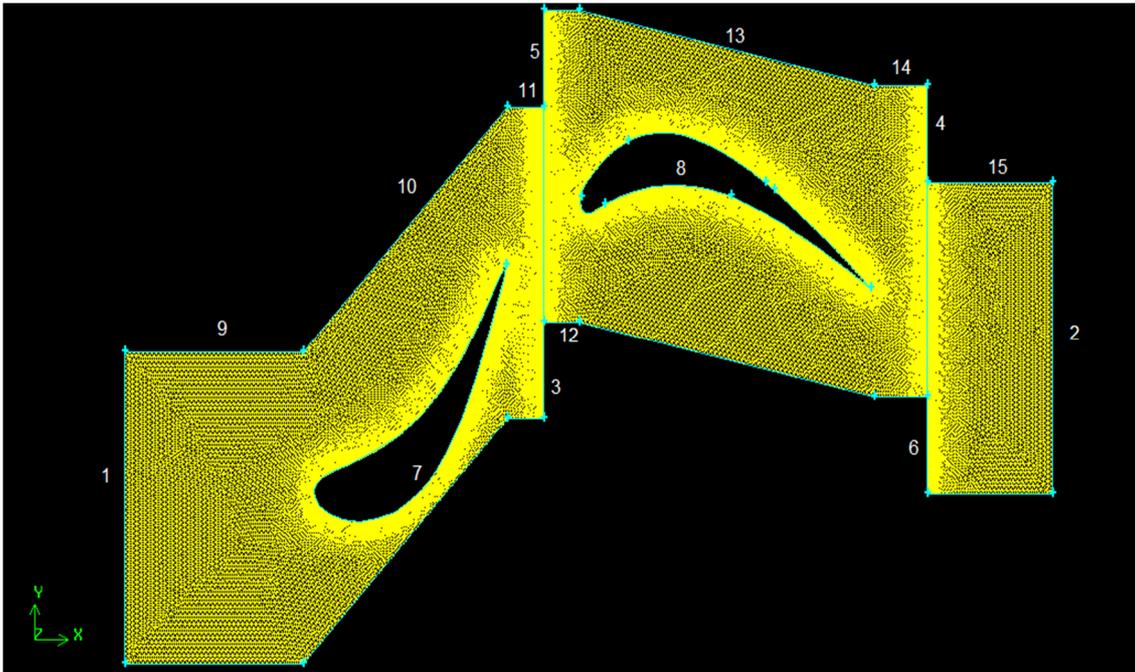
El siguiente paso es mallar la geometría. Una de las herramientas más útiles de Gambit es la posibilidad de crear esquemas o patrones de crecimiento del tamaño de la malla mediante lo denominado *Size Function*. Crearemos una función que establezca el tamaño inicial de las celdas de 0.1 mm, y un tamaño final de 0.5 mm, con un ritmo de crecimiento del 10%. Estas dimensiones son suficientes dado el tamaño de nuestro dominio. Esto será muy útil porque se suele querer una mayor definición de la malla en las zonas conflictivas, para que la solución sea más precisa y evitar problemas. Hay que tener en cuenta que cuando se proceda a la simulación, a mayor definición de la malla mayor precisión de los resultados, pero a su vez incrementa el tiempo de cálculo, y es necesario encontrar un acuerdo. Para la geometría que nos ocupa las zonas de mayor interés y conflicto es donde el flujo encuentra el perfil de los álabes, así como en las aristas que separan el estator del rotor y del conducto final. Para ello el tamaño inicial de las celdas se vinculará a los perfiles rotor y estator, y a las aristas de separación, e irá creciendo al ritmo marcado hacia las caras externas.

Una vez creada la función de crecimiento, mallaremos las tres caras de nuestra geometría. En este caso se han escogido celdas triangulares.

Asignaremos a las tres superficies por donde pasan los gases la condición de Stator, Rotor, y Outlet respectivamente. Gambit también da la opción de asignar condiciones de contorno a caras o aristas concretas por donde circula el flujo, que serán utilizadas posteriormente por el programa de simulación para realizar los cálculos. Las diferentes opciones para condiciones de contorno y sus diferentes aplicaciones se verán en el siguiente capítulo. Por ahora, como puede verse con los índices de la figura 2.3, asignaremos a la arista más a la izquierda de la geometría o arista de entrada la característica de *pressure inlet* (1), y a la arista de salida *pressure outlet* (2). De la misma forma se define la

salida del estator y del rotor como *pressure outlet* (3 y 4), y la entrada del rotor y el conducto de salida como *mass flow inlet* (5 y 6). Definimos los perfiles rotor y estator como *wall* (7 y 8), que serán paredes sólidas, y por último cada arista de la cara inferior, junto con su homóloga de la cara inferior como *periodic* (9, 10, 11, 12, 13, 14 y 15 con sus respectivas), que será la opción que nos permita reproducir la geometría como está planteado.

En la figura que sigue podemos ver el aspecto final de la malla, donde se observa claramente una mayor densidad de celdas alrededor de los álabes y en las caras de transición de estator a rotor y de rotor a conducto de salida.



**Fig. 2.3** Geometría mallada mediante Gambit

En este punto, exportaremos desde Gambit nuestra malla en formato *.msh*. Este formato puede ser leído desde Fluent, que será nuestro programa *solver*, o encargado de la simulación numérica de nuestro problema.

## CAPÍTULO 3. SIMULACIÓN Y RESULTADOS

### 3.1. Introducción

En este tercer capítulo se realiza la simulación numérica de la geometría creada y mallada en el capítulo anterior. Para ello usaremos técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional o CFD "*Computational Fluid Dynamics*". Se trata de una rama de la dinámica de fluidos que usa métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas de interacción entre objetos en movimiento con fluidos. Se usan ordenadores para realizar los cálculos requeridos para simular dicha interacción.

La base fundamental de todos los problemas de CFD son las ecuaciones de Navier-Stokes. Se trata de un conjunto de ecuaciones en derivadas parciales no lineales que describen el movimiento de un fluido, que se obtienen aplicando los principios de conservación de la mecánica y la termodinámica a un volumen de fluido. No existe una solución general para este conjunto de ecuaciones, y salvo en casos concretos no es posible encontrar una solución analítica. Es por ello que se recurre habitualmente al análisis numérico para alcanzar una solución aproximada, y para ello se recurre a técnicas CFD. Simplificando las ecuaciones de Navier-Stokes suprimiendo términos relacionados con la viscosidad se llega a las ecuaciones de Euler. Estas ecuaciones representan la conservación de la masa, del momento y de la energía, correspondientes a las ecuaciones de Navier-Stokes suprimiendo la viscosidad y la conducción de calor.

A partir de técnicas CFD se pueden construir modelos computacionales que representen el sistema que se quiere analizar, y permiten aplicar la física de fluidos. Permiten predecir el comportamiento del fluido bajo ciertas condiciones, pudiendo ser modificadas hasta encontrar resultados satisfactorios. La metodología de todo proceso CFD se compone de una primera parte de preprocesado donde se crea la geometría, se discretiza la superficie o el volumen ocupado por el fluido en celdas formando una malla (ver capítulo dos), se definen los modelos para las ecuaciones y también se especifican las propiedades y el comportamiento del fluido mediante las condiciones de contorno. Una segunda parte es la resolución donde el programa resuelve las ecuaciones mediante técnicas iterativas en base a las condiciones de contorno introducidas, hasta que se logra la convergencia deseada en los resultados. La última fase o postprocesado trata de interpretar los resultados obtenidos para la extracción de conclusiones.

Para este trabajo se ha escogido el software Fluent, uno de los más utilizados para resolver problemas con técnicas CFD. Se emplea comúnmente para problemas de fluidos. Es un programa para modelar flujos en geometrías complejas, de fácil e intuitivo manejo. Es imprescindible no obstante, elegir bien las opciones que nos plantea y las hipótesis que usaremos para realizar los cálculos y alcanzar una solución adecuada. Para más información acerca del amplio campo del CFD se recomienda la referencia [7] citada en la bibliografía.

## 3.2. Modelos

Los gases que fluyen en el interior de la turbina se mueven a velocidades elevadas, cercanas en muchos puntos a la velocidad del sonido. Se trabajará por lo tanto con fluido compresible con tal de obtener una reproducción más fiel a la realidad. Para todos los flujos, Fluent resuelve las ecuaciones de conservación de la masa y del momento, y para este caso de flujo compresible además resuelve la ecuación de conservación de la energía.

A continuación se detallan los modelos e hipótesis utilizadas para la simulación numérica con Fluent.

### 3.2.1. Solver

#### 3.2.1.1. *Density based*

El solver en modo *density based* resuelve las ecuaciones de continuidad, momento y energía de forma simultánea, acopladas. Las ecuaciones para escalares adicionales se resuelven después y de forma secuencial. Como las ecuaciones de que gobiernan el fluido son no lineales (y acopladas), se realizan un gran número de iteraciones hasta conseguir que la solución converja. Una iteración consiste en varios pasos: se actualizan las propiedades del fluido basadas en la iteración actual, se resuelven las ecuaciones de continuidad, momento y energía, se resuelven las ecuaciones para turbulencia en caso de ser necesario y se comprueba la convergencia de las ecuaciones.

#### 3.2.1.2. *Pressure based*

El solver en modo *pressure based* utiliza un algoritmo que pertenece a la categoría general llamada método de proyección, donde la conservación de la masa del campo de velocidades se consigue resolviendo una ecuación de presión o de corrección de presión. La ecuación de presión se deriva de las ecuaciones de momento y continuidad de una forma en que el campo de velocidades, corregido por la presión, satisface la continuidad. Como las ecuaciones que gobiernan son no lineales y están desacopladas las unas de las otras, el proceso de solución involucra iteraciones donde dichas ecuaciones se resuelven de forma separada hasta que la solución converge.

Esta ha sido la opción utilizada para la simulación, pues ha dado mejores resultados para las velocidades relacionadas con el problema, y menos dificultades para hallar la convergencia requerida.

### 3.2.2. Modelos

Para problemas de flujo compresible como es el caso, la ecuación de energía debe ser activada en Fluent. A continuación vemos los modelos utilizados:

### 3.2.2.1. Viscosidad

El modelo de viscosidad escogido es el modelo Spalart-Allmaras de una ecuación. Se considera suficiente para esta simulación, debido a su sencillez en relación a otros modelos. Este modelo de una ecuación es relativamente simple, fue diseñado específicamente para aplicaciones aeroespaciales y se ha demostrado que da buenos resultados incluso para capas límite en gradientes de presión adversos. Es por eso que ha ganado popularidad también en el campo de la turbomaquinaria. Los valores y las constantes de la ecuación de Spalart-Allmaras se han dejado por defecto.

### 3.2.2.2. Gas ideal

Los flujos compresibles se caracterizan típicamente por la presión total y la temperatura total. Para esta simulación el fluido será tratado como un gas ideal, y las ecuaciones que relacionan dichas propiedades se detallan en el primer capítulo. Se escogerá pues el modelo de gas ideal para todo el fluido. Debido a que la turbina se encuentra inmediatamente a continuación de la cámara de combustión, recibe aire mezclado con los gases de combustión. Por este motivo, el gas no puede tratarse como aire puro y se ha modificado el valor para el calor específico a  $c_p = 1.244 \text{ kJ/kgK}$ , y  $\gamma = 1.3$ , siendo valores más precisos y comunes en este caso.

Para la viscosidad se utilizó el modelo Sutherland de tres coeficientes. Se trata de una de las formas para definir la viscosidad en función de la temperatura para un gas ideal. Se basa en la teoría cinética de los gases ideales y un potencial idealizado de la fuerza intermolecular. El modelo de Sutherland se usa aún de muchas aplicaciones, puesto que da resultados bastante precisos, con un error menor de pequeño porcentaje para un amplio rango de temperaturas. Los valores para los tres coeficientes se han dejado por defecto.

### 3.2.3. Sistemas de referencia

Fluent incorpora la posibilidad de crear zonas de celdas móviles. Esta característica es muy útil para resolver problemas en que el dominio o parte del dominio están en movimiento. Es el caso de rotor de la turbina, que para dos dimensiones se mueve en dirección tangencial al flujo a una velocidad determinada. El flujo es transitorio en el marco inercial porque los álabes del rotor barren el dominio de forma periódica. En el caso de la turbomaquinaria, con la presencia de estator situado muy cerca del rotor, la interacción entre ambos es muy importante. Fluent ofrece diferentes formas de tratar esta clase de problemas, como los marcos de referencia múltiples, los planos de mezclado (mixing planes) o la malla corrediza (sliding mesh). Para obtener una aproximación estacionaria de la interacción entre estator y rotor se utilizan las dos primeras opciones, y si se quiere simular una interacción transitoria es recomendable utilizar el método de sliding mesh. Las diferentes herramientas se detallan a continuación.

### 3.2.3.1. *Multiple Reference Frame (MRF)*

Es el caso más simple para modelar problemas en los que aparecen zonas estáticas y zonas móviles. Es una aproximación en estado estacionario donde zonas individuales se mueven a una velocidad de translación diferente. Este enfoque es apropiado cuando el flujo en los contornos entre las zonas es relativamente uniforme. El dominio de cálculo se divide en subdominios, cada uno de los cuales estará moviéndose respecto a un marco fijo. Las ecuaciones del flujo en cada subdominio se escriben según el marco de referencia al que pertenezcan. Cuando se usa la formulación para la velocidad relativa, las velocidades en cada subdominio se computan relativas al movimiento del subdominio. Las velocidades y los gradientes de velocidad se convierten desde un marco de referencia móvil al absoluto cuando es necesario.

Como ya vimos en el capítulo dos, el dominio a simular se dividió en tres partes. Usando esta herramienta de Fluent, se ha creado un marco de referencia para la sección del rotor, que se mueve a una velocidad de 374 m/s (como se calculó) en la dirección positiva del eje Y (vertical).

### 3.2.3.2. *Mixing planes*

En los planos de mezcla, cada zona del fluido se trata como un problema estacionario. Los datos del flujo de una zona adyacente se pasan como condiciones de contorno de forma promediada al plano de mezcla, que elimina inestabilidades dando un resultado estacionario. Los datos del flujo en el plano de mezcla son promediados en la salida del estator y la entrada del rotor. Fluent utiliza promedios ponderados por el área. El algoritmo utilizado es como sigue: se actualizan las soluciones del flujo en los dominios del estator y del rotor, se promedian las propiedades del flujo en la salida del estator y en la entrada del rotor obteniendo los perfiles que se usan para actualizar las condiciones de contorno, se pasan los perfiles a las condiciones requeridas por el estator y el rotor, y se repite el proceso hasta alcanzar la convergencia.

Para este caso se han creado dos planos de mezcla. Uno que vincula la salida del estator con la entrada del rotor, y otro que vincula la salida del rotor con la entrada del conducto final. Los contornos se especifican como salida de presión para la salida del estator y del rotor, y entrada de flujo másico para la entrada del rotor y el conducto final. Utilizando entrada de flujo másico Fluent conserva la masa a través del plano de mezcla para cada iteración.

### 3.2.3.3. *Sliding Mesh*

Otra opción para resolver flujo no estacionario es el uso de malla corrediza o sliding mesh. Es el método más preciso para simular flujos en marcos de referencia móviles, pero también el que más potencia computacional necesita. Es muy útil para simular la interacción de carácter transitorio entre el rotor y el estator, pero se busca en este trabajo una solución estacionaria, por lo que este modelo no ha sido utilizado.

### 3.2.4. Condiciones de contorno

Las condiciones de operación o de referencia han sido puestas a cero para trabajar con magnitudes absolutas (panel de *operating conditions*).

Las diferentes condiciones de contorno que se han utilizado se detallan a continuación.

#### 3.2.4.1. *Pressure Inlet*

Las condiciones de contorno en modo presión de entrada se usan para definir la presión del flujo a en las entradas, junto con las demás propiedades escalares del flujo. Son adecuadas tanto para flujos compresibles como no compresibles. Se usan cuando la presión de entrada es conocida, pero no el flujo másico ni la velocidad.

Esta característica se usó para la entrada de dominio, con un valor de presión de 1205 Kpa, extraído de GasTurb. También se especifica la temperatura total con un valor de 1600K.

#### 3.2.4.2. *Pressure Outlet*

Las condiciones de contorno de salida requieren un valor para la presión estática en la salida. Este valor se usa mientras el flujo es subsónico, si el flujo alcanza velocidades supersónicas la presión se extrapola a partir de los datos del interior, así como las demás propiedades del flujo.

Se ha seleccionado esta característica para la salida del dominio al final del conducto de salida. El valor ha sido extraído de GasTurb y puesto que consta de dos etapas de turbina de alta presión, se ha realizado una media geométrica dando un valor para la salida del dominio de 605 Kpa. La temperatura total para el reflujo se ha especificado en 1400K.

Además se ha usado presión de salida como condición de contorno en la salida del estator y la salida del rotor, que forman parte de un plano de mezcla. Por esta razón no se introducen valores de presión, pues se calculan como se explica en los planos de mezcla.

#### 3.2.4.3. *Mass Flow Inlet*

Esta característica se usa para introducir un valor de flujo másico conocido en la entrada. Físicamente si se especifica el flujo másico, la presión total puede variar en función de la solución interior, al contrario que si especifica la presión total, donde el flujo másico varía en función de la solución.

Se ha utilizado para la entrada del rotor y la entrada del conducto final, ya que es necesario para asegurar la conservación de la masa en los planos de mezcla, según las características explicadas anteriormente.

### 3.3. Simulación numérica

Una vez definidos los modelos que se han utilizado y las condiciones de contorno para los diferentes tramos del dominio, es el momento de iniciar la simulación. Debido al carácter compresible del flujo dentro de la turbina, se utiliza el solver en modo transitorio, ya que las propiedades cambian con el tiempo. Se ha utilizado un valor para el time step de  $1e-05$ , y 20 iteraciones por cada time step y un total de 100 time steps. Al empezar la simulación la solución se vuelve inestable y los cálculos empiezan a divergir. Existen varias técnicas útiles para ayudar a controlar la simulación y alcanzar finalmente la convergencia. Para cada iteración, los valores obtenidos para las variables se encuentran cada vez más próximos, son cada vez más similares, hasta que se puede considerar que la solución ha convergido. O en otras palabras, la solución es estacionaria y no varía significativamente con el tiempo.

Para solucionar los problemas encontrados en los primeros intentos de cálculo, se han utilizado dos métodos diferentes. En primer lugar, se ha reducido la velocidad del rotor al empezar la simulación y se ha aumentado a medida que el cálculo avanza a escalones constantes hasta alcanzar la velocidad de diseño. Esta técnica es recomendable para problemas donde partes móviles y fijas están involucradas, pues el flujo se vuelve muy inestable al empezar la simulación en las paredes de contacto, dando lugar a una divergencia de la solución. Por otro lado, es aconsejable modificar los factores de relajación o *relaxation factors* cuando la solución se vuelve inestable o no se consigue hacer converger la solución. Los factores de relajación dan una idea de qué peso tiene la iteración anterior sobre la solución, se usan los valores anteriores para amortiguar la solución y evitar oscilaciones pronunciadas. En este caso se han modificado los factores de relajación por debajo de la unidad cuando la solución daba muestras de divergir o volverse inestable.

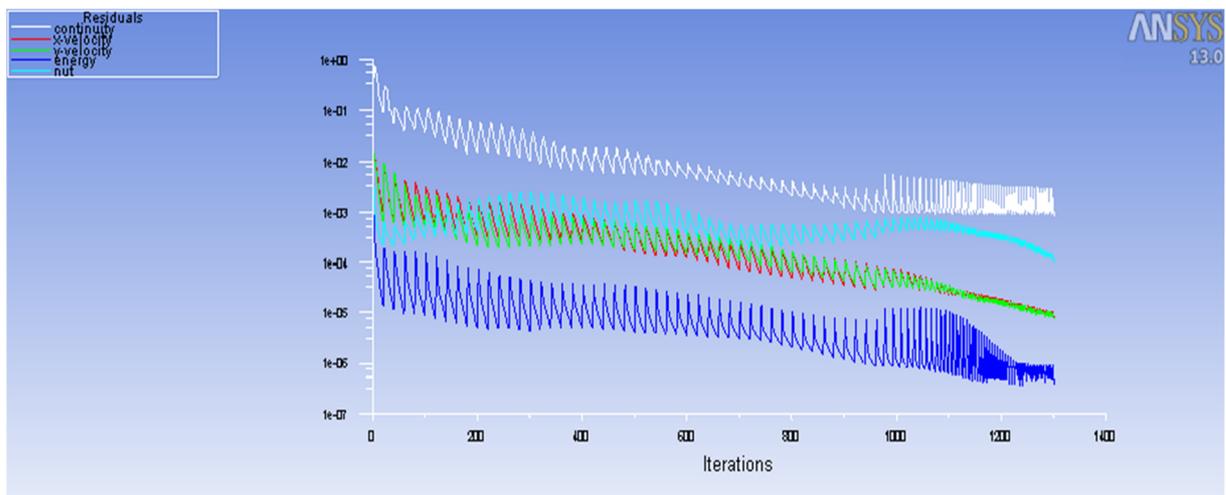


Fig. 3.1 Residuos para la simulación del punto de diseño

En una simulación numérica es normal que se produzca flujo revertido en las primeras iteraciones del cálculo. En este caso el reflujo desaparece a las 250 iteraciones aproximadamente. Solucionados los problemas anteriores, la solución converge de forma satisfactoria en un total de 1300 iteraciones, en aproximadamente 8 minutos (i7-2630QM 2GHz). En la figura anterior se puede ver la evolución de los residuos durante la simulación, hasta que las soluciones para las diferentes ecuaciones varían muy poco de una iteración a otra y la solución se considera convergida.

### 3.4. Análisis cualitativo del punto de diseño

El post-procesado consiste en la interpretación de los resultados obtenidos mediante las diferentes herramientas que Fluent ofrece. A través de contornos de presiones, velocidades, etc. se intenta analizar y entender los resultados de la simulación explicada anteriormente.

En esta parte del trabajo veremos en primer lugar los resultados obtenidos para la simulación del problema en el punto de diseño, es decir, con los datos calculados durante la creación de la geometría y los datos obtenidos del GasTurb. Más adelante se realizan diversas simulaciones a partir de dicho punto de diseño, modificando valores concretos del dominio para estudiar el comportamiento de la turbina bajo distintas condiciones.

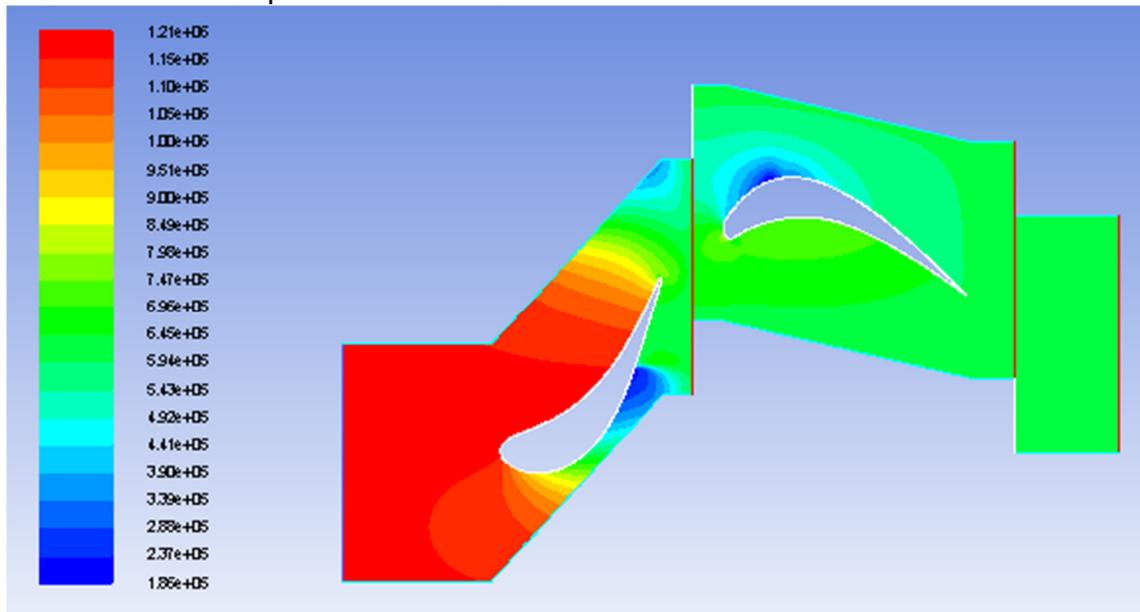
#### 3.4.1. Primeros resultados

Los resultados obtenidos se muestran mediante contornos para las diferentes características del flujo. En la tabla 1.1. y 1.2. de los anexos se incluyen la lista de símbolos y se detallan los valores de las diferentes propiedades del fluido en el punto de diseño.

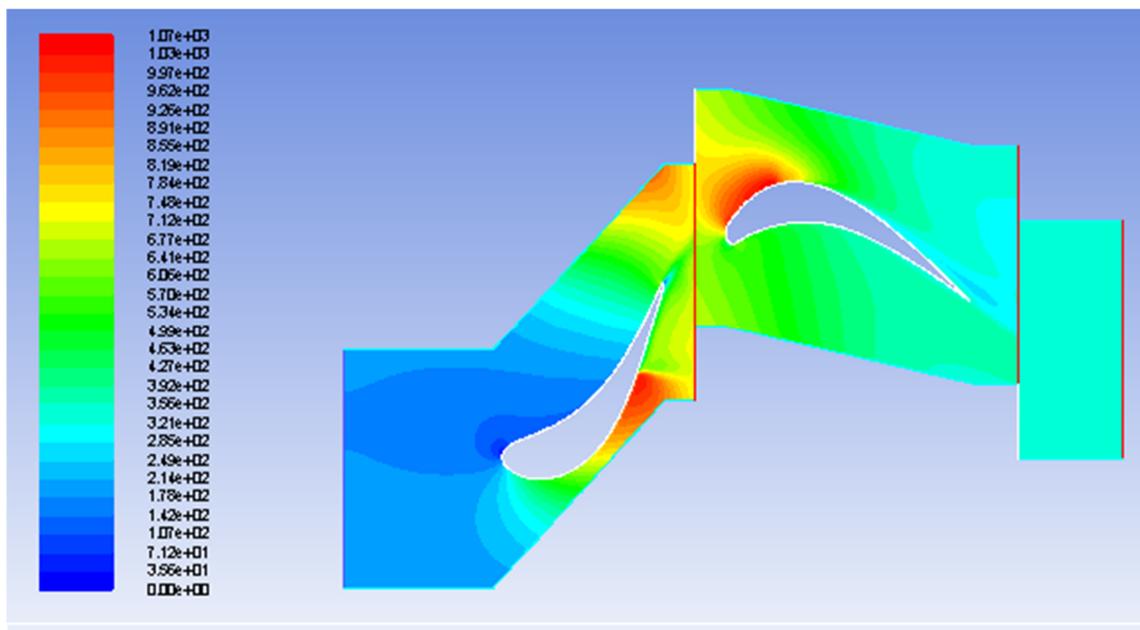
En las dos primeras figuras se muestran los contornos de presión estática y velocidad del dominio. La presión estática a la salida se ha fijado a un valor de  $p_{s,out} = 605000 \text{ Pa}$ , y para la presión estática a la entrada obtenemos un valor de  $p_{s,in} = 1159818 \text{ Pa}$ . La velocidad media a la entrada es  $V_{in} = 180 \text{ m/s}$  y de  $V_{out} = 330 \text{ m/s}$  a la salida. La velocidad a la entrada es menor de la esperada puesto que el dato fijado es la presión total a la entrada, y la geometría estudiada ha sido adaptada a medida que se contrastaban los primeros resultados. No obstante observando ambas figuras podemos ver como a medida que el flujo avanza por el estator y la sección va disminuyendo la velocidad aumenta y a su vez la presión estática disminuye.

La velocidad a la salida del estator alcanza un valor medio de 700 m/s, mucho más elevado que a la entrada. Por lo general, las velocidades son mayores en el extradós de los perfiles y menores en el intradós, y lo contrario ocurre con la presión como cabría esperar. Se visualizan claramente dos puntos de velocidad máxima del dominio, situados en la salida del estator, donde la distancia entre álabes alcanza un mínimo y se ensancha de nuevo hacia el espacio de separación entre estator y rotor, y otro punto de velocidades

máximas se encuentra en el extradós del rotor. Esos puntos corresponden a su vez a mínimos de presión estática.



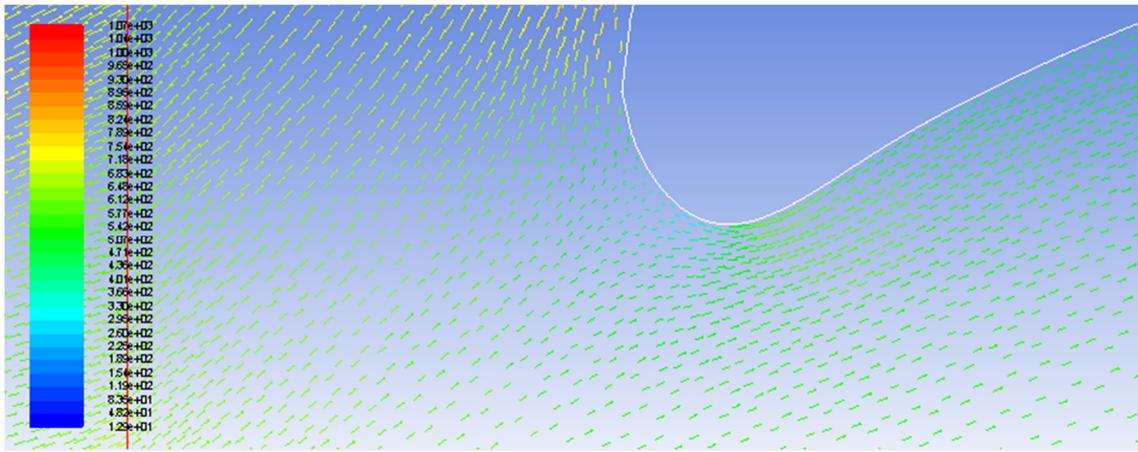
**Fig. 3.2** Contornos de presión estática



**Fig. 3.3** Contornos de velocidad

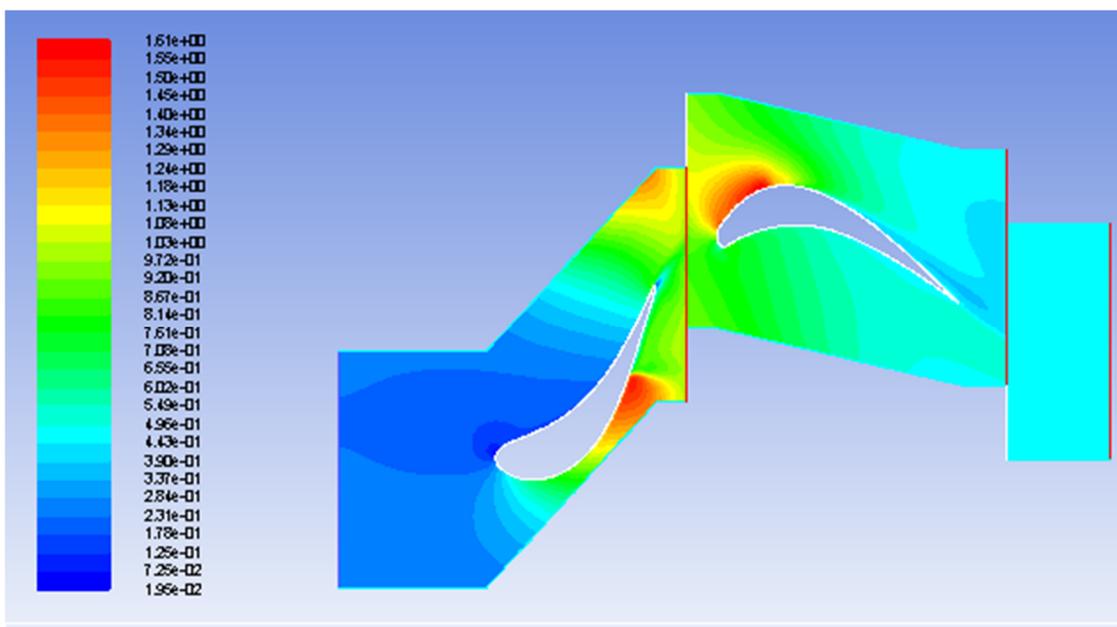
La presión estática es ligeramente mayor en intradós del rotor, también denominada zona de succión. Se observa además un desprendimiento de la capa límite en la parte final de extradós del rotor donde la velocidad disminuye. En cuanto a los vectores de velocidad se puede ver como el estator desvía el flujo desde la dirección axial de entrada hasta  $70^\circ$ . En la siguiente figura se muestran los vectores de velocidad relativa al rotor, donde se puede comprobar

que el ángulo disminuye de la forma esperada en el marco de referencia relativo hasta aproximadamente  $60^\circ$  para que el flujo sea recogido por el rotor de manera que se adapte de forma suave a la curvatura.

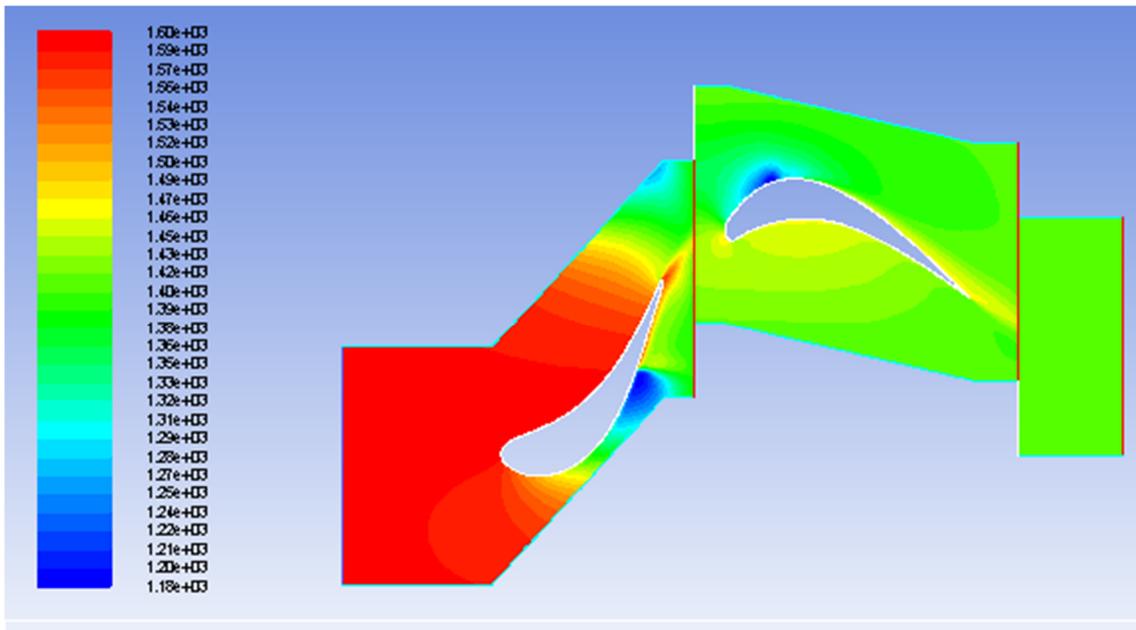


**Fig. 3.4** Vectores de velocidad relativa al rotor

En las siguientes figuras se muestran los contornos para el número de Mach y la temperatura a lo largo de dominio. Los contornos de número de Mach son similares a los de velocidad, pero si se observan los valores se tiene un número de Mach a la entrada de 0.23, y 0.45 a la salida. Estos valores son razonables y no están muy alejados de la realidad si comparamos con los datos orientativos de GasTurb.



**Fig. 3.5** Contornos de número de Mach



**Fig. 3.6** Contornos de temperatura estática

A medida que la temperatura disminuye al pasar a través de los álabes del estator, la velocidad del sonido disminuye también, y como la velocidad del flujo aumenta como ya hemos visto, el número de Mach se incrementa. Se ha fijado la temperatura de entrada a 1600k, dando como resultado para el punto de diseño una temperatura a la salida de 1455K. El número de Mach a la salida del estator tiene un valor medio de 0.95, es decir, prácticamente el flujo en ese punto es sónico. Por ese motivo podemos deducir que el estator está estrangulado en su garganta y el flujo másico que puede pasar a través alcanza un máximo.

### 3.4.2. Análisis del estrangulamiento para el punto de diseño

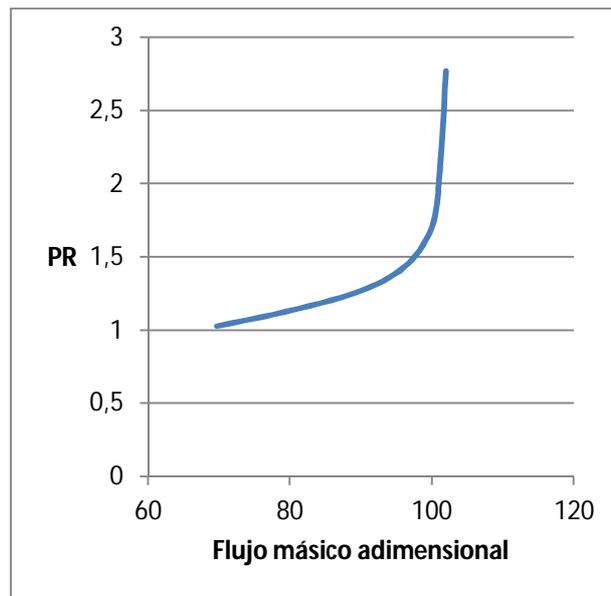
Siendo los resultados anteriores el punto de diseño escogido, ha partir de los datos obtenidos se pretende realizar un mapa del comportamiento de la turbina. En el capítulo uno se ha visto las diferentes formas de representar los datos para diferentes rangos de valores y se quiere comprobar si mediante la simulación de la turbina con técnicas CFD es posible alcanzar resultados coherentes y similares.

En una primera instancia, se partirá de los datos obtenidos para el punto de diseño, y manteniendo constante la velocidad del rotor, se modificará la presión estática a la salida. Al modificar la presión estática se modifica el ratio de presión en la turbina y también los diferentes factores como temperatura, velocidades, número de Mach etc., y por consiguiente el flujo másico. A partir de aquí se podrá ver que qué relación existe entre el ratio de presiones y el flujo másico que es capaz de gestionar la turbina.

El criterio que se ha seguido es el siguiente: para una velocidad dada del rotor, en este caso la del punto de diseño  $U = 374 \text{ m/s}$ , se ha modificado el valor de la presión estática a la salida en escalones del 10%, desde el punto de diseño

$p_{s,out} = 605000 \text{ Pa}$ . En total se han simulado los casos comprendidos entre el 50% y el 170%. Las tablas con los valores recogidas para cada simulación pueden consultarse en los anexos.

En la siguiente figura se muestra la curva resultante de expresar el ratio de presión  $p_{in}/p_{out}$  en función del porcentaje de flujo másico adimensional respecto al punto de diseño, para las diferentes simulaciones comentadas arriba.



**Fig. 3.7** Ratio de presión en función del flujo másico

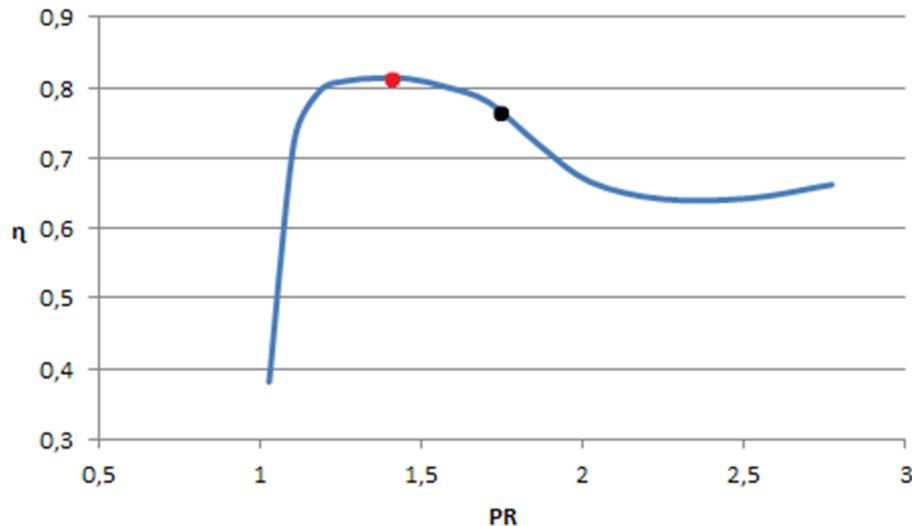
Se observa que a medida que el ratio de presiones aumenta, es decir disminuye la presión a la salida, el flujo másico aumenta de forma prácticamente lineal. Al aproximarse a un ratio de 1.5 el flujo másico disminuye la velocidad de crecimiento, debido a la disminución progresiva de la temperatura y por consiguiente de la velocidad del sonido. El flujo se acerca a velocidades sónicas, por lo que a partir de un ratio de presión de 2, el flujo másico se mantiene prácticamente constante aunque la presión a la salida siga disminuyendo. Podemos razonar que el estator de la turbina se encuentra estrangulado pues en su interior la velocidad del flujo es prácticamente sónica, y el flujo másico que es capaz de gestionar encuentra un máximo. Este fenómeno ocasionaría la posible aparición de una onda de choque que altera el flujo.

### 3.4.3 Eficiencia isentrópica para la velocidad de diseño

En la siguiente figura se muestra la curva para la eficiencia isentrópica de la turbina en relación al ratio de presión. La eficiencia se calcula mediante la relación entre la energía real obtenida y la ideal que es capaz de extraer del flujo, de la ecuación 1.7 de la parte de fundamentos, se llega a la expresión para la eficiencia isentrópica de la turbina:

$$\eta_{t,is} = \frac{1 - \frac{T_{out}}{T_{in}}}{1 - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3.1)$$

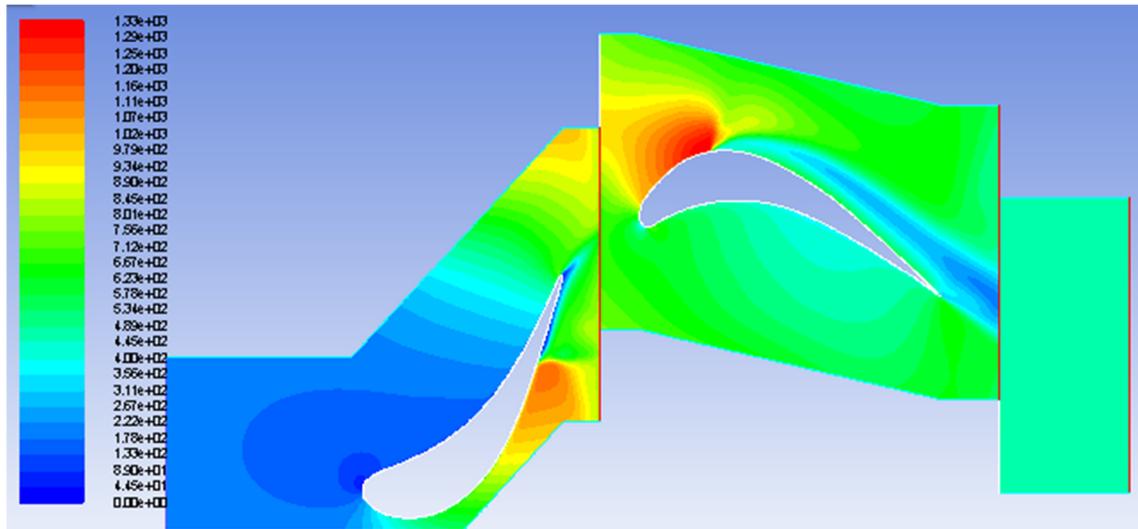
Se utilizan los valores obtenidos en las diferentes simulaciones realizadas a partir del punto de diseño.



**Fig. 3.8** Eficiencia isentrópica en función del ratio de presión

El punto negro sobre la curva indica la eficiencia obtenida para el punto de diseño, para un ratio de presión  $p_{in}/p_{out} = 1.71$  la eficiencia es de  $\eta_{DP} = 0.78$ . Se observa que la curva alcanza valores de eficiencia mayores por debajo del ratio de presión original de diseño. El valor máximo que alcanza, en el punto rojo de la curva, está alrededor de  $\eta_{max} = 0.81$ , para un ratio de presión  $p_{in}/p_{out} = 1.35$ . Esto indica que la turbina diseñada trabaja mejor para ratios menores de presión, o lo que es lo mismo, cuando la presión estática a la salida es algo superior a la propuesta para los cálculos iniciales y el punto de diseño. Para ratios de presión menores, cuando la presión a la salida se acerca a la presión de entrada, la eficiencia disminuye y cae muy rápidamente. Observando los datos obtenidos se ve como la temperatura, a medida que aumenta la presión a la salida, aumenta hasta valores cercanos a la temperatura de entrada. La turbina no está extrayendo energía del flujo. Si se miran los contornos para las simulaciones donde la eficiencia es baja, se observa como el flujo entra al rotor con un ángulo alejado del punto de diseño distorsionando la trayectoria. Por encima de ratio de presión para el punto de diseño, cuando la presión a la salida se reduce en relación a la entrada, la eficiencia baja hasta valores cercanos a  $\eta = 0.65$ , donde el flujo másico ya es prácticamente constante. Se aprecia en los resultados para las simulaciones correspondientes que el ángulo con el que el flujo incide sobre el rotor tampoco es adecuado.

Como se puede apreciar en la siguiente figura, el desprendimiento de la capa límite sobre el extradós del rotor es muy elevado para los casos alejados del punto de diseño.



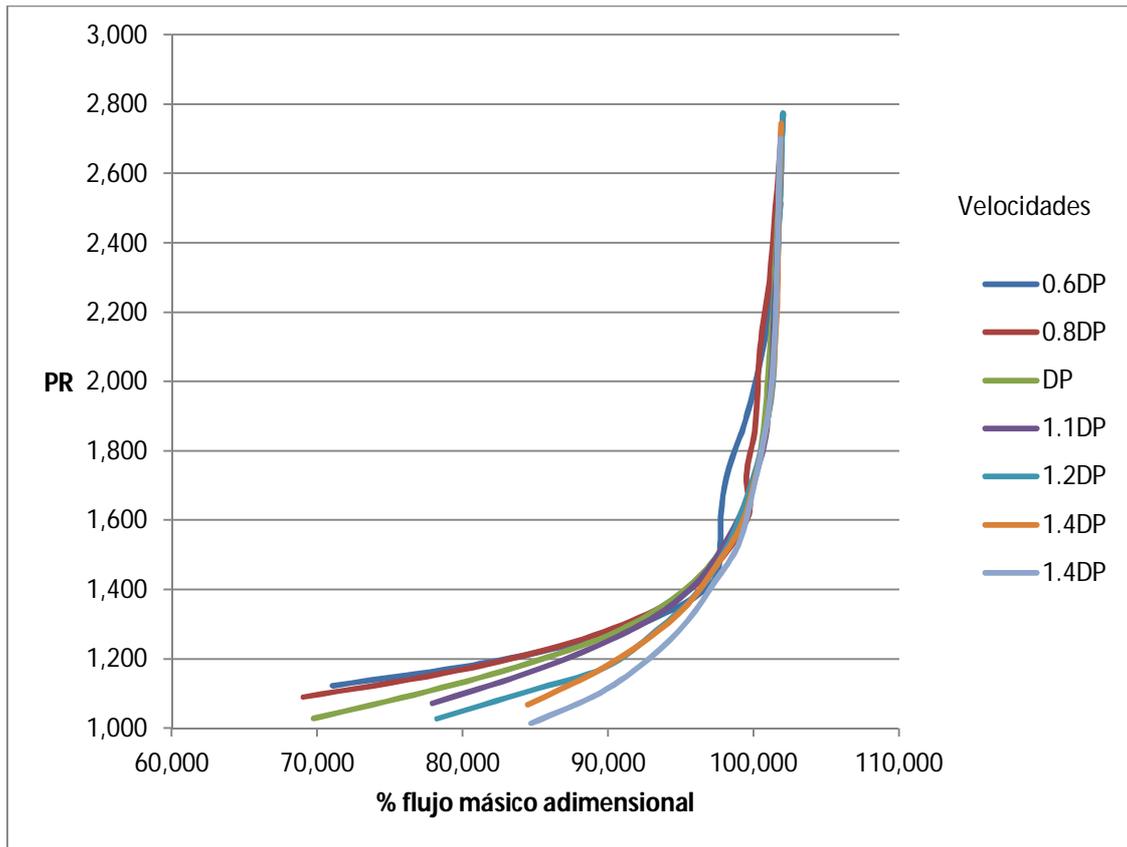
**Fig. 3.9** Desprendimiento sobre el rotor para ratio de presión elevado

### 3.5. Mapa de turbina, eficiencia y esfuerzo

Visto el análisis de los datos del punto de diseño, tanto para las condiciones de estrangulamiento y la eficiencia obtenida el último paso es confeccionar el mapa de turbina y estudiar el comportamiento global del diseño propuesto para un rango concreto de velocidades.

#### 3.5.1. Mapa de turbina

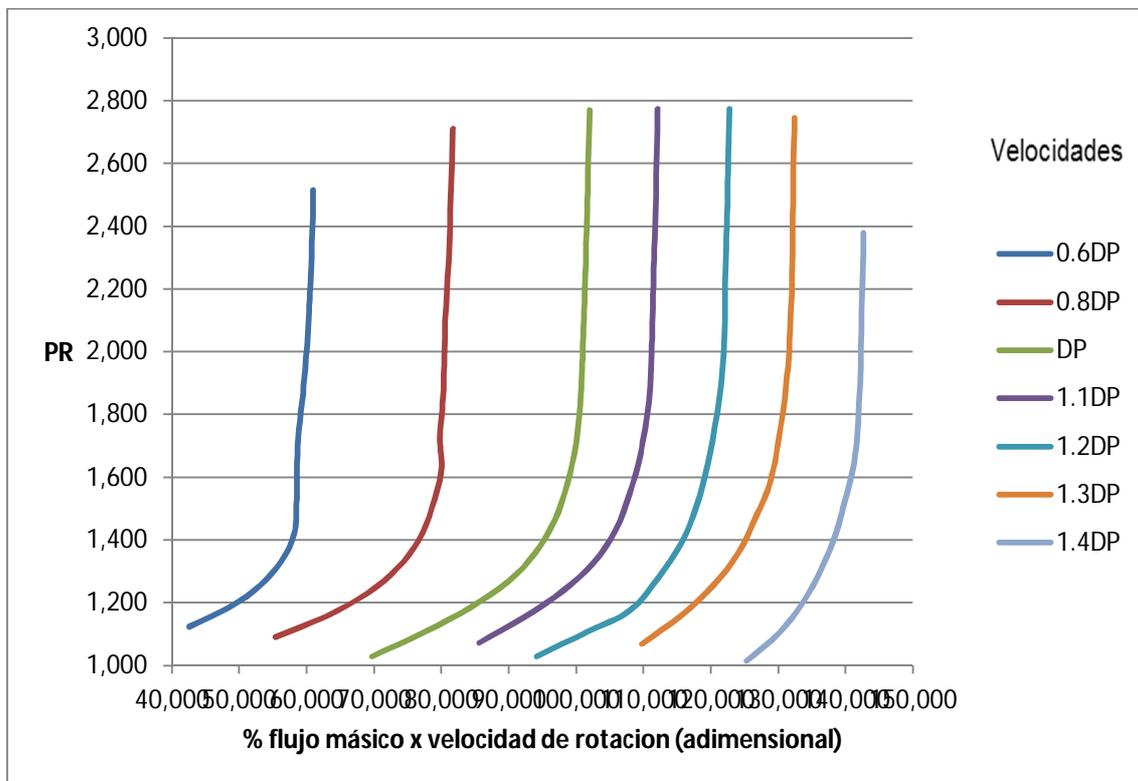
Para confeccionar el mapa de turbina, se han realizado diferentes simulaciones siguiendo el mismo criterio para observar el comportamiento a diferentes velocidades del rotor. Se han estudiado el comportamiento de la turbina para velocidades del rotor en un rango comprendido entre 60-140% de la velocidad del punto de diseño (DP). La presión a la salida se modifica de la misma forma que la especificada anteriormente para cada caso. Las tablas con los resultados para las diferentes simulaciones pueden consultarse también en los anexos.



**Fig. 3.10** Mapa turbina

La figura anterior es el mapa de turbina resultante. Expresa el funcionamiento de la turbina, representando el ratio de presión en función del flujo másico adimensional. El flujo másico se expresa en porcentaje al flujo másico para el punto de diseño. De esta forma se pueden observar comportamientos diferentes para las distintas velocidades del rotor con las que se ha trabajado. El primer punto importante es que para todas las simulaciones realizadas, el flujo másico alcanza un máximo alrededor del mismo punto visto anteriormente. Los resultados confirman que para ratios de presión elevados el comportamiento de la turbina es prácticamente independiente de la velocidad de rotación, y la turbina se comporta aguas arriba del flujo como una tobera estrangulada. Se puede señalar que para ratios de presión por encima de 2, el flujo másico es constante para todas las velocidades. Como se vio en los fundamentos, como el flujo estrangulado es casi independiente de la velocidad, es el estator el que provoca en su mayor parte el efecto de estrangulamiento. En primer lugar cabía esperar que a velocidades superiores, para un flujo másico dado, el ratio de presión disminuyera al incrementar la velocidad de rotación. De forma general la turbina simulada se comporta mejor para velocidades de rotación por encima de la velocidad de diseño. Como se puede observar en el mapa de turbina las curvas para  $U = 300 \text{ m/s}$  y  $U = 224 \text{ m/s}$  se desvían en ciertos puntos de la forma habitual vista para el punto de diseño. Las simulaciones para estas velocidades han resultado más costosas y las iteraciones necesarias para lograr la convergencia mucho mayores. Si observamos las curvas para velocidades por encima del punto de diseño, a

medida que aumenta la velocidad el ratio de presión disminuye para un flujo másico dado.

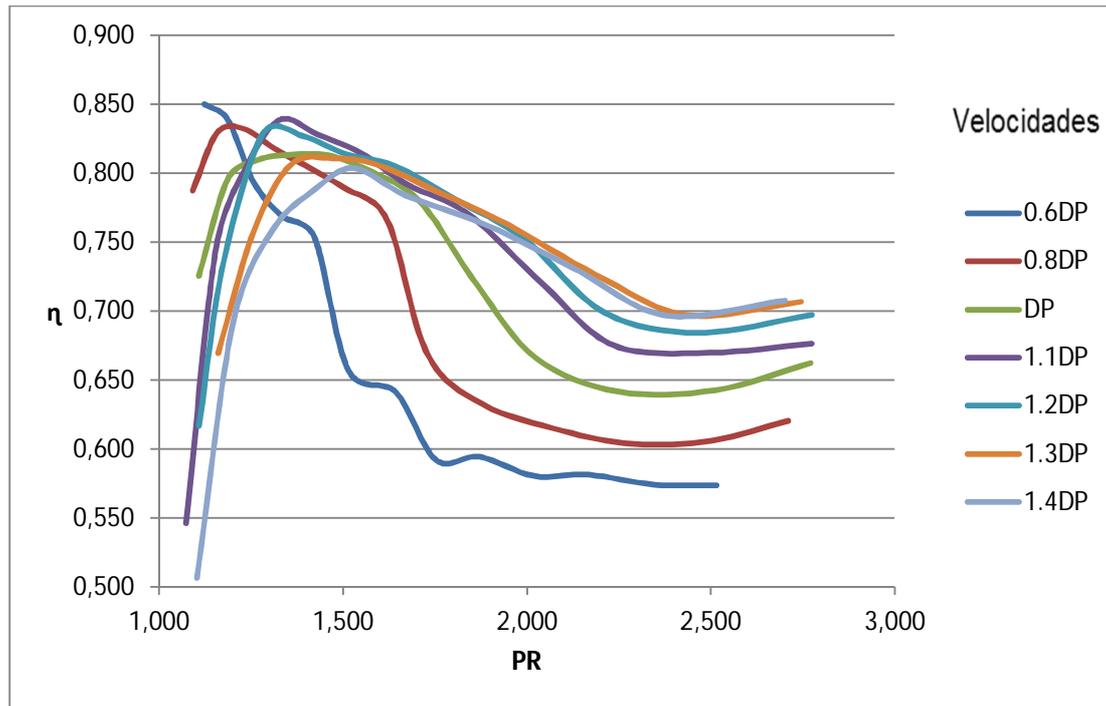


**Fig. 3.11** Ratio de presión en función del flujo másico por la velocidad de rotación

En la figura anterior cada curva se multiplica por la velocidad adimensional correspondiente. De esta forma las curvas de ratio de presión en función del flujo másico adimensional se ven separadas para cada velocidad, porcentualmente respecto la velocidad de diseño. Se puede ver más claramente el comportamiento comentado de la turbina para los diferentes casos de estudio. Las curvas resultantes para velocidades por encima del punto de diseño siguen más fielmente la curva vista anteriormente para las primeras simulaciones, por lo que podemos afirmar que la turbina diseñada se comporta mejor para velocidades de rotación superiores como veremos también a continuación.

### 3.5.2. Mapa de eficiencia de la turbina

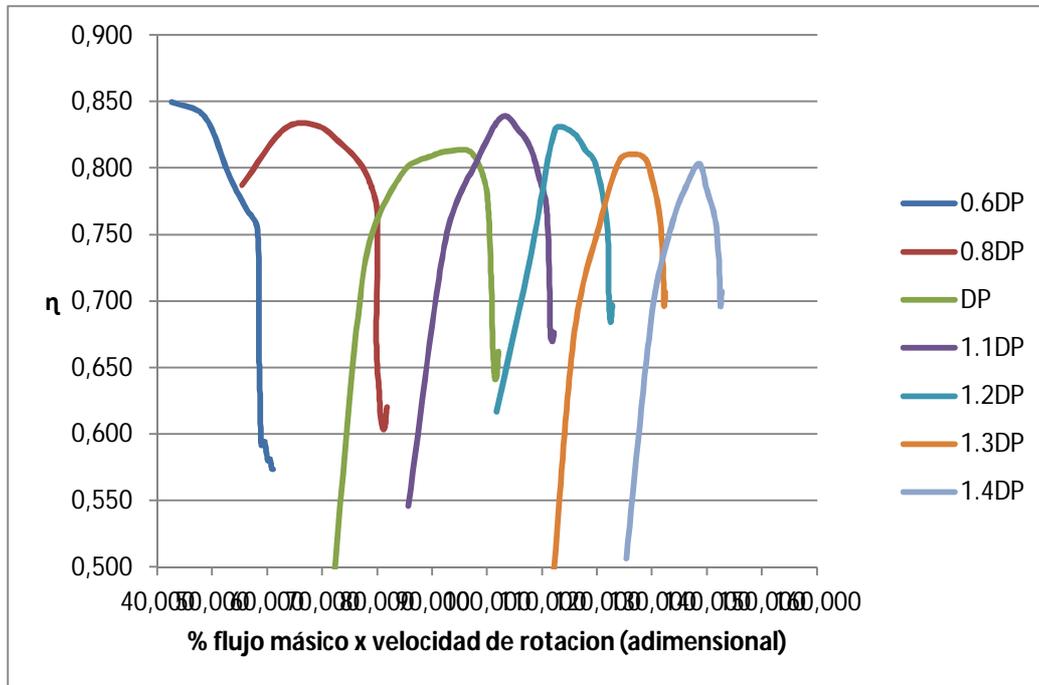
En la siguiente figura se muestran las eficiencias obtenidas para las diferentes simulaciones, de la misma forma que se vio con el punto de diseño. La eficiencia isentrópica de la turbina se dibuja en función del ratio de presión para todas las velocidades con las que se ha trabajado.



**Fig. 3.12** Eficiencia isentrópica en función del ratio de presión

Por lo general, las curvas obtenidas siguen la misma tendencia que la eficiencia para el punto de diseño. La turbina trabaja de forma más eficiente para ratios de presión menores, es decir cuando el salto de presión en la turbina es menor. Se consiguen mejores eficiencias para caídas de presión de alrededor de 0.7 entre la entrada y la salida de la turbina. Se ve claramente como velocidades superiores al punto de diseño (411 y 450 m/s) alcanzan valores de eficiencia de hasta 0.84 para menores ratios de presión. A partir de ese punto en todos los casos a medida que el ratio sigue disminuyendo la eficiencia empieza a bajar rápidamente, la turbina trabaja peor en parte como se ha comentado por la posible aparición de una onda de choque en el cuello sónico del estator y diferencias mayores entre el Mach de entrada y el de salida, por lo que se extrae poca energía del flujo. En los resultados de las simulaciones se observan en esos puntos incidencias en el rotor alejadas de la ideal y desprendimientos de la capa límite cada vez mayores. En general las curvas de eficiencia difieren más unas de otras para ratios de presión elevados, cuando el salto de presión a lo largo de la turbina se incrementa. En cambio es importante observar que para los ratios en los que hemos visto que la turbina trabaja mejor para todas las velocidades, las curvas de eficiencia no difieren tanto. Están comprendidas en un espacio de poco más del 0.05 de eficiencia. Los cambios de eficiencia para dichos ratios son pequeños para las diferentes velocidades. Es necesario comentar también el caso para un 60% de la velocidad de diseño. Al ser un punto extremo, es decir, muy alejado ya de las condiciones iniciales que se proponen al inicio, los resultados obtenidos carecen en cierto modo de relevancia. En este caso concreto, en la figura anterior se observa como la curva comentada es la que obtiene una eficiencia mayor. Esto no debe inducir a error, pues además de que en ese punto las inestabilidades en el fluido y la mala adaptación de los ángulos de incidencia

son muy importantes, la eficiencia máxima se consigue para un ratio de presión muy pequeño. Es por eso que aun teniendo tal eficiencia, alrededor de 0.85, el salto de presión en la turbina no es suficiente, y no se extraería suficiente trabajo en el eje como para arrastrar el compresor.



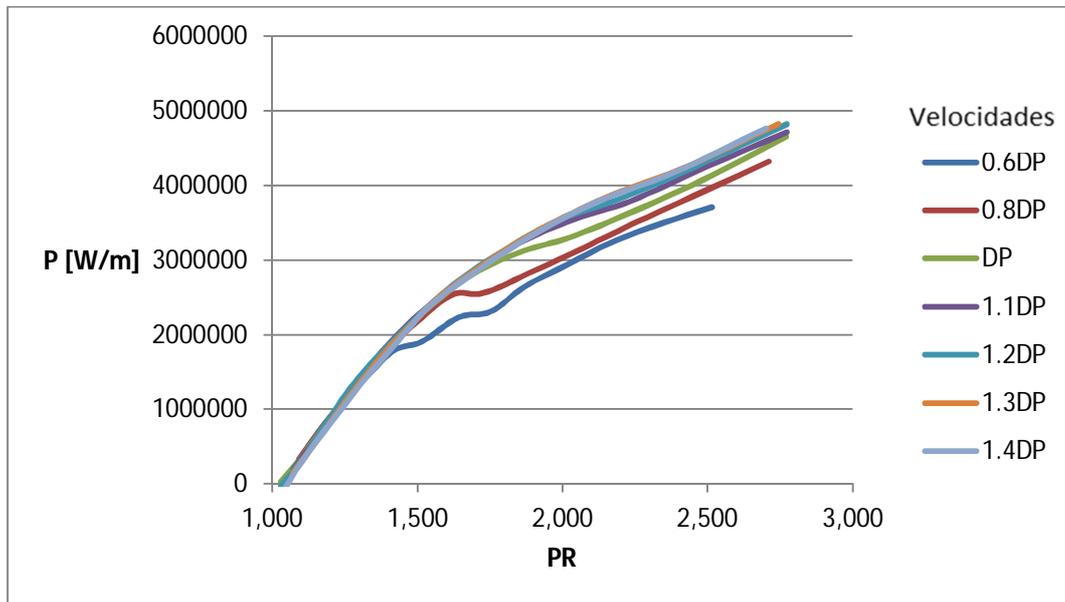
**Fig. 3.13** Eficiencia isentrópica en función del flujo másico por la velocidad

En la figura anterior se muestra la relación entre la eficiencia isentrópica de la turbina y el flujo másico a través de ella, para las diferentes velocidades estudiadas, expresado en porcentaje sobre el punto de diseño. En este caso se observa como por lo general la eficiencia aumenta a medida que aumenta el flujo másico en la turbina. A medida que el flujo másico aumenta, para todas las velocidades la eficiencia cae de forma pronunciada a partir del máximo, cuando se alcanza el flujo másico máximo con el que puede trabajar la turbina. Esto nos indica que para trabajar con la turbina que se ha diseñado, podemos cambiar el valor del flujo másico sin tener un cambio importante de eficiencia, modificando la velocidad del rotor. La envolvente sobre las curvas que resultaría para un número mayor de pruebas y simulaciones, oscilaría en un margen de eficiencia muy pequeño que se podría considerar constante. Se complementa así lo que ya se ha visto en la figura 3.12.

### 3.5.3. Esfuerzo sobre el rotor

En este apartado veremos la relación entre la potencia extraída por la turbina en los álabes del rotor para diferentes ratios de presión. Mediante Fluent es posible calcular la fuerza ejercida en la dirección tangencial sobre el rotor,

expresado en [N] por metro de cuerda. Los valores obtenidos para las diversas simulaciones están también en los anexos.



**Fig. 3.14** Potencia extraída por el rotor en función del ratio de presión

En la figura anterior podemos ver la relación entre la potencia extraída por un álabe de la turbina en función del ratio de presión para las diferentes velocidades del rotor. La potencia se calcula multiplicando la fuerza sobre el álabe por la velocidad correspondiente del rotor.

Para ratios de presión pequeños, es decir cuando la presión a la salida es similar a la de la entrada, la potencia es prácticamente igual para todo el rango de velocidades estudiado. A medida que la presión a la salida disminuye, el salto de presión es más grande y la potencia crece de forma uniforme hasta un ratio de 1.5. En ese punto las curvas para las velocidades más bajas empiezan a disminuir el ritmo de crecimiento a medida que aumenta el ratio. Para ratios mayores a 1.5 a menor velocidad del rotor menor es la potencia extraída. Para ratios de presión elevados, por encima de 2, todas las velocidades superiores a la de diseño muestran curvas muy similares.

## CONCLUSIONES

Partiendo de una geometría adaptada a los diferentes problemas y requisitos de la simulación numérica, se han visto los resultados obtenidos para el punto de diseño y las variaciones respecto a este para llegar a confeccionar el mapa de turbina.

Teniendo en cuenta que el objetivo del trabajo es valorar hasta qué punto los resultados obtenidos mediante el estudio con técnicas CFD son válidos y representativos del comportamiento real de una turbina, se puede concluir que: los resultados de las simulaciones tienen realmente un sentido físico adecuado y aceptable, los diferentes contornos vistos muestran un comportamiento de la turbina que no difiere mucho de lo que se esperaba. Utilizando técnicas de simulación CFD se ha llegado a confeccionar un mapa de turbina que cumple con los objetivos propuestos, pues se puede comprobar como la turbina encuentra un flujo másico máximo para todas las velocidades del rotor estudiadas. Comparando con los mapas típicos para turbinas reales como los que se muestran en el primer capítulo, el modelo simulado se comporta en gran parte de los aspectos de la forma esperada. A forma de resumen y valoración final, para el punto de diseño se ha conseguido que la turbina extraiga energía de la alta velocidad y temperatura del flujo, provocando una caída de presión entre la entrada y la salida. Se ha conseguido también adaptar la incidencia del flujo sobre el rotor y ver el comportamiento para diferentes velocidades. El flujo alcanza velocidades sónicas en el estator, creando el efecto de estrangulamiento pretendido y esperado, que limita el flujo másico que es capaz de gestionar. Al confeccionar el mapa de turbina, como cabía esperar, se ve como la turbina alcanza un estado de estrangulamiento para todas las velocidades de estudio a partir de un ratio de presión concreto.

Hay que tener en cuenta también que el mapa de turbina confeccionado en este trabajo da una idea del comportamiento general del modelo simulado bajo distintas condiciones de presión y velocidad del rotor. Pero en la práctica se limita el rango de posibles actuaciones o condiciones aptas para trabajar, pues la turbina se tiene que entender en concordancia con el compresor. Ambos están unidos con un mismo eje, y el estudio del conjunto daría lugar a una línea de trabajo más realista. El estudio de esta condición podría ser el siguiente paso a seguir para la continuación de este trabajo.

Las técnicas CFD han dado entonces buenos resultados. No obstante, hay que tener en cuenta las limitaciones de la simulación realizada y del modelo creado, pues se ha comprobado a partir de los mapas de turbina y eficiencia que el punto de diseño escogido no es quizás el óptimo, lo cual sería objeto de estudio para mejorar la tarea realizada. Se encuentran pues mejores eficiencias para ratios de presión menores al de diseño, y la turbina se comporta mejor para velocidades también diferentes. Hay que recordar que el objetivo de este trabajo no era la creación de una geometría y modelos óptimos, no se pretendía simular una etapa de turbina al detalle, por lo que hay diferentes puntos importantes que se podrían mejorar de cara a futuras mejoras del

trabajo. En primer lugar se podría optimizar la geometría y los perfiles de los álabes en función de la turbina, modificando el calado si fuese necesario para adaptar la entrada del flujo en los diferentes casos. Otro punto importante sería la mejora de la malla creada, detallando o afinando más en puntos claves donde el flujo es más inestable o se pretenda una resolución mejor. Por último, el software Fluent ofrece muchas más opciones y sería necesario un estudio más detallado de los modelos y las condiciones para simular este tipo de casos. Escoger más en profundidad los modelos de viscosidad y turbulencia y adaptarlos a los diferentes casos de estudio sería un aspecto interesante a tener en cuenta.

## BIBLIOGRAFIA

- **Libros**

- [1] Meherwan, P.B., *Gas Turbine Engineering Handbook*, Gulf Professional Publishing, Burlington, MA (2006).
- [2] Cumpsty, N., *Jet Propulsion, A simple guide to the aerodynamic and thermodynamic design and performance of jet engines*, Cambridge University Press, Cambridge, UK (2003).
- [3] Mattingly, J.D., *Elements of Gas Turbine Propulsion*, McGraw-Hill, Singapore (1996).
- [4] Saravanamuttoo, H.I.H., Rogers, G.F.G., Cohen, H., *Gas Turbine Theory*, Longman Group Limited, Harlow, England (1996)
- [5] Rolls Royce plc., *The Jet Engine*, Rolls Royce plc, Derby, England (1986).
- [6] Çengel, Y.A., Boles, M.A., *Termodinámica*, McGraw-Hill, México (1989).
- [7] Blazek. J., *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, Elsevier, Oxford (2001).
- [8] Matthews. C., *Aeronautical Engineer's Data Book*, Butterworth-Heineman, Oxford (2002).

- **Internet**

- [9] <http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/powturb.html>
- [10] <http://www.grc.nasa.gov/WWW/K-12/airplane/aturbf.html>
- [11] [http://en.wikipedia.org/wiki/Jet\\_engine](http://en.wikipedia.org/wiki/Jet_engine)
- [12] <http://en.wikipedia.org/wiki/Turbofan>
- [13] <http://en.wikipedia.org/wiki/Turbojet>
- [14] <http://en.wikipedia.org/wiki/Turboprop>

[15] <http://en.wikipedia.org/wiki/Turboshaft>

[16] [http://en.wikipedia.org/wiki/Computational\\_fluid\\_dynamics](http://en.wikipedia.org/wiki/Computational_fluid_dynamics)

[17] <http://www.cie.unam.mx/~ojs/pub/Termodinamica/node35.html>

[18] <http://jullio.pe.kr/fluent6.1/help/html/ug/node7.htm>

[19] <http://web.mit.edu/16.unified/www/SPRING/propulsion/notes/node91.html>

[20] <http://www.ppart.de/aerodynamics/profiles/NACA4.html>

[21] <http://www.afs.enea.it/fluent/Public/Fluent-Doc/PDF/chp09.pdf>

## ANEXO 1: TABLAS DE SIMULACIÓN NUMÉRICA

Se recogen en el anexo las diferentes tablas confeccionadas durante el proceso de simulación. Para cada velocidad del rotor estudiada se muestran dos tablas: la primera con la información extraída directamente de los resultados de Fluent y la segunda con datos calculados a raíz de los primeros, necesarios para la creación de los diferentes mapas de turbina y eficiencias. Incluye la leyenda y los valores para el punto de diseño.

### 1.1 Leyenda de símbolos y punto de diseño

En primer lugar se muestra una leyenda de símbolos utilizados durante el proceso de simulación, y los datos para el punto de diseño (DP):

**Tabla 1.1.** Leyenda de símbolos

<b>Pti</b>	Presión Total Entrada	<b>Mi</b>	Mach Entrada
<b>Pto</b>	Presión Total Salida	<b>Mo</b>	Mach Salida
<b>Psi</b>	Presión Estática Entrada	<b>Cp</b>	Calor específico
<b>Pso</b>	Presión Estática Salida	$\gamma$	Cte adiabática
<b>Tti</b>	Temperatura Total Entrada	<b>A</b>	Área
<b>Tto</b>	Temperatura Total Salida	$\eta$	Ef. Isentrópica
<b>ṁi</b>	Flujo Másico Entrada	<b>Fy</b>	Fuerza sobre el rotor
<b>ṁo</b>	Flujo Másico Salida	<b>P</b>	Potencia $Fy \cdot N$
<b>D</b>	Flujo másico adimensional	<b>PR-1</b>	Pti/Pto
<b>PR</b>	Ratio de presión Pto/Pti		
<b>Vi</b>	Velocidad Entrada		
<b>Vo</b>	Velocidad Salida		
<b>N</b>	Velocidad Rotor		
<b>Ñ</b>	Velocidad Rotor adimensional		

**Tabla 1.2.** Datos del punto de diseño de la turbina

<b>Pti [Pa]</b>	1205000	<b>Vi [m/s]</b>	179,44
<b>Pto [Pa]</b>	705127	<b>Vo [m/s]</b>	328,74
<b>Psi [Pa]</b>	1159816	<b>N [m/s]</b>	374
<b>Pso [Pa]</b>	605894	<b>Ñ</b>	9,35
<b>Tti [K]</b>	1600	<b>Mi</b>	0,23
<b>Tto [K]</b>	1455	<b>Mo</b>	0,45
<b>ṁi [Kg/s]</b>	15,897	<b>Cp [J/Kg·K]</b>	1244
<b>ṁo [Kg/s]</b>	-15,899	$\gamma$	1,3
<b>D</b>	0,01649066	<b>A [m<sup>2</sup>]</b>	0,032
<b>PR</b>	0,58516763		
<b>PR-1</b>	1,70891201		

## 1.2 Tablas y datos de la simulación

Se muestran a continuación los datos de las diferentes simulaciones, en porcentajes sobre la presión estática de diseño en la salida de la turbina, para las velocidades estudiadas. Se muestran también los resultados en relación a cada tabla de datos:

**Tabla 1.3.** Datos para velocidad del rotor de 374 m/s ( $\tilde{N}=9.35$ ) (DP)

%DP	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Psi [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	$\dot{m}_i$ [Kg/s]	Fy [N/m]
170	1205000	1171139	1183545	1030019,8	1600	1596	11,08	74
160	1205000	1088159	1178269	969430,4	1600	1573	12,33	1062
150	1205000	1016430	1173278	908841	1600	1551	13,4	2178
140	1205000	950510	1168813	848251,6	1600	1531	14,29	3275
130	1205000	886470	1165329	787662,2	1600	1511	14,93	4418
120	1205000	824573	1162802	727072,8	1600	1491	15,38	5557
110	1205000	763699	1161106	666483,4	1600	1472	15,68	6646
DP	1205000	705127	1159816	605894	1600	1455	15,89	7625
90	1205000	646002	1159203	545304,6	1600	1446	16	8342
80	1205000	595179	1158900	484715,2	1600	1440	16,05	8827
70	1205000	536047	1158528	424125,8	1600	1425	16,11	9770
60	1205000	479378	1158233	363536,4	1600	1403	16,16	11036
50	1205000	434936	1157929	302947	1600	1378	16,21	12432

**Tabla 1.4.** Resultados para velocidad del rotor de 374 m/s ( $\tilde{N}=9.35$ ) (DP)

D	PR	PR-1	%D	$\eta$	D x $\tilde{N}$	%Dx $\tilde{N}$	P [W/m]
0,01149	0,972	1,029	69,729	0,381	0,107	69,729	27676
0,01279	0,903	1,107	77,596	0,725	0,120	77,596	397188
0,01390	0,844	1,186	84,330	0,795	0,130	84,330	814572
0,01482	0,789	1,268	89,931	0,809	0,139	89,931	1224850
0,01549	0,736	1,359	93,958	0,813	0,145	93,958	1652332
0,01595	0,684	1,461	96,790	0,813	0,149	96,790	2078318
0,01627	0,634	1,578	98,678	0,801	0,152	98,678	2485604
0,01648	0,585	1,709	100	0,779	0,154	100	2851750
0,01660	0,536	1,865	100,692	0,718	0,155	100,692	3119908
0,01665	0,494	2,025	101,007	0,666	0,156	101,007	3301298
0,01671	0,445	2,248	101,385	0,642	0,156	101,385	3653980
0,01676	0,398	2,514	101,699	0,643	0,157	101,699	4127464
0,01682	0,361	2,771	102,014	0,662	0,157	102,014	4649568

**Tabla 1.5.** Datos para velocidad del rotor de 224 m/s ( $\tilde{N}=5.6$ ) (0.6DP)

%D P	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Psi [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	mi [Kg/s]	Fy [N/m]
170	1205000	1072732	1182655	1030019,8	1600	1564	11,29	2248
160	1205000	1015287	1175605	969430,4	1600	1548	12,91	3720
150	1205000	959676	1169846	908841	1600	1535	14,09	5090
140	1205000	903748	1165364	848251,6	1600	1521	14,93	6579
130	1205000	847639	1162460	787662,2	1600	1506	15,44	8008
120	1205000	795539	1162022	727072,8	1600	1504	15,52	8499
110	1205000	733746	1161853	666483,4	1600	1489	15,54	9957
DP	1205000	687664	1161444	605894	1600	1485	15,62	10294
90	1205000	644055	1160459	545304,6	1600	1472	15,78	11811
80	1205000	596770	1159602	484715,2	1600	1461	15,93	13130
70	1205000	556081	1158920	424125,8	1600	1448	16,04	14429
60	1205000	513881	1158437	363536,4	1600	1436	16,13	15589
50	1205000	478997	1158118	302947	1600	1424	16,18	16551

**Tabla 1.6.** Resultados para velocidad del rotor de 224 m/s ( $\tilde{N}=5.6$ ) (0.6DP)

D	PR	PR-1	%D	$\eta$	D x $\tilde{N}$	%Dx $\tilde{N}$	P [W/m]
0,01171	0,890	1,123	71,051	0,850	0,066	42,555	503552
0,01339	0,843	1,187	81,246	0,838	0,075	48,661	833280
0,01462	0,796	1,256	88,672	0,794	0,082	53,108	1140160
0,01549	0,750	1,333	93,958	0,769	0,087	56,275	1473696
0,01602	0,703	1,422	97,168	0,753	0,090	58,197	1793792
0,01610	0,660	1,515	97,671	0,657	0,090	58,498	1903776
0,01612	0,609	1,642	97,797	0,641	0,090	58,574	2230368
0,01620	0,571	1,752	98,301	0,592	0,091	58,875	2305856
0,01637	0,534	1,871	99,308	0,594	0,092	59,478	2645664
0,01652	0,495	2,019	100,252	0,580	0,093	60,044	2941120
0,01664	0,461	2,167	100,944	0,581	0,093	60,458	3232096
0,01673	0,426	2,345	101,510	0,574	0,094	60,798	3491936
0,01678	0,398	2,516	101,825	0,574	0,094	60,986	3707424

**Tabla 1.7.** Datos para velocidad del rotor de 300 m/s ( $\tilde{N}=7.5$ ) (0.8DP)

%DP	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Psi [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	$\dot{m}_i$ [Kg/s]	Fy [N/m]
170	1205000	1104750	1183973	1030019,8	1600	1575	10,97	1092
160	1205000	1041152	1177594	969430,4	1600	1556	12,47	2279
150	1205000	980037	1172004	908841	1600	1538	13,66	3485
140	1205000	920194	1167446	848251,6	1600	1521	14,55	4753
130	1205000	861437	1163951	787662,2	1600	1504	15,18	6034
120	1205000	802796	1161706	727072,8	1600	1487	15,57	7271
110	1205000	744426	1160159	666483,4	1600	1471	15,84	8445
DP	1205000	697327	1160327	605894	1600	1473	15,81	8523
90	1205000	641507	1159746	545304,6	1600	1463	15,91	9365
80	1205000	574955	1159432	484715,2	1600	1446	15,96	10690
70	1205000	526453	1158818	424125,8	1600	1432	16,06	11892
60	1205000	481449	1158417	363536,4	1600	1415	16,13	13152
50	1205000	444620	1158064	302947	1600	1396	16,19	14382

**Tabla 1.8.** Resultados para velocidad del rotor de 300 m/s ( $\tilde{N}=7.5$ ) (0.8DP)

D	PR	PR-1	%D	$\eta$	D x $\tilde{N}$	%Dx $\tilde{N}$	P [W/m]
0,01138	0,917	1,091	69,037	0,787	0,0853	55,377	327600
0,01294	0,864	1,157	78,477	0,829	0,0970	62,949	683700
0,01417	0,813	1,230	85,966	0,832	0,1063	68,957	1045500
0,01509	0,764	1,310	91,567	0,818	0,1132	73,449	1425900
0,01575	0,715	1,399	95,532	0,805	0,1181	76,630	1810200
0,01615	0,666	1,501	97,986	0,789	0,1211	78,599	2181300
0,01643	0,618	1,619	99,685	0,766	0,1232	79,962	2533500
0,01640	0,579	1,728	99,497	0,669	0,1230	79,810	2556900
0,01650	0,532	1,878	100,126	0,632	0,1238	80,315	2809500
0,01656	0,477	2,096	100,441	0,613	0,1242	80,567	3207000
0,01666	0,437	2,289	101,070	0,604	0,1249	81,072	3567600
0,01673	0,400	2,503	101,510	0,606	0,1255	81,425	3945600
0,01679	0,369	2,710	101,888	0,620	0,1260	81,728	4314600

**Tabla 1.9.** Datos para velocidad del rotor de 411 m/s ( $\tilde{N}=10.27$ ) (1.1DP)

%D P	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Psi [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	$\dot{m}_i$ [Kg/s]	Fy [N/m]
160	1205000	1123530	1178070	969430,4	1600	1586	12,38	493
150	1205000	1043470	1173521	908841	1600	1561	13,36	1529
140	1205000	973115	1169376	848251,6	1600	1538	14,18	2619
130	1205000	907452	1165852	787662,2	1600	1515	14,84	3746
120	1205000	842519	1163313	727072,8	1600	1495	15,3	4842
110	1205000	778430	1161521	666483,4	1600	1475	15,61	5880
DP	1205000	719839	1160155	605894	1600	1458	15,84	6788
90	1205000	654034	1159080	545304,6	1600	1438	16,02	7811
80	1205000	589363	1158648	484715,2	1600	1425	16,09	8640
70	1205000	539018	1158454	424125,8	1600	1417	16,12	9219
60	1205000	482535	1158155	363536,4	1600	1396	16,17	10331
50	1205000	434452	1157952	302947	1600	1373	16,21	11465

**Tabla 1.10.** Resultados para velocidad del rotor de 411 m/s ( $\tilde{N}=10.27$ ) (1.1DP)

D	PR	PR-1	%D	$\eta$	D x $\tilde{N}$	%Dx $\tilde{N}$	P [W/m]
0,01284	0,932	1,073	77,911	0,546	0,132	85,618	202623
0,01386	0,866	1,155	84,078	0,746	0,142	92,396	628419
0,01471	0,808	1,238	89,239	0,805	0,151	98,067	1076409
0,01539	0,753	1,328	93,392	0,839	0,158	102,631	1539606
0,01587	0,699	1,430	96,287	0,828	0,163	105,813	1990062
0,01619	0,646	1,548	98,238	0,814	0,166	107,957	2416680
0,01643	0,597	1,674	99,685	0,792	0,169	109,547	2789868
0,01662	0,543	1,842	100,818	0,770	0,171	110,792	3210321
0,01669	0,489	2,045	101,259	0,719	0,171	111,276	3551040
0,01672	0,447	2,236	101,447	0,675	0,172	111,484	3789009
0,01677	0,400	2,497	101,762	0,670	0,172	111,829	4246041
0,01682	0,361	2,774	102,014	0,676	0,173	112,106	4712115

**Tabla 1.11.** Datos para velocidad del rotor de 450 m/s ( $\tilde{N}=11.25$ ) (1.2DP)

%DP	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Psi [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	mi [Kg/s]	Fy [N/m]
160	1205000	1171671	1177814	969430,4	1600	1602	12,43	-84
150	1205000	1087944	1173121	908841	1600	1577	13,43	782
140	1205000	1025516	1168909	848251,6	1600	1557	14,26	1675
130	1205000	939554	1165865	787662,2	1600	1526	14,83	3013
120	1205000	866272	1163428	727072,8	1600	1503	15,27	4051
110	1205000	798264	1161704	666483,4	1600	1482	15,57	5052
DP	1205000	734785	1160490	605894	1600	1461	15,78	6031
90	1205000	668134	1159344	545304,6	1600	1441	15,97	6985
80	1205000	604872	1158572	484715,2	1600	1423	16,1	7869
70	1205000	545134	1158438	424125,8	1600	1413	16,13	8526
60	1205000	488246	1158179	363536,4	1600	1394	16,17	9490
50	1205000	434359	1157950	302947	1600	1366	16,21	10707

**Tabla 1.12.** Resultados para velocidad del rotor de 450 m/s ( $\tilde{N}=11.25$ ) (1.2DP)

D	PR	PR-1	%D	$\eta$	D x $\tilde{N}$	%Dx $\tilde{N}$	P [W/m]
0,01289	0,972	1,028	78,225	-0,194	0,145	94,121	-37800
0,01393	0,903	1,108	84,519	0,617	0,157	101,693	351900
0,01479	0,851	1,175	89,742	0,736	0,166	107,978	753750
0,01538	0,780	1,283	93,329	0,829	0,173	112,294	1355850
0,01584	0,719	1,391	96,098	0,827	0,178	115,626	1822950
0,01615	0,662	1,510	97,986	0,814	0,182	117,898	2273400
0,01637	0,610	1,640	99,308	0,805	0,184	119,488	2713950
0,01657	0,554	1,804	100,503	0,781	0,186	120,927	3143250
0,01670	0,502	1,992	101,322	0,752	0,188	121,911	3541050
0,01673	0,452	2,210	101,510	0,699	0,188	122,138	3836700
0,01677	0,405	2,468	101,762	0,684	0,189	122,441	4270500
0,01682	0,360	2,774	102,014	0,697	0,189	122,744	4818150

**Tabla 1.13.** Datos para velocidad del rotor de 486 m/s ( $\tilde{N}=12.15$ ) (1.3DP)

<b>%DP</b>	<b>Pti [Pa]</b>	<b>Pto [Pa]</b>	<b>Psi [Pa]</b>	<b>Pso [Pa]</b>	<b>Tti [K]</b>	<b>Tto [K]</b>	<b>mi [Kg/s]</b>	<b>Fy [N/m]</b>
150	1205000	1127516	1173216	908841	1600	1591	13,42	266
140	1205000	1039082	1169640	848251,6	1600	1564	14,14	1257
130	1205000	959614	1166527	787662,2	1600	1538	14,72	2309
120	1205000	887142	1164011	727072,8	1600	1512	15,17	3354
110	1205000	817744	1162174	666483,4	1600	1489	15,49	4358
DP	1205000	757590	1160617	605894	1600	1469	15,76	5261
90	1205000	684126	1159551	545304,6	1600	1446	15,94	6234
80	1205000	618535	1158757	484715,2	1600	1426	16,07	7125
70	1205000	550941	1158354	424125,8	1600	1408	16,14	8016
60	1205000	494977	1158215	363536,4	1600	1393	16,16	8758
50	1205000	439032	1158049	302947	1600	1365	16,19	9919

**Tabla 1.14** Resultados para velocidad del rotor de 486 m/s ( $\tilde{N}=12.15$ ) (1.3DP)

<b>D</b>	<b>PR</b>	<b>PR-1</b>	<b>%D</b>	<b><math>\eta</math></b>	<b>D x <math>\tilde{N}</math></b>	<b>%Dx<math>\tilde{N}</math></b>	<b>P [W/m]</b>
0,01392	0,936	1,069	84,456	0,370	0,169	109,747	129276
0,01467	0,862	1,160	88,987	0,669	0,178	115,635	610902
0,01527	0,796	1,256	92,637	0,757	0,186	120,378	1122174
0,01574	0,736	1,358	95,469	0,806	0,191	124,058	1630044
0,01607	0,679	1,474	97,483	0,811	0,195	126,675	2117988
0,01635	0,629	1,591	99,182	0,806	0,199	128,883	2556846
0,01654	0,568	1,761	100,315	0,786	0,201	130,355	3029724
0,01667	0,513	1,948	101,133	0,762	0,203	131,419	3462750
0,01674	0,457	2,187	101,573	0,726	0,203	131,991	3895776
0,01676	0,411	2,434	101,699	0,697	0,204	132,155	4256388
0,01679	0,364	2,745	101,888	0,707	0,204	132,400	4820634

**Tabla 1.15.** Datos para velocidad del rotor de 524 m/s ( $\tilde{N}=13.1$ ) (1.4DP)

%DP	Pti [Pa]	Pto [Pa]	Psi [Pa]	Pso [Pa]	Tti [K]	Tto [K]	mi [Kg/s]	Fy [N/m]
150	1205000	1187700	1172990	908841	1600	1616	13,46	-458
140	1205000	1093237	1169254	848251,6	1600	1582	14,21	579
130	1205000	1002925	1166366	787662,2	1600	1554	14,75	1568
120	1205000	921055	1164054	727072,8	1600	1527	15,16	2582
110	1205000	845658	1162315	666483,4	1600	1501	15,47	3586
DP	1205000	788106	1160822	605894	1600	1480	15,72	4459
90	1205000	721425	1160001	545304,6	1600	1460	15,87	5269
80	1205000	636369	1158951	484715,2	1600	1433	16,04	6351
70	1205000	566252	1158477	424125,8	1600	1413	16,12	7235
60	1205000	506729	1158306	363536,4	1600	1398	16,15	7942
50	1205000	446037	1158140	302947	1600	1368	16,18	9083

**Tabla 1.16.** Resultados para velocidad del rotor de 524 m/s ( $\tilde{N}=13.1$ ) (1.4DP)

D	PR	PR-1	%D	$\eta$	D x $\tilde{N}$	%Dx $\tilde{N}$	P [W/m]
0,01396	0,986	1,015	84,707	-3,002	0,183	118,681	-239992
0,01474	0,907	1,102	89,427	0,506	0,193	125,294	303396
0,01530	0,832	1,201	92,826	0,693	0,200	130,055	821632
0,01573	0,764	1,308	95,406	0,759	0,206	133,670	1352968
0,01605	0,702	1,425	97,357	0,789	0,210	136,404	1879064
0,01631	0,654	1,529	98,930	0,804	0,214	138,608	2336516
0,01646	0,599	1,670	99,874	0,784	0,216	139,931	2760956
0,01664	0,528	1,894	100,944	0,762	0,218	141,430	3327924
0,01672	0,470	2,128	101,447	0,731	0,219	142,135	3791140
0,01675	0,421	2,378	101,636	0,697	0,219	142,399	4161608
0,01678	0,370	2,702	101,825	0,708	0,220	142,664	4759492