

Proyecto Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías
Industriales

Diseño de una micro turbina de gas para producción de potencia eléctrica: ciclo de trabajo y prediseño de turbomáquinas.

Autor: Noemi Moreno-Vaquerizo Sánchez

Tutor: David Tomás Sánchez Martínez

Dep. Máquinas y motores térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018



Proyecto Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

**Diseño de una micro turbina de gas para
producción de potencia eléctrica: ciclo de trabajo y
prediseño de turbomáquinas.**

Autor:

Noemi Moreno-Vaquerizo Sánchez

Tutor:

David Tomás Sánchez Martínez

Profesor titular

Máquinas y motores térmicos
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2018

Proyecto Fin de Grado: Diseño de una micro turbina de gas para producción de potencia eléctrica:
ciclo de trabajo y prediseño de turbomáquinas.

Autor: Noemi Moreno-Vaquerizo Sánchez

Tutor: David Tomás Sánchez Martínez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2018

El Secretario del Tribunal

A mi familia

.

Agradecimientos

A los que estuvieron, a los que están y a los que estarán.

A mi familia, sobre todo.

A mis amigos, a los nuevos y a los de siempre.

A las tardes de estudio, las distracciones, las frustraciones, a los fracasos y a los logros.

A los buenos momentos y a los malos.

A mis profesores, por transmitir tanto conocimientos como formas de pensamiento.

A SoftInWay, por permitirme usar ésta increíble herramienta.

A mi tutor, David Sánchez, por su ayuda y colaboración.

Resumen

El presente trabajo se enmarca en el ámbito de las tecnologías a la generación distribuida de potencia. En concreto, el trabajo aborda el estudio y diseño parcial de una microturbina de gas para producir una potencia inferior a 100 kW a partir de combustible fósil.

La primera parte del trabajo aborda el estudio del ciclo Brayton de la turbina de gas. Se estudian las prestaciones del ciclo y se realizan análisis de sensibilidad a distintos parámetros, con el objetivo final de establecer las condiciones de operación de cada componente del motor y las prestaciones estimadas del mismo.

A partir de las especificaciones anteriores, la segunda parte del trabajo aborda el prediseño del turbocompresor que forma parte de la turbina de gas. A partir de las condiciones de operación del compresor obtenidas en el estudio del ciclo de trabajo, se estiman algunos parámetros de diseño del motor a partir de herramientas tradicionales para el diseño unidimensional de este tipo de máquinas. Estos parámetros de diseño se introducen luego en el programa AxSTREAM para proceder a un estudio más exhaustivo. AxSTREAM permite explorar un buen número de diseños posibles, resultantes de combinar diferentes geometrías y condiciones de operación, todos los cuales cumplen con las especificaciones exigidas por el ciclo. El trabajo estudia las prestaciones ofrecidas por cada solución posible y selecciona la que permite alcanzar mayor rendimiento.

El diseño finalmente seleccionado es estudiado en detalle y, como último paso, se estiman las prestaciones del motor para las especificaciones del compresor concreto que se ha diseñado

Abstract

The present work is part of the field of distributed power generation technologies. In particular, the work addresses the study and partial design of a gas microturbine to produce a power of less than 100 kW from fossil fuel.

The first part of the work deals with the study of the Brayton cycle of the gas turbine. The performance of the cycle is studied and a sensitivity analysis is carried out to different parameters, with the final objective of establishing the operating conditions of each engine components and their estimated performance.

From the previous specifications, the second part of the work deals with the pre-design of the turbocharger that is part of the gas turbine. From the operating conditions of the compressor obtained in the study of the work cycle, some engine design parameters are estimated from traditional tools for the one-dimensional design of this type of machines. These design parameters are then entered into the AxSTREAM program to proceed to a more exhaustive study. AxSTREAM allows to explore a good number of possible designs, resulting from combining different geometries and operating conditions, all of which comply with the specifications demanded by the cycle. The work studies the benefits offered by each possible solution and selects the one that allows achieving greater performance.

Finally, the selected design is studied in detail and, the engine performance is estimated according to the specifications of the compressor that has been designed.

Agradecimientos	9
Resumen	11
Abstract	13
Índice	15
Índice de Tablas	17
Índice de Figuras	19
1 Introducción	23
1.1 <i>Motivación del proyecto</i>	23
1.2 <i>Objetivos y alcance</i>	24
1.3 <i>Estructura del proyecto</i>	24
2 Análisis del sistema	25
2.1 <i>Condiciones de contorno y especificaciones</i>	25
2.2 <i>Ciclo de trabajo: opciones</i>	25
2.2.1 <i>Ciclo Brayton</i>	25
2.2.2 <i>Ciclo simple de una turbina de gas: regenerativo y no regenerativo</i>	27
2.2.3 <i>Ciclo combinado</i>	28
2.3 <i>Restricciones ligadas a las turbomáquinas</i>	28
2.4 <i>Análisis termodinámico del ciclo</i>	29
2.5 <i>Resolución y prestaciones del ciclo termodinámico</i>	30
3 Turbomáquinas térmicas	37
3.1 <i>Funcionamiento de una turbina de gas</i>	37
3.2 <i>Características generales de una microturbina de gas</i>	37
3.3 <i>Componentes de una microturbina de gas</i>	38
3.3.1 <i>Turbocompresor centrífugo</i>	38
3.3.2 <i>Cámara de combustión</i>	41
3.3.3 <i>Turbina centrípeta</i>	41
3.3.4 <i>Regenerador</i>	42
3.4 <i>Turbomáquinas térmicas: definición y clasificación</i>	43
3.5 <i>Fundamentos para el diseño de turbomáquinas: Ecuación de Euler</i>	46
4 Prediseño del turbocompresor centrífugo	49
4.1 <i>Metodología</i>	49
4.2 <i>Prediseño del turbocompresor centrífugo con las ecuaciones básicas de las turbomáquinas térmicas</i>	49
4.2.1 <i>Introducción</i>	49
4.2.2 <i>Hipótesis de partida</i>	50
4.2.3 <i>Ecuaciones</i>	52
4.2.4 <i>Resultados</i>	54

4.3	<i>AxSTREAM: Una herramienta para el diseño de turbomáquinas</i>	56
4.3.1	Qué es AxStream	56
4.3.2	Cómo funciona AxStream	58
4.4	<i>Prediseño del turbocompresor centrífugo mediante AxStream</i>	59
4.4.1	Parámetros de trabajo	59
4.4.2	Análisis de parámetros con AxSTREAM	61
4.4.3	Solución seleccionada	77
5	Conclusiones y líneas de trabajo futuras	83
	Referencias	11

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Características de compresores [8].	29
Tabla 2: Características del ciclo de la turbina de gas.	33
Tabla 3: Trabajo específico de las turbomáquinas.	33
Tabla 4: Datos del ciclo.	34
Tabla 5: Prestaciones de diferentes regeneradores.	35
Tabla 6: Hipótesis de partida.	51
Tabla 7 : Estados termodinámicos a la entrada y a la salida del rotor y salida del difusor.	54
Tabla 8: Triángulo de velocidades y dimensión de los álabes a la entrada y salida del rotor.	55
Tabla 9: Características generales del compresor.	56
Tabla 10: Regímenes de giro de diseño de los diferentes diseños para el caso van y voluta.	65
Tabla 11: Potencia máxima de los diferentes diseños para el caso difusor con álabes y voluta.	65
Tabla 12: Características generales del diseño p-20.	77
Tabla 13: Triángulo de velocidades a la entrada y salida del rotor en la sección 2.	78
Tabla 14: Geometría del diseño p-20.	78

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Ciclo de Brayton [2]	26
Figura 2: Motor de turbina de gas en ciclo abierto y cerrado [2].	26
Figura 3: Ciclo ideal simple regenerativo [4].	27
Figura 4: Esquema de central térmica de ciclo combinado [5].	28
Figura 5: Trabajo específico y rendimiento del ciclo teórico de una turbina de gas.	30
Figura 6: Evolución de las temperaturas en el regenerador [9].	32
Figura 7: Diagrama h-s del ciclo.	34
Figura 8: Ciclo termodinámico con diferente pérdida de carga del regenerador y efectividades.	35
Figura 9: Ciclo termodinámico para diferentes TIT.	36
Figura 10: Turbina de gas axial [11].	37
Figura 11: Turbocompresor centrífugo.	38
Figura 12: Distribución de velocidades en un turbocompresor centrífugo.	39
Figura 13: Evolución del número de Mach en un turbocompresor centrífugo. Los valores representados se refieren al Mach relativo en el rodete y al Mach absoluto en el difusor.	40
Figura 14: Distribución de presiones en un turbocompresor centrífugo.	40
Figura 15: Zonas en una cámara de combustión [12].	41
Figura 16: Esquema de una turbina radial centrípeta [13].	42
Figura 17: Intercambiadores de calor [14].	43
Figura 18: Bomba hidráulica [16].	44
Figura 19: Turbina hidráulica de tipo Francis [17].	44
Figura 20: Turbina radial [18].	45
Figura 21: Turbocompresor centrífugo [19].	45
Figura 22: Turbina y compresor axial [20].	46
Figura 23: Triángulo de velocidades de una turbina axial [22].	47
Figura 24: Nomenclatura de las secciones del compresor.	50
Figura 25: Evolución del fluido a través de un escalonamiento de turbocompresor centrífugo [23].	53
Figura 26: Diagrama h-s del compresor.	55
Figura 27: Nuevo diseño en AxSTREAM.	57
Figura 28: Configuración de un turbocompresor centrífugo en AxSTREAM.	57
Figura 29: Espacio de prediseño de AxSTREAM.	59
Figura 30: Parámetros de trabajo de AxSTREAM.	61
Figura 31: Espacio de prediseño.	62

Figura 32: Espacio de prediseño con filtro para Mach relativo en la sección de entrada = 0.9.	62
Figura 33: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire.	63
Figura 34: Gráfica relación de compresión frente a gasto másico.	64
Figura 35: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (58000rpm).	64
Figura 36: Gráfica relación de compresión frente a gasto másico (58000rpm).	65
Figura 37: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (60000rpm).	66
Figura 38: Gráfica relación de compresión frente a gasto másico (60000rpm).	66
Figura 39: Gráfica coeficiente de carga frente a gasto de aire.	67
Figura 40: Gráfica coeficiente de carga frente a gasto de aire (60000rpm).	67
Figura 41: Gráfica coeficiente de flujo frente a gasto de aire.	68
Figura 42: Gráfica coeficiente de flujo frente a gasto de aire (60000rpm).	68
Figura 43: Gráfica coeficiente de flujo frente a gasto de aire (55000rpm).	68
Figura 44: Geometría en función de ϕ y ψ .	69
Figura 45: Gráfica rendimiento del compresor frente a coeficiente de carga.	69
Figura 46: Gráfica relación de compresión frente a potencia del compresor (W).	70
Figura 47: Gráfica rendimiento frente a potencia del compresor (W).	70
Figura 48: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (vanless).	71
Figura 49: Gráfica relación de compresión frente a gasto másico (vanless).	71
Figura 50: Gráfica coeficiente de carga frente a gasto de aire (vanless).	72
Figura 51: Gráfica coeficiente de flujo frente a gasto de aire (vanless).	72
Figura 52: Gráfica coeficiente de carga frente a coeficiente de flujo (vanless).	73
Figura 53 Gráfica relación de compresión frente a potencia del compresor (W) (vanless).	74
Figura 54: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (RC=3.1-3.2).	75
Figura 55: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (RC=3.2-3.3).	75
Figura 56: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (RC=3.3-3.4).	76
Figura 57: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (RC=3.4-3.5).	76
Figura 58: Triángulo de velocidades a la entrada y salida del rotor en la sección 2.	77
Figura 59: Geometría del diseño p-20.	79
Figura 60: Evolución de la velocidad, la presión y el número de Mach del fluido del diseño p-20.	79
Figura 61: Diagrama h-s de la solución p-20.	80

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Motivación del proyecto

En los últimos años se está produciendo un cambio en la forma de generación y distribución de energía eléctrica, teniendo cada vez más importancia lo que se denomina Generación Distribuida de Energía Eléctrica, cuyo objetivo es ir sustituyendo las grandes centrales de producción de potencia por centros más pequeños y cercanos al punto de consumo. La generación distribuida se puede implementar mediante varias tecnologías: células fotovoltaicas, aerogeneradores, o microturbinas, entre otros, que se pueden usar de manera independiente o combinadas, formando parte de un gran sistema. Con la generación distribuida se consigue no sólo obtener fuentes de producción de potencia más cercanas al destino de uso final, sino fuentes de calor en forma de gas o vapor, o incluso agua caliente, que permiten el máximo aprovechamiento de energía, tanto térmica, como en forma de electricidad. Además, al disminuir la distancia que tiene que recorrer la energía hasta llegar al punto de consumo, se disminuyen notablemente las pérdidas en el transporte, así como los costes tanto en infraestructura como en mantenimiento de las líneas. Por último, destaca que una pequeña planta de potencia es un proyecto mucho más accesible de abordar y amortizar que grandes plantas con enormes inversiones iniciales y gastos de mantenimiento [1].

De entre las diferentes formas para producir energía, las turbinas de gas y los motores de combustión interna alternativos son dos de las tecnologías basadas en combustible fósil más limpias. Los motores de combustión interna son una de las alternativas favoritas de los usuarios debido, fundamentalmente, al bajo precio de adquisición que tiene. En contraposición, este tipo de motores son muy ruidosos, además de producir NO_x en su combustión debido a las elevadas temperaturas de combustión, lo que requiere el uso de filtros especiales y un mantenimiento más caro. Hay que añadir que los motores alternativos tienen limitaciones de caudal y, en consecuencia, de potencia, por ser máquinas volumétricas.

Abordando las microturbinas de gas, es uno de los sistemas que mejor encajan en cuanto a generación distribuida se refiere debido, fundamentalmente, a la seguridad de abastecimiento que proporcionan este tipo de motores, al bajo perfil de emisiones, sobre todo en NO_x , y a la gran flexibilidad de conexión a la instalación que ofrece. Además, el hecho de producir energía cerca de la zona de consumo mediante este tipo de motores, proporciona una fuente de calor con un amplio abanico de posibilidades de aprovechamiento. Esta energía se puede aprovechar mediante un recuperador para producir vapor, agua caliente sanitaria, calefacción en edificios, o puede suplir necesidades industriales. Con este doble uso de la instalación se consigue un notable aumento de eficiencia, no en términos del rendimiento del motor en sí mismo, pero sí en el cociente entre recursos obtenidos frente a recursos empleados.

Hay que destacar la figura de “prosumer”, esto es, consumidor y productor de electricidad al mismo tiempo. Con las turbinas de gas se puede conseguir, a parte de la producción de energía para el consumo propio y la fuente de calor para diversos usos ya mencionados, producir un exceso de energía que se vende a la red, cuando baja la demanda de las necesidades energéticas, por ejemplo. Este uso de la red eléctrica requiere una serie de dispositivos de seguridad, control y mantenimiento que garantice el buen estado y buen uso de la misma, pues el flujo de energía ya no es unidireccional, sino que debe admitir ambos sentidos: de la red al consumidor y viceversa.

1.2 Objetivos y alcance

Por todo lo anterior, en el presente trabajo se propone el diseño de una microturbina de gas de unos 100kW, cuya utilidad sea la generación distribuida de potencia eléctrica. Este tipo de usos se caracteriza por una carga estable, ya que se diseña con el fin de cubrir la carga base de la instalación que abastece, por lo que interesa que el rendimiento máximo lo alcance a su carga nominal de diseño. La energía para cubrir la demanda pico de la instalación se suministra mediante otras alternativas, que pueden ser placas fotovoltaicas o generadores eólicos, entre otros, complementados con una conexión a la red, siempre y cuando sea posible; o simplemente se utiliza la energía de la red eléctrica para aportar la electricidad necesaria.

En el diseño de la microturbina de gas, se hará un análisis general del ciclo termodinámico que sigue la microturbina, así como una breve explicación de su funcionamiento y los elementos que componen el motor. Se analizará más en profundidad el prediseño del turbocompresor centrífugo. En primer lugar, con la aproximación unidimensional y las ecuaciones de conservación del momento cinético (ecuación de Euler), con el fin de obtener un rango de valores aproximado de las dimensiones y geometría del compresor que permita iniciar la segunda fase del diseño. En segundo lugar, con la herramienta AxStream de la empresa SoftInWay, que permite obtener diferentes geometrías a partir de unas especificaciones de contorno dadas.

Para entender mejor este tipo de motores, se hablará de la clasificación de las turbomáquinas y las herramientas básicas para el diseño unidimensional de las mismas: la ecuación de Euler y los triángulos de velocidades. También se hará un breve análisis de las configuraciones más comunes del ciclo termodinámico y que más se adaptan a las especificaciones de diseño, argumentando el ciclo escogido y las prestaciones que ofrece, a través de la herramienta MATLAB.

1.3 Estructura del proyecto

Con el fin de justificar los motivos que llevan a escoger una geometría concreta, en primer lugar se realizará un análisis general del sistema. Partiendo de unas condiciones de contorno impuestas, se establecerá el ciclo termodinámico de trabajo, tras analizar las diferentes opciones, y teniendo en cuenta las restricciones que introducen las turbomáquinas debidas, fundamentalmente, a factores mecánicos. Una vez obtenidas las condiciones de contorno de las turbomáquinas, se procederá a su estudio detallado, concretamente del turbocompresor centrífugo. Para ello, se explicarán los fundamentos para el diseño de turbomáquinas, haciendo incapié en la ecuación de Euler y los triángulos de velocidades. Se determinará un prediseño del turbocompresor basado en el análisis unidimensional. A continuación, se explicará en qué consiste la herramienta AxStream, así como la estructura de trabajo que sigue, con el fin de entender las distintas conclusiones que se van a obtener de dicha herramienta. Finalmente, se van a analizar diferentes parámetros geométricos del turbocompresor centrífugo en función de distintos factores, con el objetivo de obtener algunas relaciones o ratios para simplificar o analizar futuros diseños de este tipo de tecnología. Finalmente, se concluirá el diseño más adecuado para el motor que se quiere diseñar.

2 ANÁLISIS DEL SISTEMA

2.1 Condiciones de contorno y especificaciones

Se pretende diseñar una microturbina de gas de unos 100 kW de potencia, con el fin de cubrir la demanda base de una urbanización de 50 viviendas situada entre Córdoba y Sevilla. Tras un análisis de los posibles combustibles para dicho motor, se concluye que el gas natural, con un poder calorífico aproximado de 39900 kJ/kg , es el combustible más rentable, con un abastecimiento más fiable y con las emisiones más bajas. Para cubrir los picos de demanda se utiliza una instalación de células fotovoltaicas instalada en la cubierta de las viviendas, ya que la provincia cuenta con una media de más de 3000 horas de Sol al año. La instalación está diseñada para cubrir la totalidad de la demanda, y posee baterías para el almacenamiento de la energía y su posterior utilización. Además, está conectada a la red eléctrica para consumir energía cuando los recursos de los que dispone no sean suficientes para cubrir la demanda así como para vender a Red eléctrica el excedente de energía que no se pueda almacenar.

Por tanto, para el diseño de la turbina de gas de entre 75 y 100kW de potencia, se supone que el combustible es gas natural. Es común en el diseño de máquinas suponer que las condiciones ambientales corresponden a las condiciones ISO: una temperatura de 15°C , una humedad relativa del 60% y una presión de 101.4 kPa (1.014 bar). No obstante, dado que en Sevilla y Córdoba, la temperatura media es mayor de 15°C , se van a suponer la humedad y presión de las condiciones ISO, y una temperatura ambiente de 25°C .

En cuanto al fluido de trabajo, suele estar compuesto, principalmente, por aire en el compresor y productos de combustión de gas natural en la turbina. No obstante, dado que el motor trabaja con un exceso de aire muy elevado, se puede suponer en primera aproximación que el fluido de trabajo es esencialmente aire. Usando aire como fluido de trabajo y bajo ciertas hipótesis como la aproximación de gas ideal, se comete un error asumible y se simplifican las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del motor.

2.2 Ciclo de trabajo: opciones

2.2.1 Ciclo Brayton

Las turbomáquinas térmicas se emplean como elementos de intercambio de trabajo con el fluido de trabajo en los ciclos termodinámicos, de manera adiabática y casi reversible (rendimientos isentrópicos próximos al 80%). Así, en las plantas de producción de potencia con vapor, basadas en el ciclo ideal Rankine, se usa una turbina de vapor donde se produce la expansión del fluido; y en las plantas de producción de potencia con turbina de gas, basadas en el ciclo Brayton, el incremento de presión del fluido se realiza mediante un compresor y el proceso de expansión mediante una turbina de gas. A continuación, se detallará el ciclo Brayton más en profundidad.

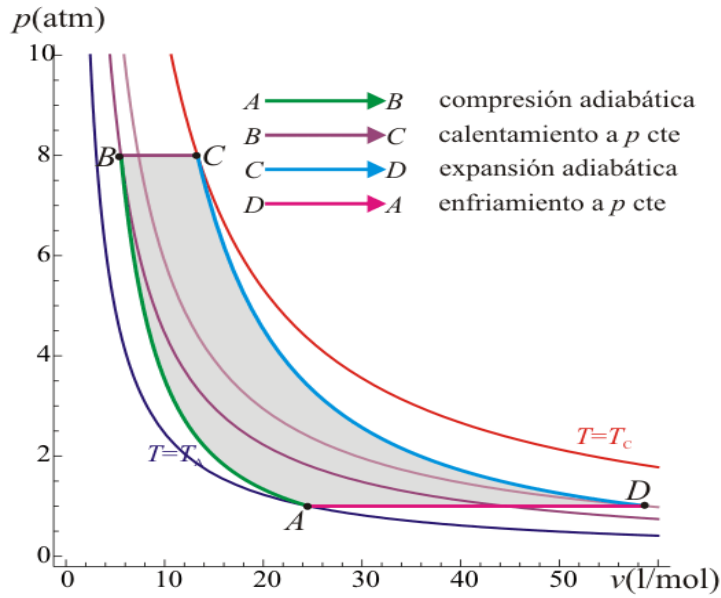


Figura 1: Ciclo de Brayton [2].

El motor turbina de gas tiene como base termodinámica el ciclo Brayton, también conocido como ciclo Froude o ciclo Joule. Este ciclo ideal, representado en la Figura 1, consiste en cuatro etapas por las que pasa un fluido compresible: una primera etapa de compresión adiabática, seguida de un calentamiento idealmente isobárico y luego una etapa de expansión adiabática; finalmente, el aire con una temperatura menor que a la entrada de la turbina pero mayor que la temperatura ambiente, es enfriado hasta la temperatura de entrada al proceso de compresión (idealmente a presión constante). En la práctica, dado que el motor es en la mayoría de los casos de combustión interna, este último proceso se sustituye por una renovación del fluido de trabajo. Esto es, se expulsan al ambiente los gases de escape de la turbina y se admite aire atmosférico al compresor [3]. En la Figura 2 se representa la diferencia entre el ciclo abierto y el ciclo cerrado, siendo este último aquel en el que los gases de escape de la turbina son enfriados hasta las condiciones de entrada al compresor (caso menos habitual).

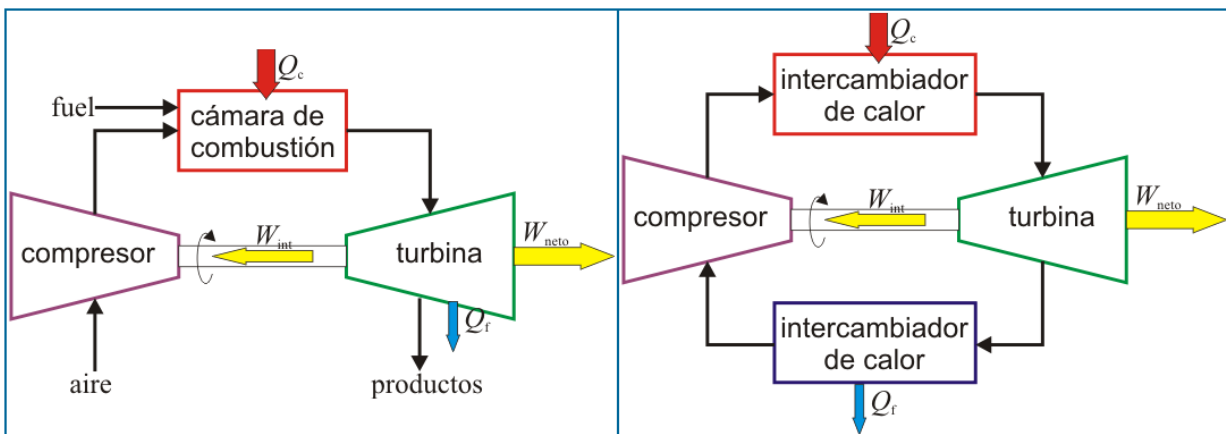


Figura 2: Motor de turbina de gas en ciclo abierto y cerrado [2].

Como se ha indicado, las turbinas de gas reales suelen operar bajo el ciclo abierto ya que se debe alimentar aire nuevo al compresor continuamente para que la combustión en la cámara de combustión sea posible. El ciclo cerrado se refiere a la situación ideal en la que los gases de escape

de la turbina ceden toda la energía térmica que llevan al fluido de trabajo mediante un intercambiador hasta que éstos alcancen de nuevo la temperatura ambiente.

Una de las características más atractivas de este tipo de motor es la elevada potencia específica que tiene; esto es, es capaz de producir gran cantidad de potencia a pesar de su reducido tamaño, por lo que su principal mercado está en el sector aeronáutico, con un diseño de motores basado en el ciclo simple no regenerativo.

2.2.2 Ciclo simple de una turbina de gas: regenerativo y no regenerativo

Para alcanzar elevados rendimientos en una turbina de gas, se requieren relaciones de compresión relativamente elevadas, sólo alcanzables con más de una etapa de compresor. A pesar de que los turbocompresores centrífugos tienen mayor relación de compresión por etapa que los axiales, una única etapa no resulta suficiente para alcanzar la presión deseada. Esto representa un problema de diseño, ya que uno de los grandes problemas de los turbocompresores centrífugos de pequeñas potencias consiste en la dificultad de poner varias etapas de compresión en serie debido a las pequeñas secciones de paso que se requerirían en las etapas posteriores a la primera y que incrementarían de manera muy notable las pérdidas de energía.

Para aumentar el rendimiento a baja relación de compresión, el ciclo simple puede contener un intercambiador de calor para calentar la corriente que sale del compresor y entra en la cámara de combustión aprovechando la energía térmica contenida en los gases de escape de la turbina. Si el motor incorpora este tipo de dispositivos, se habla de ciclo regenerativo; si no lo incorpora, se refiere a un ciclo simple no regenerativo. Con el regenerador, se reduce el consumo de combustible en la cámara de combustión, ya que el fluido ya comprimido se introduce al combustor a mayor temperatura gracias a la energía cedida por los gases de escape. Por tanto, a pesar de perder potencia específica, pues el volumen del regenerador es considerable en comparación con el resto del motor, se consigue un aumento de rendimiento que puede ser crítico en la viabilidad de un proyecto de este tipo. En los motores terrestres, donde las limitaciones de espacio no resultan tan determinantes, suele ser interesante usar el ciclo simple regenerativo, representado en la Figura 3, donde se recupera parte de la energía que llevan los gases de escape. La cantidad de energía recuperada depende del tamaño, tipo de intercambiador, sentido de los flujos y la efectividad del intercambiador, entre otros factores termodinámicos como la relación de compresión del motor.

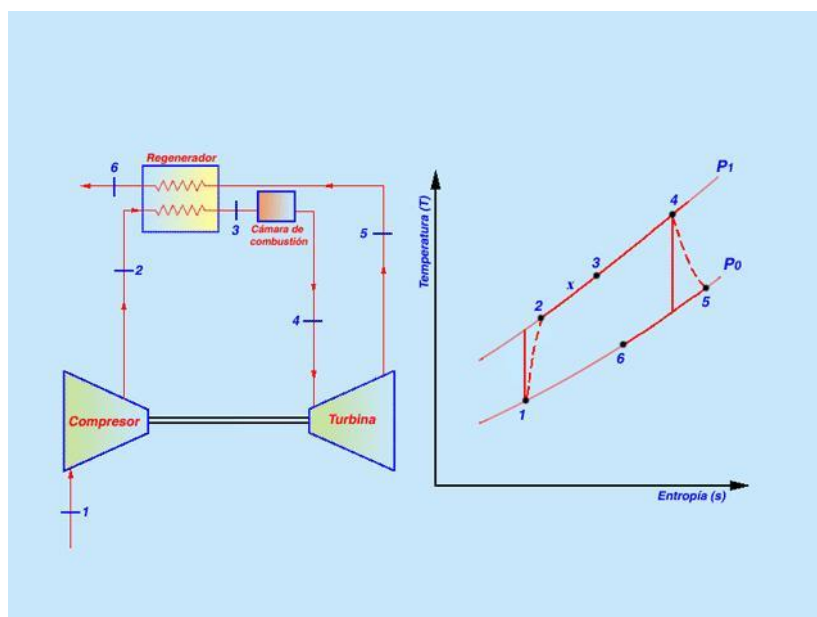


Figura 3: Ciclo ideal simple regenerativo [4].

2.2.3 Ciclo combinado

Otro uso frecuente de las turbinas de gas son los ciclos combinados, donde los gases de escape de la turbina de gas se utilizan como fuente de energía para generar vapor y producir potencia con una turbina de vapor o con otro fluido de trabajo similar (fluido orgánico), como se muestra en la Figura 4. Este tipo de ciclos acopla un ciclo de Brayton, que trabaja con los gases de combustión, con un ciclo de Rankine, que trabaja con agua y vapor de agua.

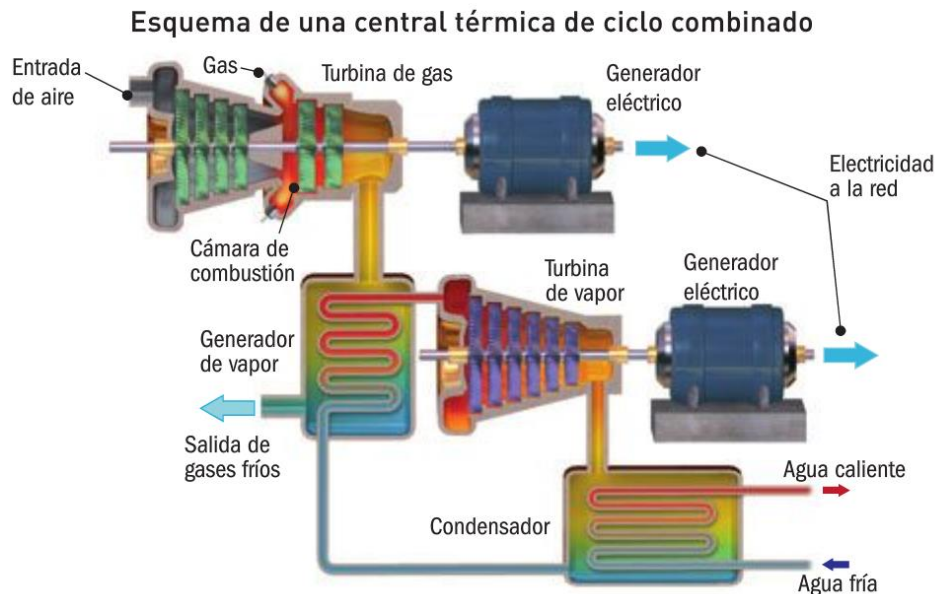


Figura 4: Esquema de central térmica de ciclo combinado [5].

En las microturbinas de gas, que suelen incluir un regenerador para alcanzar una eficiencia aceptable, la energía de los gases de escape a la salida del intercambiador no es suficiente para implementar un ciclo Rankine tras el ciclo Brayton. Una buena forma de aprovechar la energía a la salida de la microturbina es mediante ciclos orgánicos. Esto es, utiliza la misma tecnología que el ciclo Rankine pero, en lugar de vapor, utiliza un compuesto orgánico, como el butano, metano, R123, etc. Con este tipo de esquemas se consigue aprovechar al máximo la energía aportada al ciclo. [6]

Aunque tiene el inconveniente de la gran inversión inicial y los altos gastos en mantenimiento que conlleva la planta. Esta tecnología es muy versátil, y ofrece la mayoría de demandas que cualquier industria pueda tener, como puede ser: electricidad para el consumo, generación de electricidad a distintas frecuencias, fuente de calor a unos 400°C , fuente de frío, etc. Además, su puesta en marcha es rápida comparada con las grandes plantas de producción de potencia, por lo que en casos de emergencia, necesidades inminentes de electricidad, es una opción muy ventajosa.

2.3 Restricciones ligadas a las turbomáquinas

La potencia producida (o consumida) por cada turbomáquina es proporcional al gasto másico circulante, a las condiciones del fluido a la entrada y a la relación de compresión (o su equivalente aproximado, el salto de temperatura de remanso) del fluido de trabajo a su paso por ella. La temperatura y la presión que lleva el fluido en su entrada a la turbina son fundamentales para determinar el ciclo que sigue la turbina de gas y, en consecuencia, su rendimiento y trabajo específico, siendo estos mayores cuanto mayor son la temperatura y la presión en ese punto. Esto es cierto hasta alcanzar un valor límite de la relación de compresión a partir de la cual la potencia específica y el rendimiento del motor empiezan a disminuir (debe tenerse en cuenta que el máximo

rendimiento y trabajo específico se alcanzan para relaciones de compresión diferentes). Cuando el motor opera bajo el ciclo regenerativo, la relación de compresión que hace máximo el trabajo específico se mantiene aproximadamente constante pero la que maximiza el rendimiento disminuye considerablemente, pues esto incrementa la diferencia de temperatura entre el escape de la turbina y la descarga del compresor.

Además de lo anterior, se busca que la temperatura de entrada a la turbina sea lo más alta posible. El límite de esta temperatura viene marcado por los materiales que hay hoy en día en el mercado y el precio de los mismos, por lo que para el diseño y la elección de la temperatura de entrada a turbina del ciclo habría que tener en cuenta tanto las prestaciones como la inversión en la construcción y mantenimiento del motor. Esta temperatura suele estar en torno a 1200K y tiene un límite práctico en 1500K, aproximadamente. En contraposición, la temperatura de entrada al compresor interesa que sea lo menor posible para que el consumo de potencia en el proceso de compresión sea menor [7].

El otro factor fundamental a la hora de determinar el ciclo es la relación de compresión del compresor, tal y como se ha indicado. Los compresores, al forzar el flujo a un gradiente adverso de presiones, tienen mayor tendencia al desprendimiento de la capa límite y, por lo tanto, implican mayores pérdidas en cada escalonamiento que las turbinas. En consecuencia, para reducir las pérdidas de energía, se trabaja con ratios de relación de compresión moderados, entre 1.05 y 2 para compresores de flujo axial. En los turbocompresores centrífugos entra en juego la compresión debida a los esfuerzos centrífugos, a causa del incremento radial que sufre el flujo a su paso por el rodetes, por lo que se consiguen valores de relación de compresión de hasta 7:1 en diseños muy optimizados. Aunque la mayoría de turbocompresores tienen un límite práctico de relaciones de compresión de 5:1, conseguidos con un diseño relativamente más sencillo, que implica un menor coste de la máquina. Estos valores se representan de forma más detallada en la Tabla 1.

Compressor Characteristics

Types of Compressors	Pressure Ratio			Efficiency	Operating Range
	Industrial	Aerospace	Research		
Positive Displacement	Up to 30	–	–	75–82%	–
Centrifugal	1.2–1.9	2.0–7.0	13	75–87%	Large 25%
Axial	1.05–1.3	1.1–1.45	2.1	80–91%	Narrow 3–10%

Tabla 1: Características de compresores [8].

2.4 Análisis termodinámico del ciclo

En la Figura 5 se ha representado tanto el trabajo específico como el rendimiento del ciclo teórico de la turbina de gas frente a la relación de compresión. Este ciclo teórico está simulado bajo la hipótesis de que el fluido de trabajo es gas perfecto y que las turbomáquinas no son isentrópicas (los rendimientos de compresor y turbina se han tomado como 85% y 90%, respectivamente); además, se ha supuesto que las pérdidas de carga en el interior del motor son nulas. El eje de ordenadas de la Figura 5 se refiere al trabajo específico del ciclo. En él se han representado también los rendimientos del ciclo simple y regenerativo para diferentes efectividades del regenerador, R . Los rendimientos están escalados para poder representarlos en una misma gráfica junto al trabajo específico. En el eje de abscisas se representa la variable δ , siendo:

$$\delta = \rho_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \rho_c: \text{Relación de compresión}$$

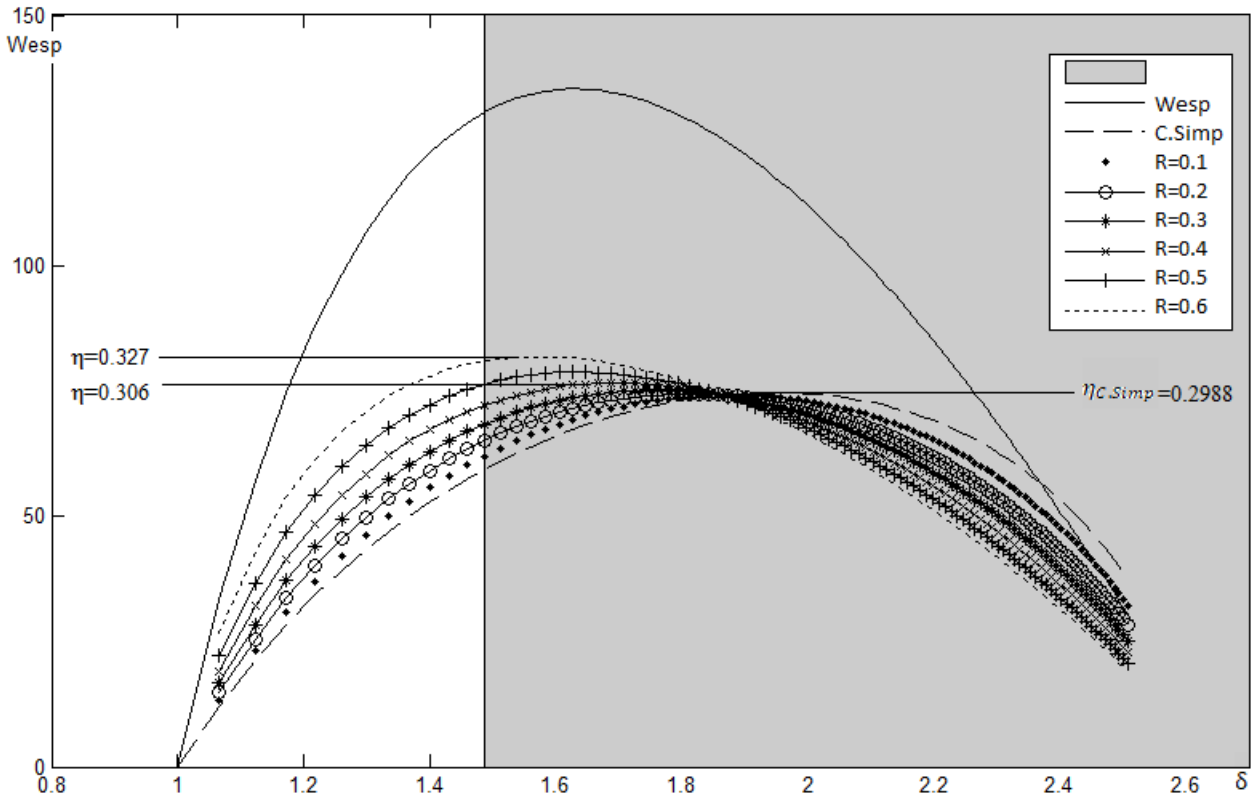


Figura 5: Trabajo específico y rendimiento del ciclo teórico de una turbina de gas.

Como se observa, en la gráfica se distinguen dos partes: la zona gris delimita las zonas del ciclo con una relación de compresión mayor de 4:1. La turbina que se desea diseñar es de un escalonamiento y, aunque se ha hablado acerca de que la relación de compresión por escalonamiento de un turbocompresor centrífugo puede alcanzar hasta 7-8:1, tiene un límite práctico en cuanto a coste y dificultad de diseño en valores de 4:1 aproximadamente. Por lo tanto, la zona sin sombread representa el posible espacio de diseño del ciclo, en él se puede ver que la configuración de ciclo regenerativo permite alcanzar mayores rendimientos del motor que la del ciclo no regenerativo. Atendiendo al regenerador, cuanto mayor sea su efectividad, mayor será rendimiento del ciclo, y el rendimiento máximo se alcanzará para relaciones de compresión menores.

A la vista de los resultados, se establece la relación de compresión del ciclo en 3.8:1 y se asume que el regenerador escogido tendrá una efectividad del 80%. Cuanto mayor sea la efectividad del regenerador, mayor será su tamaño y, en consecuencia, su coste; además, mayor pérdida de carga aportará al ciclo.

2.5 Resolución y prestaciones del ciclo termodinámico

Una vez establecidas las condiciones de contorno del ciclo, se procede a su resolución. Se ha analizado el hecho de trabajar con un ciclo simple con o sin regenerador, y haciendo un rápido análisis frente a los beneficios que aporta y el coste que supone usar o no regenerador, se ha optado por usar el ciclo regenerativo, ya que el rendimiento del ciclo aumenta notablemente, como se verá más adelante. Escogiendo un regenerador con un rendimiento del 80%, su tamaño y su coste son asequibles para la instalación y muy recomendable su incorporación para aumentar la eficiencia del

motor, e incluso puede ser imprescindible para la viabilidad del proyecto.

Para la resolución del ciclo, se supondrán unos rendimientos del compresor y de la turbina basados en valores de mercado. Además, hay que tener en cuenta las condiciones ambientales y las pérdidas de carga que encuentra el fluido a su paso por los distintos elementos del ciclo. El objetivo en esta primera fase es establecer las condiciones de presión y temperatura en las que se encuentra el fluido a la entrada y salida de cada componente del ciclo: compresor, cámara de combustión, turbina y regenerador, con el fin de determinar el diagrama h-s (entalpía-entropía).

Las condiciones del punto 1 del ciclo, esto es, la entrada al compresor, vienen marcadas por la presión ISO menos la pérdida de carga que introduce el filtro de entrada, supuesta en 10 mbar. Por lo tanto la presión del punto 1 resulta: 100325 Pa (1 bar). La temperatura de entrada, como se ha comentado anteriormente, se va a suponer igual a 25°C (298K) ya que la temperatura media de Sevilla difiere bastante con la temperatura que marcan las condiciones ISO.

El punto 2 del ciclo marca las condiciones de salida del compresor y entrada al regenerador. En una primera aproximación, se ha supuesto una relación de compresión (ρ_c) del compresor de 3.8:1 y un rendimiento (η_c) del 85%. Las condiciones de presión a la salida del compresor se calculan multiplicando la presión de entrada por la relación de compresión. Para obtener la temperatura a la salida del compresor se utiliza la ecuación de la isentrópica y se tiene en cuenta el rendimiento del compresor. Para su cálculo, en primer lugar, se obtiene la temperatura a la salida, suponiendo que el proceso de aumento de presión ocurre a entropía constante, y con ella se calcula la temperatura de remanso a la salida del compresor como sigue. Se supone que el fluido es gas ideal, por lo que la relación de calores específicos γ toma el valor 1.4.

$$T_{02s} = T_{01} \cdot \rho_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.1)$$

$$T_{02} = T_{01} + \frac{T_{02s} - T_{01}}{\eta_c} \quad (2.2)$$

Al ser un ciclo simple regenerativo, entre el compresor y la cámara de combustión se encuentra el regenerador, donde se aprovechará la energía de los gases a la salida de la turbina para precalentar el aire que entra a la cámara de combustión. Este punto se denominará 2R. Las condiciones del fluido se calculan mediante las ecuaciones que gobiernan el comportamiento de los intercambiadores. El intercambiador se supone tubular, de flujo cruzado, de tal tamaño que su efectividad (ε) sea del 80%. La pérdida de carga del intercambiador se estima en un 2% a cada lado. En la Figura 6 se muestra la evolución de las temperaturas dentro de un intercambiador regenerativo. Una vez obtenida la temperatura de salida de los gases de la turbina, como se muestra en la siguiente ecuación, mediante la efectividad se obtiene la temperatura del aire a la entrada de la cámara de combustión (T_{02R}).

$$T_{02R} = T_{02} + \varepsilon \cdot \frac{Cp_{gc} \cdot (T_{04} - T_{02})}{Cp_{air}} \quad (2.3)$$

Siendo: T_{04} la temperatura a la salida de la turbina, y Cp el calor específico a presión constante de los gases de combustión y del aire, marcado por su subíndice.

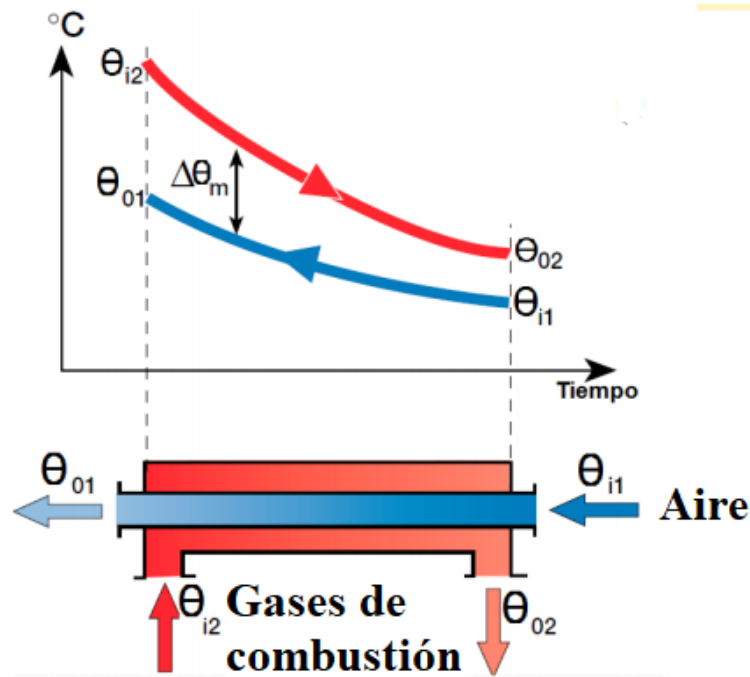


Figura 6: Evolución de las temperaturas en el regenerador [9].

El punto 3 se refiere a las condiciones del fluido a la salida de la cámara de combustión y entrada a la turbina. Se ha supuesto que la cámara de combustión tiene una pérdida de carga del 2% y que el rendimiento de la cámara (η_{cc}) es del 96%. El poder calorífico inferior del combustible (H_P) se toma igual a 39900 kJ/kgK. El objetivo en la cámara de combustión es alcanzar la temperatura de entrada a la turbina impuesta por el diseñador. Como ya se ha comentado anteriormente, cuanto mayor sea esta temperatura, mayor rendimiento tendrá el ciclo, pero está limitada debido a la resistencia térmica de los materiales que hay hoy en día en el mercado. Haciendo un balance entre el coste de los materiales, el mantenimiento que acarrea la turbina y la temperatura máxima alcanzable, la temperatura de entrada a la turbina (TIT) se ha impuesto en 777°C (1050 K). La presión de este punto se obtiene teniendo en cuenta la pérdida de carga que supone el paso del fluido por la cámara de combustión. Haciendo un balance energético en la cámara de combustión se obtiene el dosado (F), esto es, la relación entre la masa de aire y la masa de combustible que entra a la cámara de combustión. El dosado permite obtener el gasto de combustible.

$$F = \frac{h_{03} - h_{02}}{\eta_{cc} \cdot H_P - h_{03}} \quad (2.4)$$

Siendo: h_{02} y h_{03} las entalpías de entrada y salida a la cámara de combustión respectivamente.

La salida de la turbina corresponde al punto 4. Para calcular las condiciones en este punto, se han utilizado la ecuación de la isentrópica y la del rendimiento, al igual que con el compresor. En este caso hay que tener en cuenta que el fluido sufre una expansión y que se trata de gases de combustión en lugar de aire, por lo que la constante de los gases, γ_{gc} , vale 1.33. La temperatura se obtiene del mismo modo que para el compresor, suponiendo un rendimiento de la turbina (η_T) del 90%. En cuanto a la presión a la salida de la turbina de gas, remarcar que el interés es que sea lo menor posible ya que cuanto mayor expansión sufra el fluido a su paso por la turbina, mayor trabajo específico va a producir. Pero hay que tener en cuenta que tras la turbina se encuentra el regenerador y el conducto de salida que aportan una pérdida de carga al fluido, por lo que la presión a la salida va a ser mayor a la atmosférica.

$$\rho_T = P_{03}/P_{04} \quad (2.5)$$

$$T_{04s} = \frac{T_{03}}{\rho_T^{\frac{\gamma_{gc}-1}{\gamma_{gc}}}} \quad (2.6)$$

$$T_{04} = T_{03} - \eta_T \cdot (T_{03} - T_{04s}) \quad (2.7)$$

Una vez introducidas todas las ecuaciones que rigen el comportamiento de cada uno de los componentes del ciclo en la herramienta MATLAB, en la Tabla 2 se representan las condiciones de remanso de los puntos definidos anteriormente.

Punto	Temperatura (K)	Presión (Pa)	h (J/kg)	s (J/K)
1	298	100325	424287.4	3882.8
2	460.8	381235	588967.9	3940.1
2R	766.8	373610	912174.0	4482.4
3	1050	366138	1229961.9	4840.4
4	796	103903	944412.9	4891.2

Tabla 2: Características del ciclo de la turbina de gas.

En la Figura 7 se muestra el diagrama h-s resultante del ciclo calculado. La línea rojiza a rayas representa el ciclo no regenerativo, mientras que la azul lisa, el ciclo regenerativo. Observando el diagrama, se confirma que en el ciclo con regenerador, el punto de entrada a la cámara de combustión se encuentra a mayor temperatura.

En cuanto al trabajo específico de las turbomáquinas, los valores de los mismos se representan en la Tabla 3. Como ya se ha comentado, el regenerador aumenta la pérdida de carga del sistema por lo que, para una relación de compresión del compresor dada, la expansión en la turbina se reduce en el ciclo regenerativo de modo que el trabajo específico de la turbina en este tipo de motores se ve ligeramente reducido. Analizando los valores obtenidos, se comprueba que el compresor utiliza el 50% del trabajo producido por la turbina. Este valor es ligeramente inferior al de motores de gran potencia y se debe a que estos últimos trabajan con mayores relaciones de compresión.

$W_{Compresor}$ (J/kg)	$W_{Turbina_{sin\ reg.}}$ (J/kg)	$W_{Turbina_{con\ reg.}}$ (J/kg)
164680.54	293120.10	285549.00

Tabla 3: Trabajo específico de las turbomáquinas.

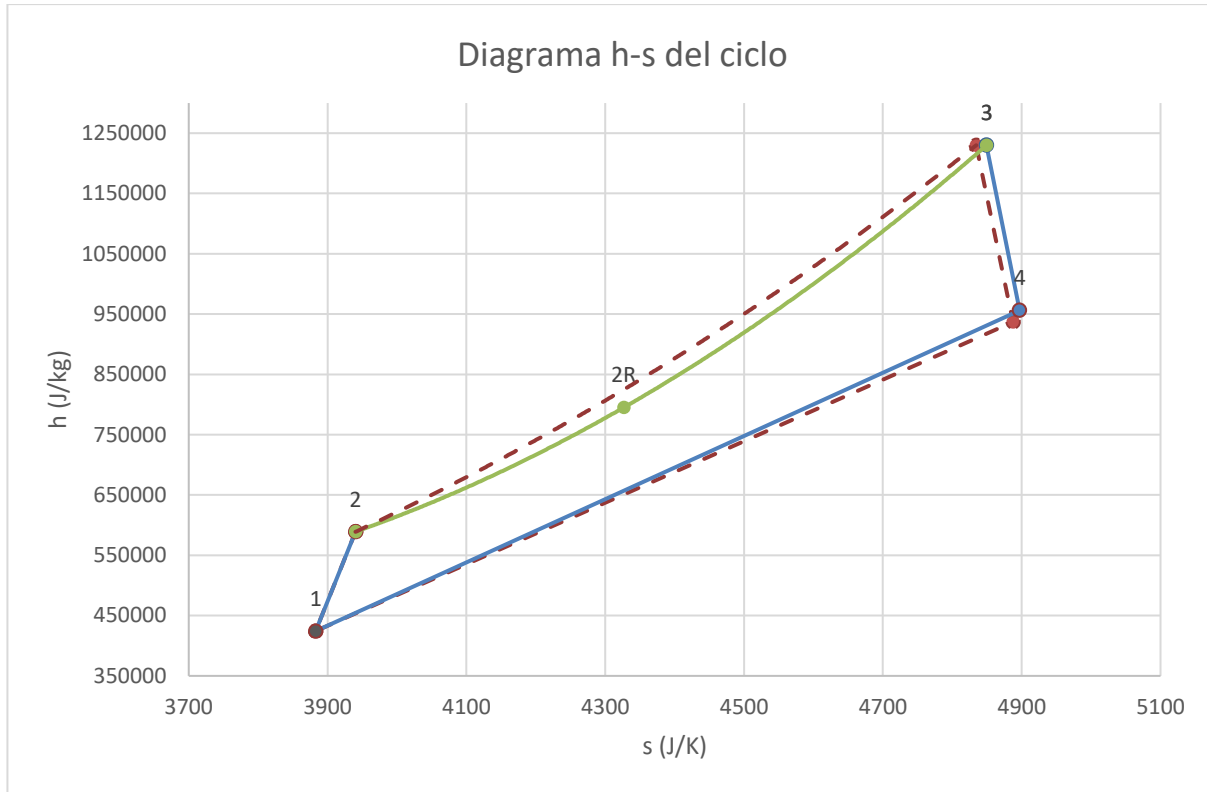


Figura 7: Diagrama h-s del ciclo.

Finalmente, se desea obtener el rendimiento específico del motor. Para ello, con el trabajo efectivo que se desea que proporcione la máquina, el dosado y el trabajo específico de cada turbomáquina, se obtiene el gasto de aire con el que debe trabajar el motor. Con el gasto de aire y el dosado, calculado en el balance energético en la cámara de combustión, se obtiene el gasto de combustible. Sabiendo el combustible que consume y el trabajo específico que proporciona el motor, se deduce el rendimiento térmico o global del mismo.

$$m_{air} = \frac{W_{efectivo}}{(1+F) \cdot W_{Turbina} \cdot \eta_{mec} - \frac{W_{compresor}}{\eta_{mec}}} \quad (2.8)$$

$$m_{fuel} = m_{aire} \cdot F \quad (2.9)$$

$$\eta_{global} = \frac{W_{efectivo}}{m_{fuel} \cdot H_p} \quad (2.10)$$

En la Tabla 4 se representan estos valores para el ciclo tanto regenerativo como no regenerativo. Se observa que el ciclo regenerativo necesita mayor gasto de aire ya que el trabajo específico es menor como consecuencia de las mayores pérdidas de carga. A pesar de ello, el gasto de combustible y, en consecuencia, el rendimiento son mayores, alcanzando un rendimiento aceptable para este tipo de tecnología y su campo de uso.

Ciclo	m_{air} (kg/s)	m_{fuel} (kg/s)	η_{global} (%)
No Regenerativo	0.837	0.0145	17.32
Regenerativo	0.913	0.0078	32.04

Tabla 4: Datos del ciclo.

Conviene añadir que no cualquier tipo de intercambiador beneficia al ciclo. Si su efectividad es baja y/o aporta mucha pérdida de carga, el salto de presiones disponible en la turbina se reducirá tanto que la ganancia de rendimiento asociada a la regeneración se verá anulada por los efectos anteriores.

En la Tabla 5 se representa, a modo de ejemplo, cómo varían las prestaciones del ciclo para diferentes pérdidas de carga del regenerador (ΔP) y diferentes efectividades (ϵ). Se observa que un aumento de las pérdidas de carga conlleva un aumento más acusado del gasto de aire del ciclo, pero pierde menos puntos de rendimiento que una disminución de la efectividad del regenerador. No obstante, en el ejemplo expuesto del aumento de la pérdida de carga, al aumentar tanto el gasto de aire, se incrementará considerablemente el tamaño del motor y, por lo tanto, su precio. De esto se deduce que es preferible una pérdida de efectividad del regenerador antes que un aumento en la pérdida de carga que añade al fluido, dentro de un rango razonable.

Ejemplo	m_{air} (kg/s)	m_{fuel} (kg/s)	η_{global} (%)	$W_{Turbina_{con\ reg.}}$ (J/kg)
$\Delta P = 2\%$ $\epsilon = 80\%$	0.913	0.0078	32.04	285549.00
$\Delta P = 2\%$ $\epsilon = 60\%$	0.907	0.0098	25.56	285549.0
$\Delta P = 8\%$ $\epsilon = 80\%$	1.167	0.0093	26.92	261303.4
$\Delta P = 8\%$ $\epsilon = 60\%$	1.159	0.012	20.87	261303.4

Tabla 5: Prestaciones de diferentes regeneradores.

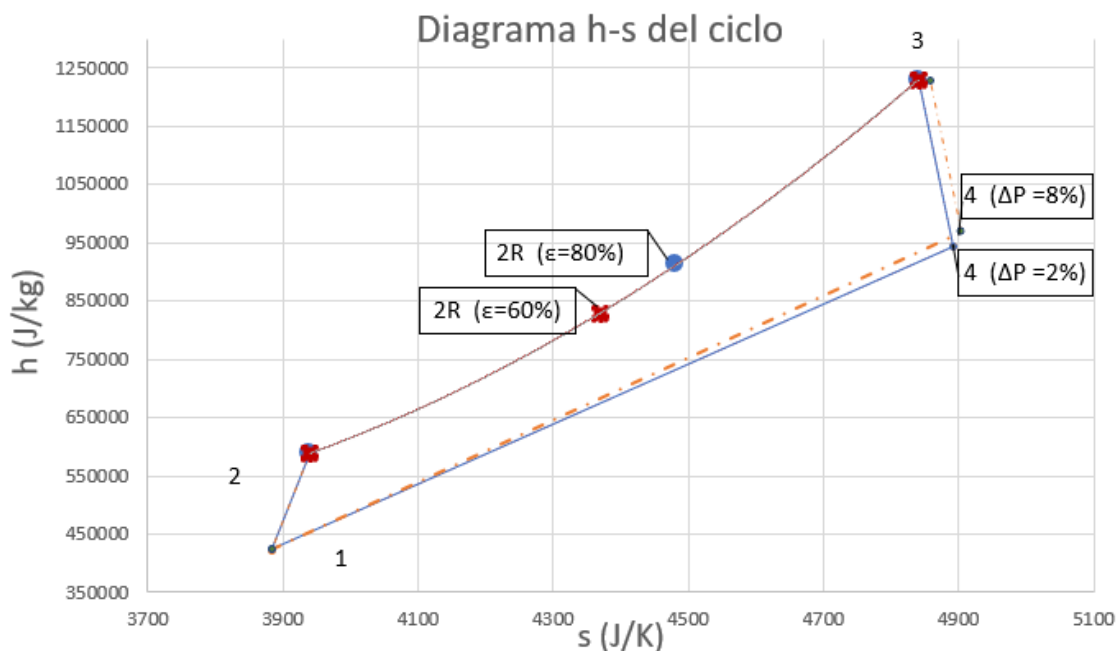


Figura 8: Ciclo termodinámico con diferente pérdida de carga del regenerador y efectividades.

La comparativa entre diferentes ciclos se puede ver en la Figura 8. Se observa que para una pérdida de carga del regenerador dada, al aumentar la efectividad del recuperador, el aire tendrá más entalpía a la entrada a la cámara de combustión (se comparan los puntos rojos ($\epsilon=60\%$) y azules ($\epsilon=80\%$)), es

por ésto que consumirá menos combustible el ciclo con un regenerador de mayor efectividad. Por otro lado, comparando la línea lisa azul y la línea rayada naranja, para un rendimiento del compresor fijo, cuanto mayor sea la pérdida de carga, menor será el salto disponible en la turbina, por lo que será necesario mayor gasto de aire, mayor consumirá el compresor, y menor será el rendimiento.

En el diseño del ciclo se ha seleccionado la temperatura de entrada a turbina en 1050K, pero en la Figura 9 se muestra cómo sería el ciclo si se hubiese seleccionado una temperatura mayor o menor. Al reducir la temperatura de entrada a la turbina (TIT), el salto entálpico en ésta se reduce tanto que puede incluso ser menor que el salto entálpico que se produce en el compresor. En cambio, se observa que un aumento de 100°C en la temperatura de entrada a la turbina no supone un aumento del salto entálpico en la turbina muy grande, pero si encarecería el coste de los materiales de fabricación de la misma. Se argumenta de este modo la elección tomada de fijar la temperatura de entrada a la turbina en 1050K. Las distintas gráficas corresponden a 950 K en la línea roja de puntos, 1050 K en la línea azul lisa y 1150 K en la línea naranja rayada.

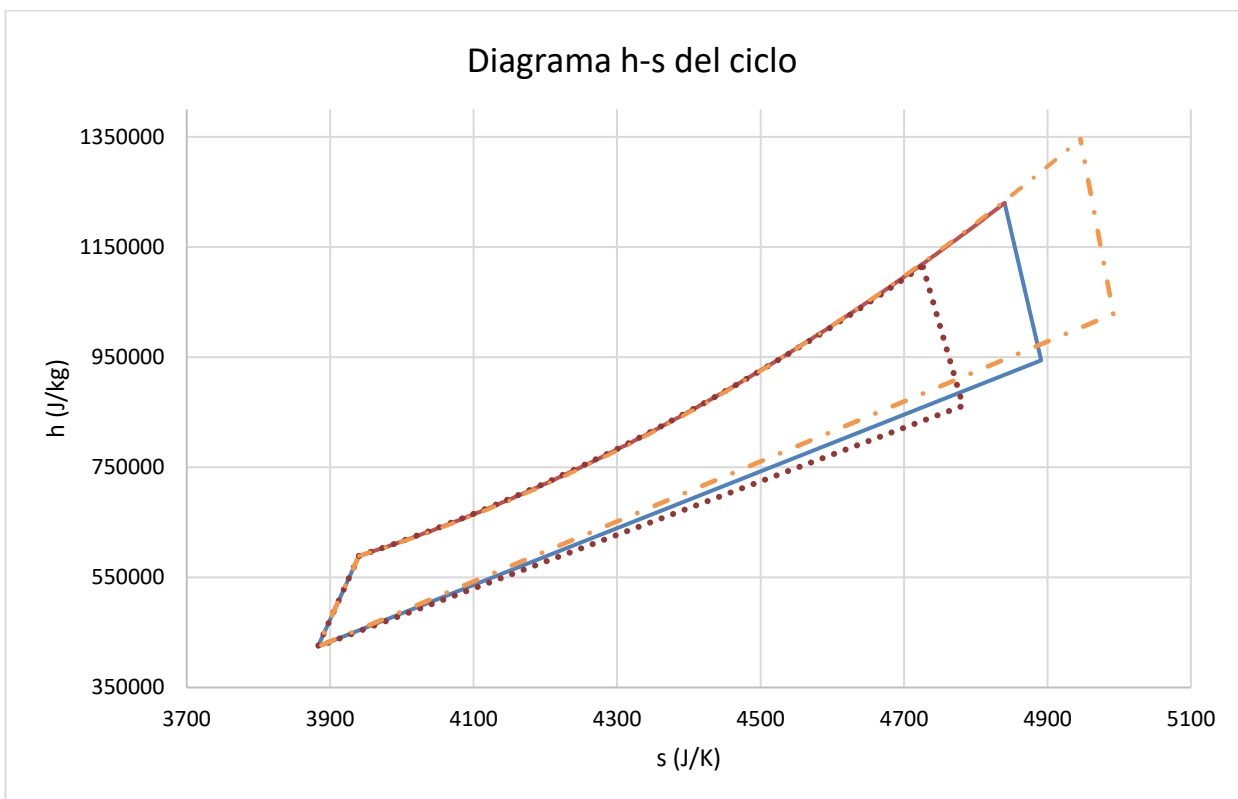


Figura 9: Ciclo termodinámico para diferentes TIT.

3 TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS

3.1 Funcionamiento de una turbina de gas

Según se expuso en la introducción, las turbinas de gas son sistemas de producción de potencia que usan aire y gases de combustión como fluidos de trabajo. Este tipo de turbomáquinas destaca por su versatilidad y alta eficiencia y pueden ser usadas en industrias de todo tipo: aviación, generación de electricidad en una planta de potencia, plantas de procesos o una mezcla de las aplicaciones anteriores [10]. Para poder realizar trabajo, el aire procedente de la atmósfera entra en el compresor donde se comprime; a continuación, en la cámara de combustión, el aire comprimido se mezcla con el fuel y se produce la combustión, aumentando tanto su temperatura como su volumen específico; por último, los gases de la combustión a elevada temperatura son introducidos en la turbina, donde se expanden y producen trabajo en el eje. Esto es, una turbina de gas que trabaja en un ciclo abierto simple consiste en dos turbomáquinas, compresor y turbina, y una cámara de combustión entre ellas para elevar la temperatura del fluido de trabajo.

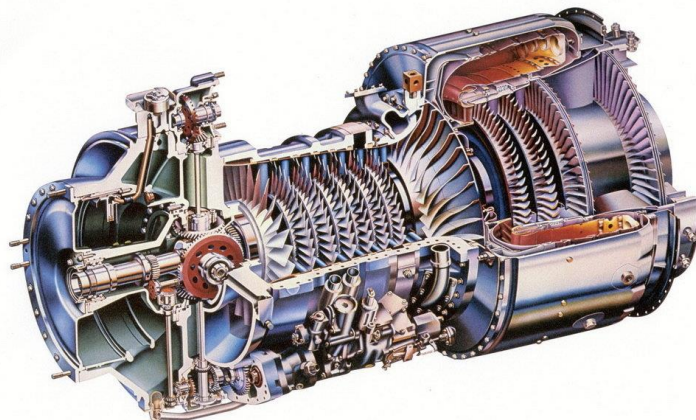


Figura 10: Turbina de gas axial [11].

3.2 Características generales de una microturbina de gas

Se consideran microturbinas, aquellas turbinas con potencias nominales en el rango entre 20 y 400 kW aproximadamente, si bien este rango no está universalmente definido. Estos motores tuvieron una crisis de demanda alrededor de la década de los 90 pero se ha retomado el interés puesto en ellas debido al creciente mercado en la generación distribuida. El combustible que suelen usar es Diésel o Gas Natural y el nivel de emisiones contaminantes es relativamente bajo. Las microturbinas pueden usar turbomáquinas tanto de flujo axial como radial, en función de los requerimientos de potencia o espacio requeridos. Los costes iniciales no son muy elevados, ya que con la tecnología que hay hoy en día desarrollada, se consiguen rendimientos de hasta el 35%, y además tienen una alta potencia específica, lo que disminuye la cantidad de material necesaria para su construcción. Idealmente, lo que se espera de una microturbina es: alta eficiencia, arranque rápido, bajo coste de producción, compacidad y mínimas emisiones [8].

3.3 Componentes de una microturbina de gas

Debido al pequeño tamaño de la microturbina objetivo, ésta estará compuesta por turbomáquinas radiales. Por regla general, las máquinas axiales tienen mayores rendimientos que las radiales pero para el caso de pequeñas potencias y, en consecuencia, pequeños gastos de aire resultan más beneficiosas las máquinas radiales. Un diseño de máquina axial con poco gasto implica áreas de paso muy pequeñas, lo que dificulta el paso del flujo, incluso a llegar hasta el bloqueo, y se produce una caída de rendimiento. Otra ventaja de las máquinas radiales es que se puede conseguir mayor relación de compresión por etapa, con lo que se reduce el tamaño de la máquina y, en consecuencia, el coste. A continuación se detallarán las características principales del turbocompresor centrífugo y la turbina centrípeta.

3.3.1 Turbocompresor centrífugo

El turbocompresor es el dispositivo encargado de aumentar la presión del fluido de trabajo. Está compuesto de una parte móvil, llamada rodete y una parte fija, denominada difusor, como se observa en la Figura 11. Además una voluta envolvente recoge el fluido a la salida del difusor. Una de las características más importantes de este tipo de tecnología es su gran tolerancia a las fluctuaciones en las condiciones de operación (rango de operación amplio) y la gran fiabilidad que ofrece. Su rendimiento, en torno al 75-87%, es muy importante ya que esta máquina consume aproximadamente el 60% de la potencia que produce la turbina del motor. En cuanto a relación de compresión por etapa, esta está en un rango entre 3:1 y aproximadamente 8-10:1, que se consigue alcanzar en algunos modelos experimentales. La mayoría de compresores existentes trabajan con una relación de compresión entre 3:1 y 7:1; aunque a partir de relaciones 5:1 aproximadamente el diseño del difusor se complica ya que el fluido alcanza velocidades supersónicas ($M > 1$) y hay riesgo de que se produzcan ondas de choque.

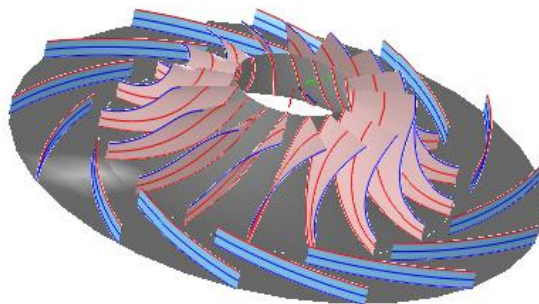


Figura 11: Turbocompresor centrífugo.

El funcionamiento de un turbocompresor centrífugo se basa en incrementar la presión del fluido bien por reducción de la velocidad del mismo, bien por efecto de las fuerzas centrífugas. El rodete gira debido a la potencia transmitida por la turbina en su eje. El fluido entra axialmente al rotor y se acelera, recorre el rodete y sale del mismo en dirección aproximadamente radial. Se aumenta la presión del fluido a partir de la desaceleración del flujo y gracias al efecto de las fuerzas centrífugas. Al salir del rodete, el fluido entra en el difusor, la parte fija, donde acaba de transformar la velocidad del fluido en presión. Se pretende que esta velocidad sea, por otro lado, no demasiado alta, a fin de reducir en la medida de lo posible las pérdidas por fricción. El difusor más elemental está formado por dos discos fijos separados, normalmente, la altura que tiene el rotor en la sección de salida y

puede tener o no álabes tangenciales (aproximadamente) a la dirección del fluido. Por último, para recolectar el aire y llevarlo al regenerador o a la cámara de combustión del motor, el compresor tiene una voluta con un diseño en espiral [8].

Para obtener relaciones de compresión elevadas en un solo escalonamiento, se hace preciso funcionar con grandes velocidades periféricas, superiores a los 400 m/s. Las velocidades absolutas de salida del rotor son de este orden, resultando ligeramente supersónicas. Generalmente, en este último caso, la velocidad tangencial se reduce en el intersticio radial existente hasta el borde de ataque de los álabes del difusor. De esta forma, se alcanzan dichos álabes con velocidades subsónicas, requisito imprescindible para que el difusor funcione sin formación de ondas de choque y pueda alcanzar un buen rendimiento.

Para mejor comprensión de lo explicado, en la Figura 12 se representa en un plano meridional la variación de la velocidad absoluta y de sus componentes axial, tangencial y radial que sufre el fluido a su paso por el canal formado por dos álabes consecutivos. Se observa que la velocidad axial es grande a la entrada del rodete, ya que la entrada suele ser prácticamente axial, y conforme trasiega el fluido por el canal, ésta va disminuyendo hasta prácticamente ser nula en el difusor. La velocidad tangencial sufre una evolución totalmente opuesta, siendo máxima a la entrada del difusor. En cuanto a la velocidad radial o periférica, va aumentando a medida que aumenta la distancia del paso del fluido con el eje, siendo máxima en la interfase entre el rodete y el difusor. Este punto es crítico por la posible formación de ondas de choque, ya que el Mach alcanza su valor máximo, como se observa en la Figura 13.

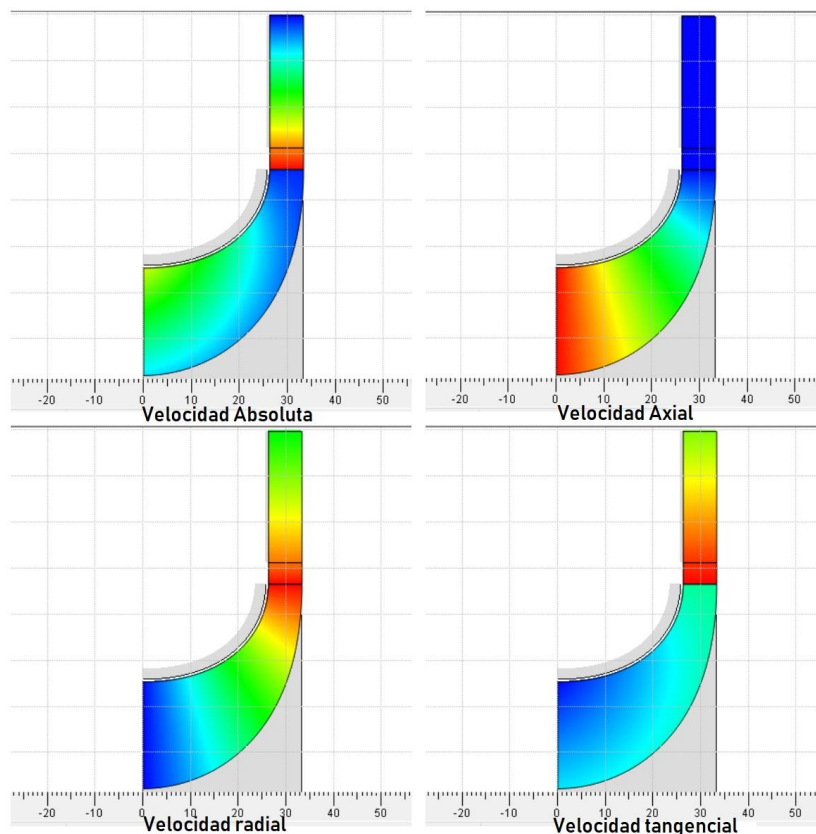


Figura 12: Distribución de velocidades en un turbocompresor centrífugo.

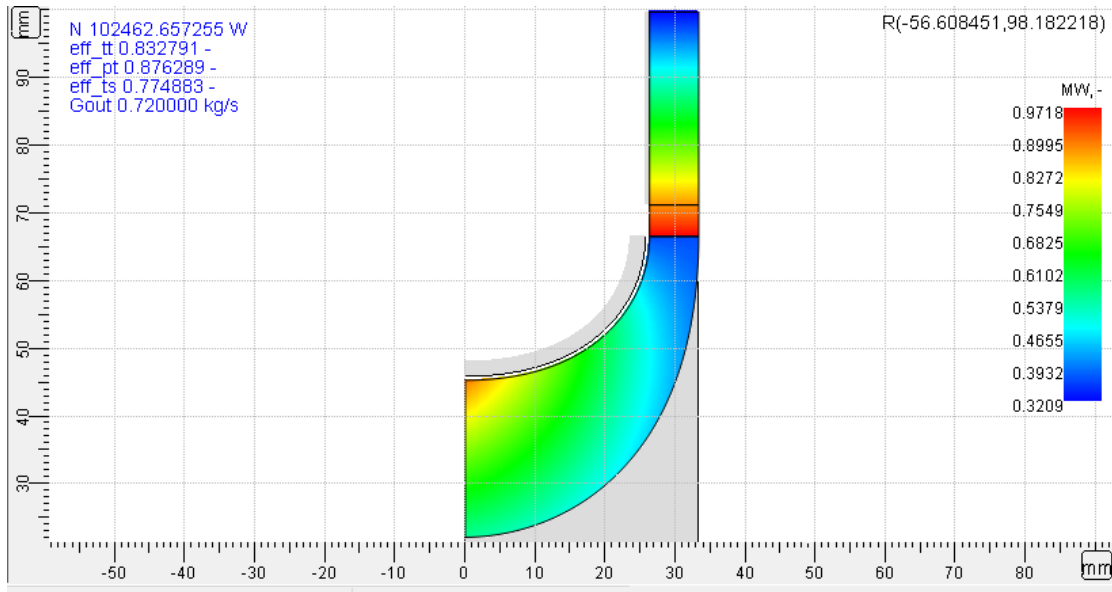


Figura 13: Evolución del número de Mach en un turbocompresor centrífugo. Los valores representados se refieren al Mach relativo en el rodete y al Mach absoluto en el difusor.

En cuanto a la distribución de presiones, se observa cómo el incremento de presión estática se alcanza tanto en el rodete como en el difusor mientras que la presión total (de remanso) se alcanza exclusivamente en el rodete. En el difusor, la fricción ocasiona una ligera disminución de la presión de remanso que se aprecia en la Figura 14.

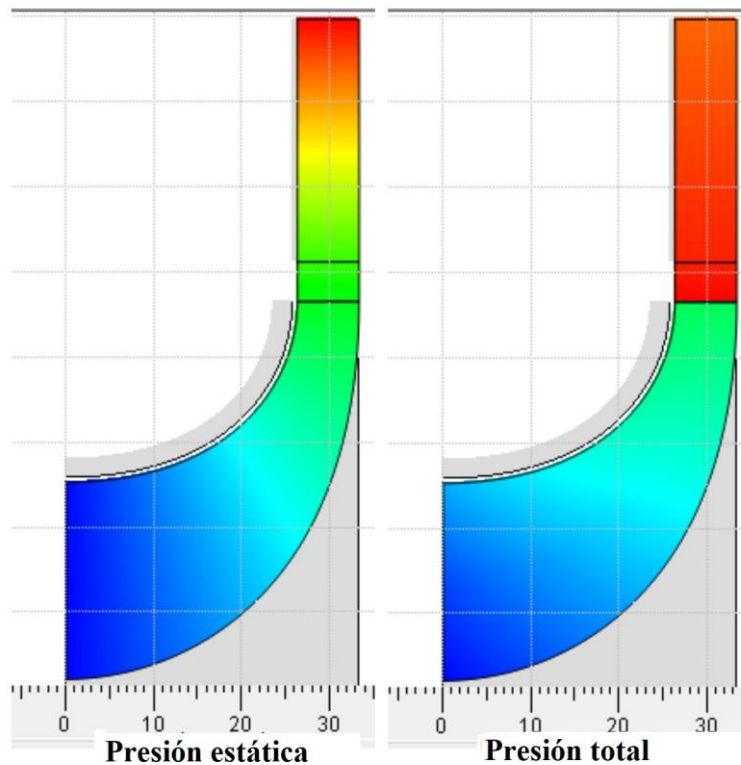


Figura 14: Distribución de presiones en un turbocompresor centrífugo.

3.3.2 Cámara de combustión

La cámara de combustión es el elemento en el que el aire, ya comprimido, incrementa su temperatura hasta la temperatura de entrada a turbina (TIT). La combustión en su interior se produce de forma prácticamente estequiométrica, usando aproximadamente un tercio (o menos) del aire que se comprime en el compresor. El resto del aire se usa para bajar la temperatura a la salida de la cámara y mezclarlo con los gases de combustión para obtener un flujo uniforme y garantizar que no se supere la máxima temperatura que puede soportar la turbina. El proceso de elevación de la temperatura del fluido idealmente es a presión constante, sin embargo, el fluido sufre una pequeña pérdida de carga en torno al 5%.

La cámara de combustión juega un papel muy importante en la turbina de gas ya que el motor tendrá mayores prestaciones cuanto mayor sea la temperatura a la salida de la cámara de combustión y menor la pérdida de carga que sufre el fluido a su paso por ésta. Cada uno de estos parámetros está condicionado por diferentes factores. La temperatura de entrada a la turbina depende, principalmente, de la temperatura máxima que el material por el que está formada soporta, además de las posibles limitaciones en las emisiones de NO_x . Por otro lado, la pérdida de carga está relacionada con factores geométricos de la cámara de combustión. La geometría usada está directamente relacionada con la aplicación del motor, esto es, si se quiere diseñar un motor de aviación, el objetivo es que sea lo más compacto posible; en cambio, si lo que se desea es un motor estacionario, hay que tener muy en cuenta garantizar una buena combustión con el fin de tener un control mejor en las emisiones.

Las cámaras de combustión más comunes pueden ser, de mayor a menor pérdida de carga: multitubular, anular, tuboanular, o anular única. En una cámara de combustión, por regla general, se distinguen tres zonas, representadas en la Figura 15: la zona primaria (o de combustión), la zona secundaria (o de dilución) y el espacio anular, que envuelve la cámara. Como se dijo anteriormente, para la combustión del fuel en la zona primaria se usa menos de la tercera parte de aire que sale del compresor; el sobrante recorre el espacio anular hasta que va siendo introducido en las zonas de combustión y dilución, como se observa en la imagen. La forma de la cámara y el porcentaje de aire usado en cada parte depende del tipo de motor, el tipo de aplicación, el combustible, el material, las prestaciones que se desean, el ciclo que se quiere conseguir, los niveles de emisiones permitidos, etc. [8] [12].

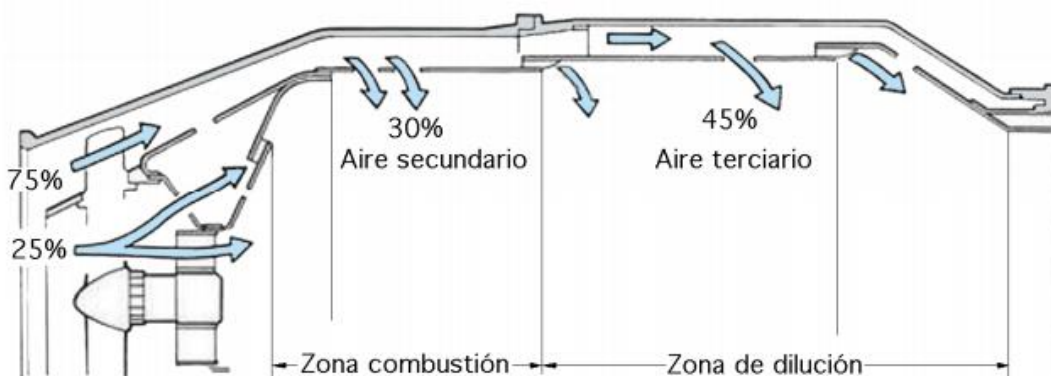


Figura 15: Zonas en una cámara de combustión [12].

3.3.3 Turbina centrípeta

En cuanto a la turbomáquina motora, el 90% de las turbinas usadas para la generación de energía son de tipo axial, ya que su principal atractivo es la reducida sección frontal que tienen. Pero tienen el inconveniente de que, para grandes relaciones de compresión, requieren varias etapas por lo que resultan demasiado alargadas. La turbina axial también presenta disminuciones de rendimiento para

potencias moderadas cuando el flujo es pequeño. Por lo que en este rango de operación tiene ventaja la turbina radial. En cuanto a turbinas radiales hay, fundamentalmente, dos tipos: cantiléver y puramente radial. Entre estas dos, la segunda es más común. Sus componentes, representados en la Figura 16, son los mismos que en un compresor centrífugo, si bien colocados en orden inverso, aunque presentan varias diferencias en cuanto a la función de cada uno de ellos. En este caso, la voluta de admisión se encarga de distribuir el gas de forma uniforme por toda la periferia de la turbina. Aguas debajo de la voluta se encuentran las toberas del estátor, cuyo objetivo es acelerar el flujo en un proceso de expansión. Entre las toberas y el rotor es frecuente que haya un espacio sin álabes, cuya función principal es hacer que el flujo a la entrada del rotor sea uniforme. La transferencia de energía en este tipo de máquinas sólo se produce en el rotor y, con el fin de minimizar las pérdidas, éste se diseña minimizando la energía cinética del flujo a su salida. Una de las grandes ventajas que tienen este tipo de turbinas es su bajo coste de producción [13].

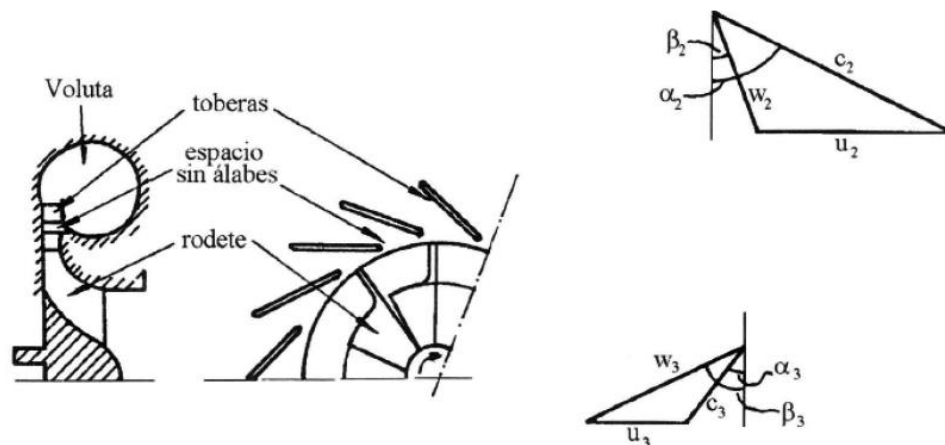


Figura 16: Esquema de una turbina radial centrípeta [13].

3.3.4 Regenerador

No todas las microturbinas de gas tienen un regenerador, pero es remarcable el papel que juega este elemento en la viabilidad de muchos proyectos. El intercambiador de calor tiene dos corrientes de gases: los gases de combustión a la salida de la turbina, todavía calientes, y el aire que sale del compresor a alta presión. El aumento de energía térmica que consiga el aire es ahorro de combustible en la cámara de combustión para conseguir la temperatura de entrada a la turbina deseada.

En el diseño del intercambiador, hay que tener en cuenta que ambos fluidos son gaseosos y uno de ellos es producto de la combustión. A pesar de ser una combustión relativamente limpia, hay que contar con el posible ensuciamiento del lado de los gases de combustión, por lo que interesan intercambiadores con un mantenimiento más o menos sencillo. Algunos de los más usados para esta aplicación son: en espiral, de placas, o de carcasa y tubo, mostrados en la Figura 17. Para su dimensionamiento, hay que hacer un balance entre el ahorro energético que supone el calor recuperado en el intercambiador y su coste, siendo ambos parámetros aproximadamente proporcionales a la superficie de intercambio. En esta decisión intervienen tanto la inversión inicial, como los costes de operación y mantenimiento. Con esto, se llegará a un diseño óptimo, que hará aumentar la eficiencia del motor y disminuir el gasto de combustible.

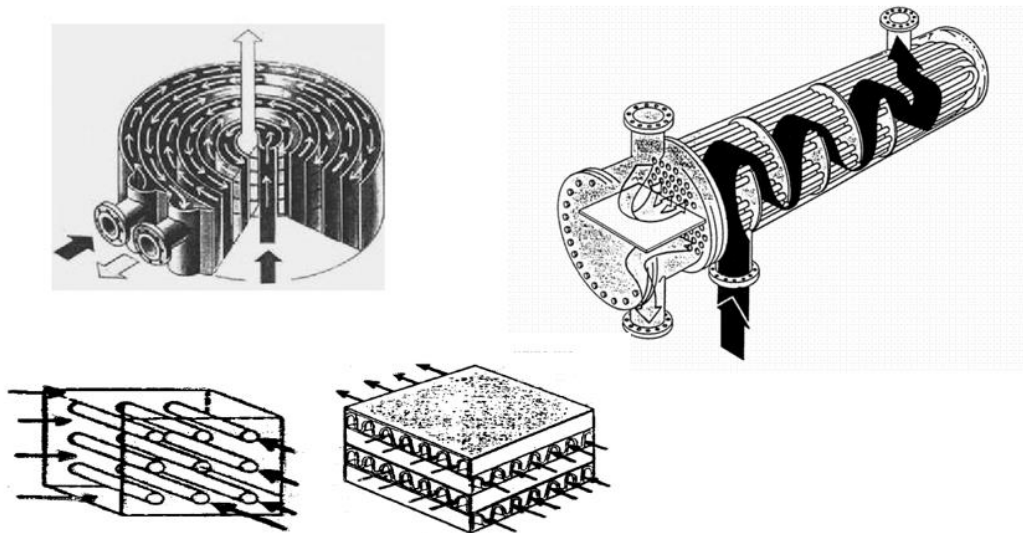


Figura 17: Intercambiadores de calor [14].

3.4 Turbomáquinas térmicas: definición y clasificación

Las turbomáquinas térmicas, llamadas también máquinas dinámicas o de corriente, son aquellas que transforman la energía que lleva el fluido a su paso por ellas en energía mecánica en un eje, como sucede en las turbinas de gas o de vapor (máquinas motoras) o que absorben energía mecánica en el eje para elevar la energía del fluido, como ocurre en los ventiladores, bombas o compresores (máquinas generadoras). Este intercambio de energía se debe a la variación del momento cinético del fluido a su paso por el elemento dotado de movimiento rotativo. El estudio básico de este tipo de máquinas está basado en el teorema del momento cinético y se denomina ecuación de Euler o ecuación fundamental de las turbomáquinas [15].

La clasificación de las turbomáquinas se puede realizar en función de tres criterios: la compresibilidad del fluido de trabajo, el sentido en el que se produce el intercambio de energía y la dirección que sigue el flujo a su paso por la máquina.

- En función del tipo de fluido que utilizan se distingue entre máquinas térmicas y máquinas hidráulicas. En las máquinas térmicas el fluido de trabajo es compresible, es decir, su densidad varía a su paso a través de la máquina; mientras que en las máquinas hidráulicas el fluido es incompresible, esto es, se considera que el volumen específico o la densidad del fluido no varía al atravesar la turbomáquina. Ejemplos de máquinas térmicas son la turbina de gas, el compresor o la turbina de vapor. Por otro lado, las bombas, los ventiladores o las turbinas hidráulicas se consideran máquinas hidráulicas.
- Atendiendo al sentido en el que intercambian energía el fluido y la máquina se distingue entre turbomáquinas motoras y generadoras. En las máquinas motoras el fluido disminuye su energía a su paso por la máquina, transfiriéndola al eje de esta; esto es, el fluido se expande hasta una presión más baja y produce potencia. En las máquinas generadoras es la turbomáquina la encargada de transferir energía al fluido; es decir, el fluido absorbe potencia para incrementar su presión. Las turbinas son ejemplos de máquinas motoras y los compresores, bombas o ventiladores de máquinas generadoras.
- Por último, se puede diferenciar según la dirección que sigue el flujo a su paso por la máquina entre turbomáquina de flujo axial, radial o mixto. Se habla de turbomáquina axial cuando la trayectoria que sigue el flujo es paralela al eje de rotación; de turbomáquina radial cuando el flujo sigue una trayectoria perpendicular al eje de rotación; y se habla de flujo

mixto cuando la dirección del flujo a la salida del rotor es diagonal al eje de la máquina. La turbina axial o el compresor axial son ejemplos de turbomáquinas axiales mientras que el turbocompresor radial o la bomba centrífuga son ejemplos de turbomáquinas radiales.

En las siguientes figuras se exponen algunos ejemplos de turbomáquinas. En la Figura 18 se muestra una turbomáquina hidráulica generadora de flujo axial o también llamada bomba hidráulica. En la Figura 19 se muestra una turbomáquina hidráulica motora de flujo radial.

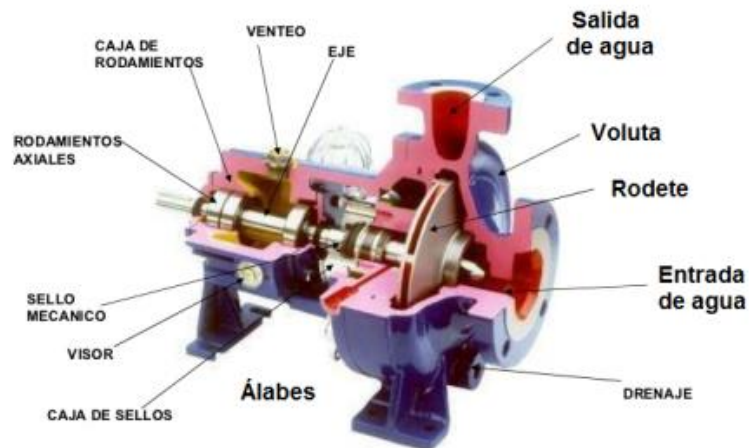


Figura 18: Bomba hidráulica [16].

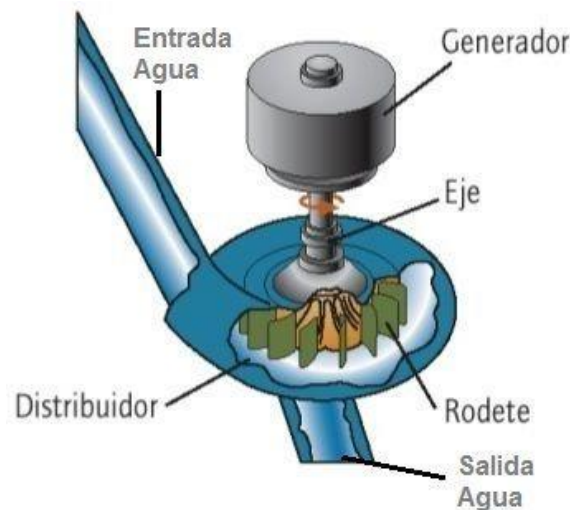


Figura 19: Turbina hidráulica de tipo Francis [17].

En la Figura 20 se observa una turbomáquina térmica motora de flujo radial que utiliza un gas a alta presión y temperatura para producir trabajo mecánico. Este trabajo puede ser aprovechado en un turbocompresor centrífugo como el representado en la Figura 21, siendo esta máquina una turbomáquina térmica generadora de flujo radial.

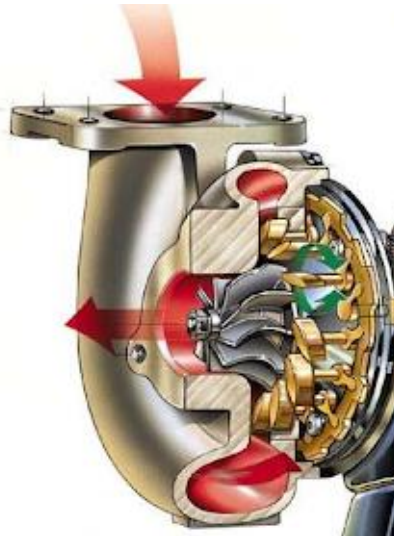


Figura 20: Turbina radial [18].

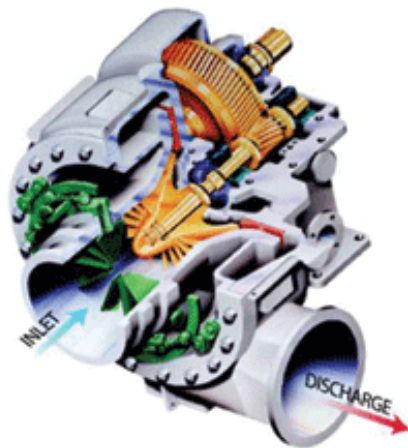


Figura 21: Turbocompresor centrífugo [19].

Por último, en la Figura 22 se representan las turbomáquinas que integra el motor turbina de gas: a la izquierda está situado el compresor axial, turbomáquina térmica generadora de flujo axial, seguido de una turbina axial, turbomáquina térmica motora de flujo axial. Se observa que el compresor tiene mayor número de coronas de álabes que la turbina, debido a que la relación de compresión que se puede conseguir en una etapa de compresión es mucho menor que en una etapa de turbina. Esto se explica por las limitaciones en cuanto a geometría y curvatura que tiene el diseño del compresor debido al desprendimiento de la capa límite del fluido con la pared de los álabes, ya que la tendencia natural del fluido es hacia gradientes de presión menores.



Figura 22: Turbina y compresor axial [20].

3.5 Fundamentos para el diseño de turbomáquinas: Ecuación de Euler

La ecuación fundamental de las turbomáquinas es la ecuación de Euler. En ella se expresa la energía por unidad de masa intercambiada en el rodete entre la máquina y el fluido suponiendo flujo unidimensional, con lo que se obtiene una base analítica para el diseño del mismo. El rodete se considera el elemento principal de la turbomáquina, ya que es el único componente donde se puede intercambiar energía entre el fluido y la máquina. Éste intercambio de energía se analiza mediante la aplicación del teorema de conservación del momento cinético sobre la masa de fluido que evoluciona por el rodete y de la tercera Ley de Newton: “principio de acción y reacción”. Así, el valor del momento que las paredes del canal ejercen sobre la masa de fluido puede calcularse mediante el teorema del momento cinético [21]. La potencia de una turbomáquina, representada en la ecuación (1), se obtiene a partir del trabajo específico, calculado con la ecuación de Euler (2), y el gasto de fluido que atraviesa la máquina.

$$\dot{W} = W_e \cdot \dot{m} \quad [kW] \quad (3.1)$$

$$W_e = u_1 \cdot c_{1u} - u_2 \cdot c_{2u} \quad \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (3.2)$$

La ecuación de Euler es aplicable a máquinas tanto térmicas como hidráulicas con geometría axial o radial. Para usarla, únicamente es necesario conocer las velocidades absoluta y relativa del fluido a la entrada y la salida del rotor, la corona de álabes móviles. Para trabajar con la ecuación de Euler se habla de triángulo de velocidades. Este se define a la entrada y a la salida del rotor del turbocompresor o turbina. El triángulo de velocidades se refiere a la magnitud y dirección que lleva el fluido a su paso por el álabe y está formado por tres velocidades: \mathbf{c} , velocidad absoluta del flujo; \mathbf{u} , velocidad periférica o “de arrastre” producida por el giro del rotor; y \mathbf{w} , velocidad relativa del flujo. La velocidad relativa se define en un sistema de referencia móvil referido a un observador solidario al rotor, esto es, la velocidad que lleva el fluido con respecto al rotor. En la Figura 23 se muestra el triángulo de velocidades de una turbina axial. Se diferencia de una etapa de compresor porque las etapas de turbina tienen mayor curvatura y mayor inclinación con respecto a la entrada del fluido. Es típico en el prediseño de turbomáquinas axiales suponer que la velocidad periférica se mantiene constante ya que ésta depende de la velocidad angular y del radio a la altura media del álabe, y se toma como hipótesis que el radio medio permanece constante, aunque realmente suele variar.

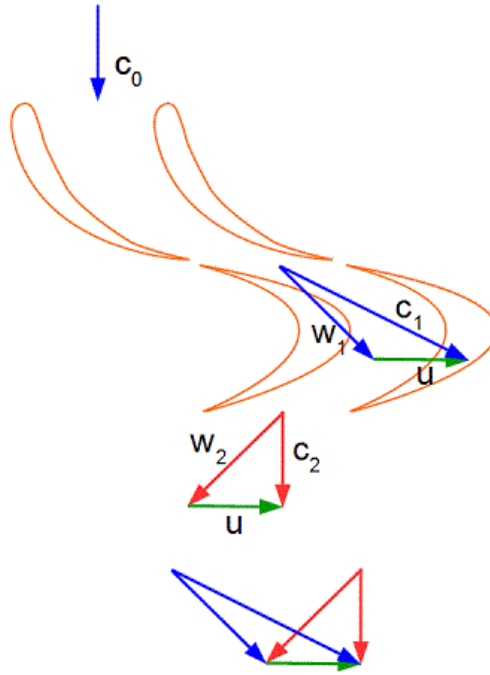


Figura 23: Triángulo de velocidades de una turbina axial [22].

El significado físico de la potencia que aporta (o consume) la turbomáquina se explica mediante la fuerza resultante debida a la diferencia de presiones producida por la deflexión que sufre la corriente a su paso por los álabes, incrementando la presión del fluido en la cara cóncava, y disminuyendo en la convexa. Aplicando la ecuación del momento cinético, el primer principio de la termodinámica, la ecuación de Euler y las relaciones trigonométricas, se puede expresar el trabajo específico de la máquina en función de las velocidades del triángulo de velocidades del fluido. Este trabajo específico generado (o consumido) por la máquina proviene de la disminución (o aumento) de la entalpía del fluido, debido fundamentalmente a la expansión (o compresión) del fluido de trabajo en la máquina, y a la disminución (o aumento) de la energía cinética del mismo [23] [13].

4 PREDISEÑO DEL TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO

4.1 Metodología

Con el fin de obtener el máximo partido de la herramienta AxSTREAM y sacar buenos resultados, se van a unir los conocimientos adquiridos en las asignaturas de Termodinámica, sobre ciclos termodinámicos; la asignatura de Máquinas y Motores Térmicos, sobre turbinas de gas y plantas de potencias; la asignatura de Turbomáquinas Térmicas, sobre el diseño de turbocompresores centrífugos; y los conocimientos sobre el diseño en intercambiadores adquiridos en la asignatura Tecnología Energética.

Para ello, se ha realizado un prediseño del ciclo, asumiendo un rendimiento de las turbomáquinas, con el fin de escoger el tipo de ciclo más adecuado para esta aplicación. Además, se van a imponer unas especificaciones o restricciones: trabajo específico de la máquina, temperatura de entrada a la turbina, relación de compresión máxima del turbocompresor, condiciones de entrada al compresor, entre otras. Una vez definidas las especificaciones, se van a introducir en la herramienta MATLAB las ecuaciones estudiadas en Turbomáquinas Térmicas para el diseño del compresor, con lo que se conseguirán unos datos de partida sobre las dimensiones del turbocompresor, gasto másico, potencia que consume, triángulos de velocidades, etc, para introducirlos en AxSTREAM y buscar posibles soluciones en un rango más cercano al diseño buscado.

Una vez seleccionado un diseño, se volverá al ciclo de partida con los datos reales del compresor y se verá cómo se modifican las prestaciones. Con esto se consigue un diseño del ciclo más refinado y unas características fiables para terminar el diseño del compresor objetivo, en el que se ha comprobado mediante el software su comportamiento en condiciones nominales de operación. Hay que tener en cuenta que el programa usado es una herramienta, al igual que las ecuaciones de diseño, modelan y proporcionan unos parámetros para fabricar las turbomáquinas. El comportamiento real de las mismas se comprueba después de su fabricación, por lo que habrá que ensayar el turbocompresor para ver si garantiza las prestaciones que a priori ofrece en el prediseño.

4.2 Prediseño del turbocompresor centrífugo con las ecuaciones básicas de las turbomáquinas térmicas

4.2.1 Introducción

En apartados anteriores se han resuelto las prestaciones del ciclo planteado. En este apartado se va a hacer uso de las ecuaciones incluidas en el libro de la asignatura Turbomáquinas Térmicas de 4º del Grado en Ingeniería de Tecnologías Industriales con el fin de obtener un punto de partida del diseño y tener una orientación sobre las características que se está buscando en el diseño del turbocompresor centrífugo. A partir de esta información podrá iniciarse el proceso de diseño en AxSTREAM.

Para el diseño del compresor se necesitan, en primer lugar, las condiciones de contorno del mismo, obtenidas en la resolución del ciclo. Debido a que el flujo que atraviesa un escalonamiento de turbocompresor centrífugo sigue un movimiento tridimensional, es frecuente utilizar una aproximación unidimensional para un primer estudio del mismo. Esto consiste en considerar que las condiciones del fluido son uniformes a la entrada y salida, tanto del rodete como de la máquina

completa, y que el movimiento está contenido en un plano paralelo al eje de la máquina en la sección de entrada al rodete y en uno normal al eje a la salida de dicho componente [13].

La tecnología necesaria para la resolución del diseño de turbocompresores, máquinas influidas tanto por las propiedades mecánicas y geométricas de sus componentes, como por la evolución del movimiento tridimensional que sufre el fluido a su paso por ellas, no siempre se ha tenido al alcance. Es más, aunque cada vez están más refinadas las técnicas, los softwares y los ensayos que se realizan para el diseño de turbomáquinas, predecir el comportamiento de la evolución de un flujo tridimensional hoy en día no es una ciencia 100% infalible. Hay que remarcar que la fuente de información de la resolución al problema que se realiza en este apartado data de 1986. Muchos ratios, valores típicos, relaciones y ecuaciones de los que se van a utilizar a continuación han sido obtenidas de forma experimental. A pesar de ello, se obtienen resultados muy satisfactorios con el fin de obtener una primera guía de soluciones.

Como el cálculo de las condiciones del fluido se debe hacer a la entrada y salida del rotor y de la máquina, en la Figura 24 se representa la nomenclatura que se va a seguir en adelante para cada sección. Las condiciones “1” definen la entrada al rotor, las condiciones “2” son para la salida del mismo, y las condiciones “3” se suponen que son las condiciones a la salida del difusor. La voluta está situada detrás del difusor para recoger el aire que sale del mismo, y el diseño de la voluta será tal que las condiciones del fluido apenas varíen en ella.. Como el turbocompresor es de una sola etapa, las condiciones “3” van a representar también las condiciones a la salida de la máquina.

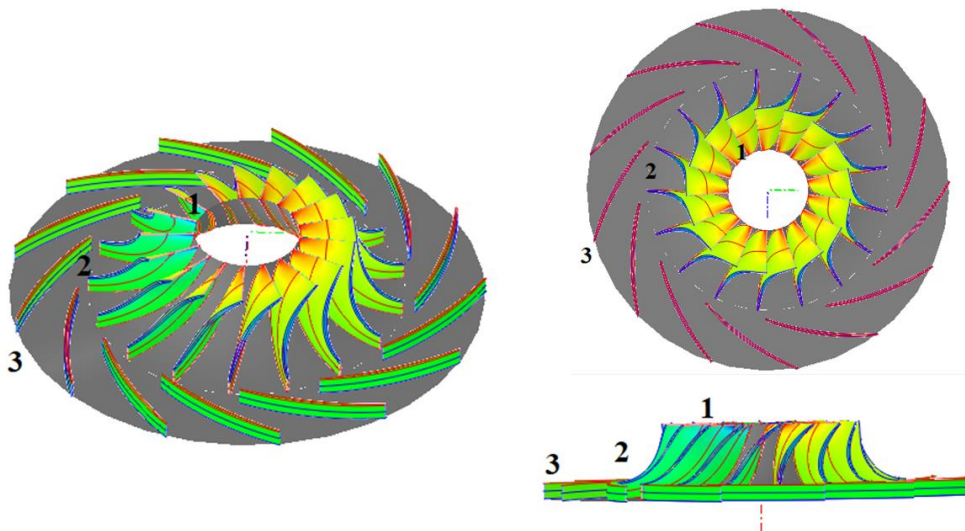


Figura 24: Nomenclatura de las secciones del compresor.

Por lo tanto, con los datos obtenidos del ciclo, se tienen las condiciones de remanso del punto “1” y la presión de remanso del punto “3”. Además, en el difusor la entalpía de remanso se conserva, ya que su función es convertir la energía cinética que lleva el fluido en energía de presión (entalpía), es decir, no se produce ningún intercambio de energía con componentes externos. Con esto, se conoce la entalpía y, por tanto, la temperatura del punto “2”.

4.2.2 Hipótesis de partida

Como hipótesis de partida, se supone que la entrada es axial y la salida radial. El ángulo de entrada al compresor se puede modificar mediante el uso de álabes guía de manera que, cuando el ángulo absoluto de entrada al rotor es negativo (contrarrotación), se consigue aumentar la relación de

compresión y el trabajo específico, si bien esto aumenta la probabilidad de que se formen ondas de choque debido a un aumento de la velocidad relativa a la entrada del rodete. Los motores que usan contrarrotación suelen trabajar en condiciones muy estables de funcionamiento para evitar que se produzca este bloqueo ante cualquier cambio de las condiciones de operación. En cambio, con un ángulo de entrada positivo (prerrotación), se fomenta que el flujo sea de torbellino libre y tenga, por lo tanto, menor dispersión radial, aunque en este caso la energía transferida al fluido se reduce. En consecuencia, suele interesar diseñar con un ángulo de entrada nulo (entrada axial) por motivos económicos o ligeramente positivo para evitar las ondas de choque.

Incluso bajo condiciones ideales sin fricción, el flujo relativo que abandona el rodete no recibe un guiado perfecto de los álabes, esto es, desliza respecto de la dirección marcada por el borde de estela de los álabes. Por ello hay que utilizar un factor de deslizamiento (σ) que indica la diferencia entre los ángulos de flujo y álabe, y que va a depender fundamentalmente del número de álabes del rodete. A priori no se sabe el número de álabes. Se va a realizar una estimación y una vez resuelto el diseño, se comprobará el número de álabes que requiere; es un cálculo iterativo. El número de álabes (Z) suele oscilar entre 16 y 32; en este caso, debido al pequeño tamaño, se ha supuesto que tiene 20 álabes. Valores deseables del factor de deslizamiento son entre 0.85 y 0.9 con el fin de no penalizar demasiado el rendimiento cuando un número excesivamente elevado de álabes incrementa la fricción experimentada por el fluido. Además, para tener en cuenta las pérdidas asociadas a la fricción que se produce entre el fluido y los elementos mecánicos de la máquina, y otras pérdidas, se introduce un factor de potencia (k_f), que suele tomar valores entre 1.02 y 1.04. En este caso, se ha supuesto un factor de potencia de 1.03.

Se supone un régimen de giro (N) de 55000 rpm, obtenido a partir del diagrama de velocidad y diámetro específicos (Balje). El espesor de los álabes se supone 4 mm, ya que interesa que sea lo menor posible, pero compatible con las propiedades mecánicas del material con el que está construido. Siguiendo con hipótesis geométricas, normalmente, la relación entre el radio a la salida del rodete y el radio medio a la entrada del mismo suele estar entre 1.7 y 2. Se ha supuesto una relación de 1.8.

Por último, se ha comentado que una velocidad relativa muy elevada a la entrada del rodete conlleva números de Mach relativos muy altos y, en consecuencia, se pueden producir ondas de choque a la entrada. Denotar que en la sección de entrada al compresor se distinguen tres radios: el radio medio, el radio interior y el radio exterior, donde más aumentan las velocidades y mayor probabilidad hay de inestabilidad del flujo. Es por esto que una característica habitual de diseño es limitar el número de Mach relativo (M_{w1}) a la entrada al rodete en torno a 0.85, valor que se ha escogido.

En la Tabla 6 se muestra un resumen de los valores que se han supuesto para los distintos ratios nombrados:

α_1 (°)	0		Z	20
β_2 (°)	0		k_f	1.03
r_2/r_1	1.8		N (rpm)	55000
$espesor_{\text{álabe}}$ (m)	0.004		M_{w1}	0.85

Tabla 6: Hipótesis de partida.

4.2.3 Ecuaciones

Las características geométricas del turbocompresor centrífugo y las condiciones en las que se encuentra el fluido en las secciones de interés descritas anteriormente están relacionadas con las velocidades que lleva el mismo y el ángulo con el que entra (o sale) de cada sección. Se define, de este modo, el triángulo de velocidades. El modelo utilizado en el libro de turbomáquinas térmicas está formado por expresiones que forman sistemas de ecuaciones, relaciones entre parámetros e hipótesis de partida en las que los valores escogidos de algunas variables simplifican el diseño del turbocompresor. Es por esto que el planteamiento realizado está abierto a modificaciones, cambios en el valor de algunos coeficientes e incluso se pueden plantear diferentes sistemas de ecuaciones.

En la resolución del triángulo de velocidades se parte del trabajo específico del compresor. Suponiendo entrada axial y salida radial, el trabajo del compresor es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad periférica a la salida del rodete. Añadiendo el factor de deslizamiento y el factor de potencia para contabilizar las pérdidas, se obtiene u_2 ; y de la definición de factor de deslizamiento, se obtiene $c_{\theta 2}$. El radio a la salida del rodete se obtiene a partir de la definición de velocidad periférica.

$$\sigma = 1 - \frac{0.63 \cdot \pi}{Z} \quad (4.1)$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{W_{\text{compresor}}}{\sigma \cdot k_f}} \quad (4.2)$$

$$c_{\theta 2} = u_2 \cdot \sigma \quad (4.3)$$

$$r_2 = u_2 \cdot \frac{30}{\pi \cdot N} \quad (4.4)$$

Una vez obtenido el radio de salida del rodete, y usando relación r_2/r_1 supuesta, se obtiene el radio medio a la entrada del rodete. De nuevo, a partir de la definición de velocidad periférica se puede hallar u_1 .

$$u_1 = r_1 \cdot \frac{\pi \cdot N}{30} \quad (4.5)$$

El resto de componentes del triángulo de velocidades a la entrada del rodete están relacionadas entre sí, por lo que se plantea un sistema de ecuaciones que engloba: la ecuación del número de Mach relativo, partiendo del valor supuesto, la relación entre las componentes del triángulo de velocidades y, por último, la relación entre entalpía de remanso y estática. Suponiendo que el calor específico de los gases apenas varía en este rango de actuación, con la última ecuación se relacionan directamente las temperaturas estática y de remanso.

$$w_1 = M_{w1} \cdot \sqrt{\gamma \cdot R \cdot T_1} \quad (4.6)$$

$$c_1^2 = u_1^2 - w_1^2 \quad (4.7)$$

$$T_1 = T_{01} - \frac{c_1^2}{2 \cdot C_p} \quad (4.8)$$

Siendo: R (constante de los gases) = 287 J/kg K ; y C_p (calor específico del aire) = 1007 J/kg K.

Con los resultados obtenidos hasta ahora se puede determinar el área de entrada al rotor ya que se conoce el gasto de aire, la velocidad que lleva y las condiciones en las que se encuentra el fluido en ese punto. El caudal que pasa por una sección es directamente proporcional al área de paso, a la velocidad absoluta que lleva el fluido y a su densidad. Se necesitará, entonces, obtener la densidad absoluta del fluido en la sección "1", que depende de la temperatura y presión estáticas:

$$P_1 = P_{01} \cdot \left(\frac{T_1}{T_{01}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.9)$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R \cdot T_1} \quad (4.10)$$

$$Area_1 = \frac{m_{air}}{\rho_1 \cdot c_1} \quad (4.11)$$

En la sección de entrada al rotor se conoce el radio medio y el área de paso que necesita el fluido, pero falta por determinar el radio interior y el radio exterior a la entrada del rodete. Mediante un sencillo sistema de ecuaciones se obtienen dichos radios y la altura del álabe a la entrada del rotor. Hay que tener en cuenta que el eje tiene un diámetro mínimo de fabricación, calculado en función del momento de torsión máximo admisible del material, τ , con el que está fabricado.

$$Area_1 = \pi \cdot (r_{1e}^2 - r_{1i}^2) \quad (4.12)$$

$$r_{1e} = r_1 + \frac{h_1}{2} \quad (4.13)$$

$$r_{1i} = r_1 - \frac{h_1}{2} \quad (4.14)$$

$$d_{mínimo} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot Potencia}{\omega \cdot \pi \cdot \tau}} \quad (4.15)$$

Completando el cálculo del triángulo de velocidades a la salida del rotor, se ha supuesto la condición de diseño de que la velocidad meridiana se conserva; esto es, la velocidad de entrada axial es igual a la velocidad de salida radial del rotor. Como se ha supuesto también que la entrada es axial, se iguala la velocidad absoluta en la sección "1" a la velocidad radial en la sección "2", determinando el triángulo de velocidades a la salida del rotor.

$$c_{r2} = c_1 \quad (4.16)$$

$$c_2^2 = c_{\theta 2}^2 + c_{r2}^2 \quad (4.17)$$

La presión a la salida del rotor no es conocida. A partir del difusor y su rendimiento, y mediante la ecuación de la isentrópica, se puede obtener la presión del punto "2" tanto estática como de remanso y, con ello, la densidad. En la Figura 25 se muestra que los estados nombrados coinciden en una línea de entropía constante. El rendimiento del difusor (η_{dif}) se supone del 85%.

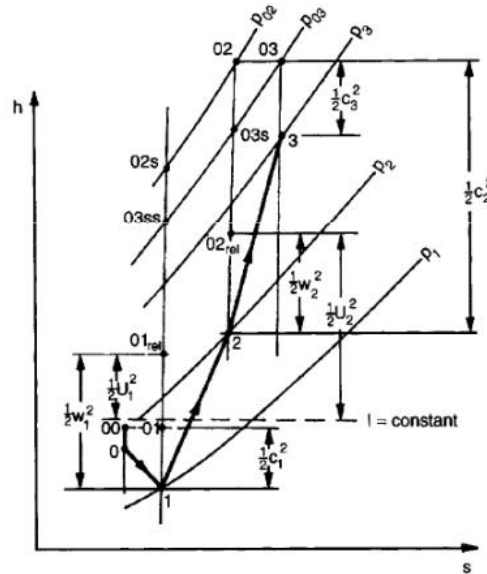


Figura 25: Evolución del fluido a través de un escalonamiento de turbocompresor centrífugo [24].

$$T_2 = T_{02} - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_p} \quad (4.18)$$

$$T_{03s} = T_2 + \eta_{dif} \cdot (T_{03} - T_{02}) \quad (4.19)$$

$$P_2 = P_{03} \cdot \left(\frac{T_2}{T_{03s}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.20)$$

$$P_{02} = P_2 \cdot \left(\frac{T_{02}}{T_2}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (4.21)$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R \cdot T_2} \quad (4.22)$$

La altura del álabe a la salida del rotor termina de definir las características de éste. Este parámetro se obtiene de la definición de gasto que pasa por una sección determinada.

$$h_2 = \frac{m_{air}}{(2\pi \cdot r_2) \cdot c_{r2} \cdot \rho_2} \quad (4.23)$$

Por último se van a obtener los parámetros adimensionales típicos utilizados en el diseño de las turbomáquinas; esto es, los coeficiente de carga y de flujo y el grado de reacción. Hasta aquí estaría resuelto el prediseño mediante las ecuaciones básicas de las turbomáquinas.

$$\phi = \frac{c_{r2}}{u_2} \quad (4.24)$$

$$\psi = \frac{W_{compresor}}{u_2^2} \quad (4.25)$$

$$Reacción = \frac{(T_2 - T_1) \cdot C_p}{W_{compresor}} \quad (4.26)$$

4.2.4 Resultados

Los estados termodinámicos a la entrada y salida del rotor y a la salida del difusor se representan en la Tabla 7 y en la Figura 26 se representa el diagrama h-s obtenido a partir de éstos valores.

Zona	T₀(K)	T(K)	P₀(Pa)	P(Pa)
1	298	284.2	100325	85009.5
2	460.8	375.49	420725.5	205504
3	460.8	447.02	381235	342814.50

Tabla 7 : Estados termodinámicos a la entrada y a la salida del rotor y salida del difusor.

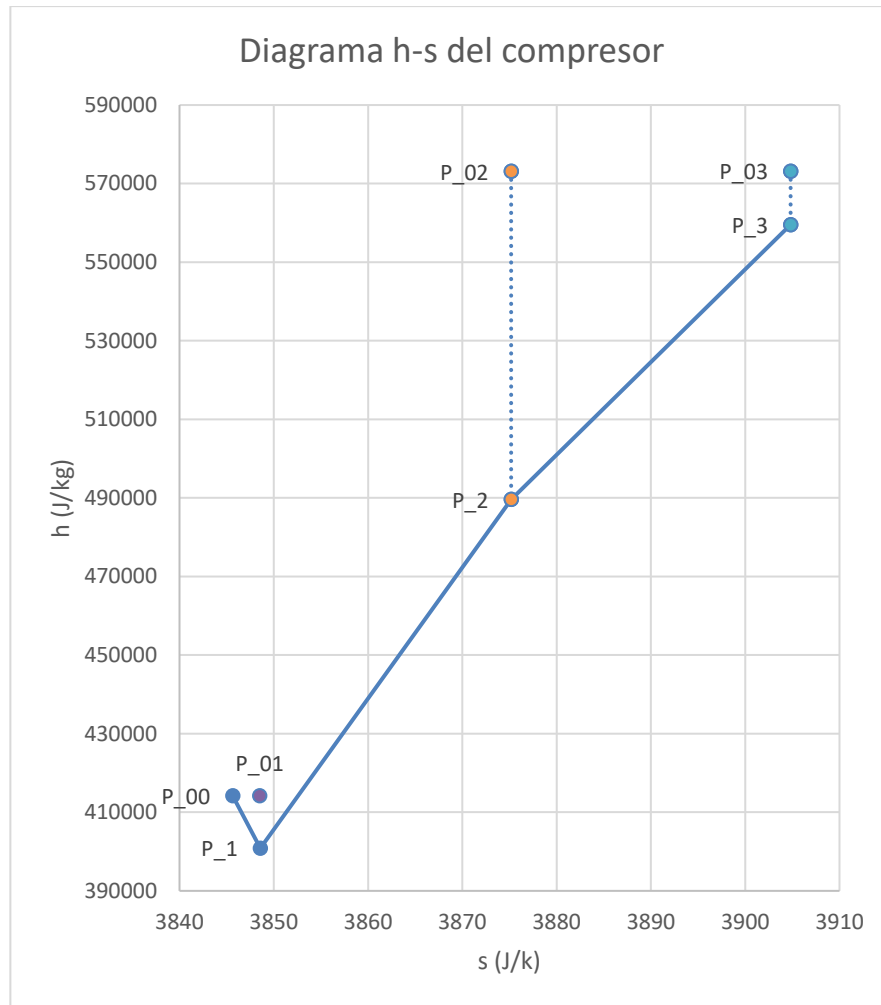


Figura 26: Diagrama h-s del compresor.

$u_1(m/s)$	229.89		$u_2(m/s)$	413.8
$w_1(m/s)$	282.36		$c_{\theta 2}(m/s)$	372.85
$c_1(m/s)$	163.95		$c_{r2}(m/s)$	163.95
$r_1(m)$	0.0439		$c_2(m/s)$	407.3
$r_{1i}(m)$	0.0352		$r_2(m)$	0.079
$r_{1e}(m)$	0.05256		$h_2(m)$	0.0053
$h_1(m)$	0.0173			
$d_{\text{mínimo}}(m)$	0.012		$\beta_1(^{\circ})$	54.5

Tabla 8: Triángulo de velocidades y dimensión de los álabes a la entrada y salida del rotor.

Los triángulos de velocidades y las características del álabe tanto a la entrada como a la salida del rotor se representan en la Tabla 8. Las soluciones obtenidas están dentro del rango de soluciones

razonables. Por ejemplo, para compresores industriales, la velocidad periférica a la salida del rotor suele estar entre 380 y 430 m/s; y el resultado obtenido es 413 m/s. También se recomienda que β_1 esté entre 50° y 60°, hecho que se cumple.

Hay que remarcar que el tamaño obtenido del compresor es muy pequeño y esto puede tener ciertas dificultades a la hora del mecanizado y funcionamiento del mismo. El funcionamiento de las turbomáquinas implica no sólo factores geométricos dimensionales sino que para permitir el movimiento relativo entre las piezas, la turbina o compresor necesita unos espacios mínimos de separación que, al trabajar con fluidos en movimiento, provocan una desviación en el comportamiento del fluido respecto al de diseño. Cuanto menor sea la máquina, más importancia tendrá la holgura entre los componentes de la misma y, por lo tanto, la eficiencia se verá más afectada. Este problema de escalado es típico para máquinas de dimensiones reducidas en las que además el Reynolds característico se ve fuertemente reducido.

Por último, en la Tabla 9 se muestran las características generales del módulo de compresor calculado. Como se ve, el grado de reacción es algo mayor de 0.5 por lo que la compresión producida en el rodete es ligeramente mayor a la que se produce en el difusor. El régimen de giro es el impuesto en el diseño y los coeficientes de flujo y carga están dentro de los rangos que utilizan este tipo de tecnología. Por lo tanto, se puede afirmar con los resultados obtenidos que el prediseño es fiable ya que las soluciones son acordes a las características que tienen los modelos ya existentes.

<i>Régimen de giro (rpm)</i>	50000
ϕ	0.396
ψ	0.928
<i>Grado de reacción</i>	0.56

Tabla 9: Características generales del compresor.

4.3 AxSTREAM: Una herramienta para el diseño de turbomáquinas

4.3.1 Qué es AxStream

AxSTREAM es un software diseñado por la empresa SoftInWay con la que se puede realizar un sin fin de cálculos y estudios relacionados con las turbomáquinas. Con esta herramienta, se pueden realizar prediseños y diseños de turbinas y compresores, tanto axiales como radiales o de flujo mixto, incluso de varias etapas, a partir de unas condiciones de contorno dadas y bajo un enfoque integrado y simplificado. Además, una vez elegido un diseño, se pueden realizar cálculos termodinámicos del fluido para condiciones distintas a las de diseño, lo que permite hacerse una fiel idea de cómo pueden funcionar las turbomáquinas para las distintas situaciones de operación, incluso cuando ya está realizada su instalación. A modo de ejemplo, en la Figura 27 se representa la página principal de un nuevo diseño. En esta página se elige el sistema en el que representan las unidades y los modelos de pérdidas. Una vez seleccionado el tipo de máquina que se quiere diseñar, antes de establecer las condiciones de contorno, se pueden elegir algunas características impuestas: difusor con o sin álabes, con o sin voluta, tipo de flujo, etc, como se observa en la Figura 28.

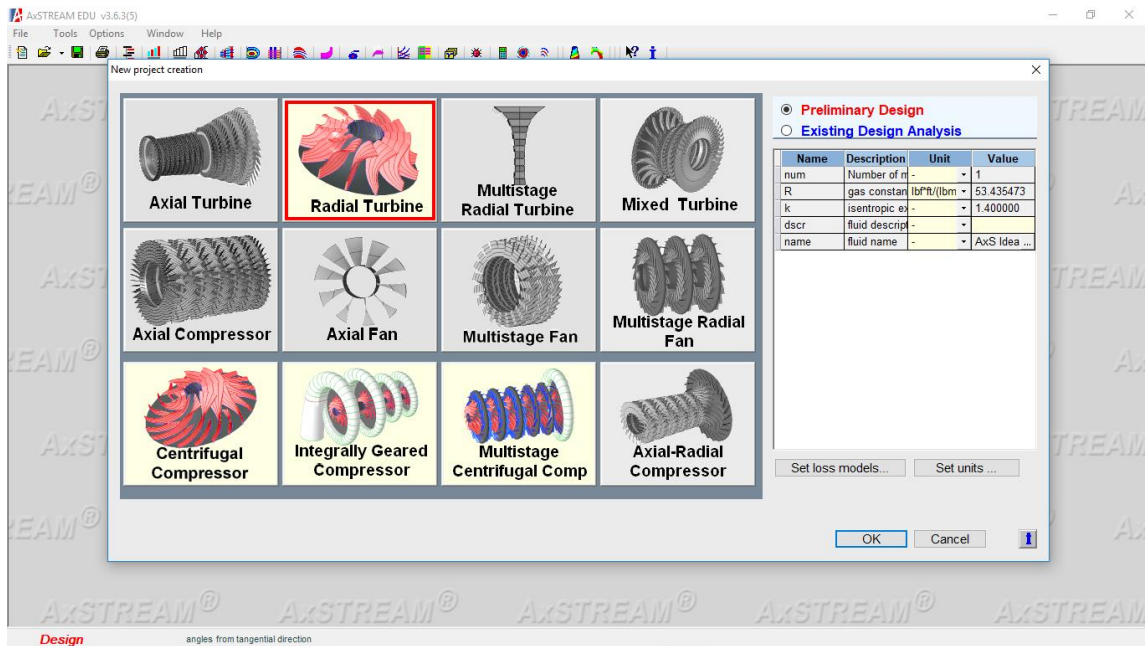


Figura 27: Nuevo diseño en AxSTREAM.

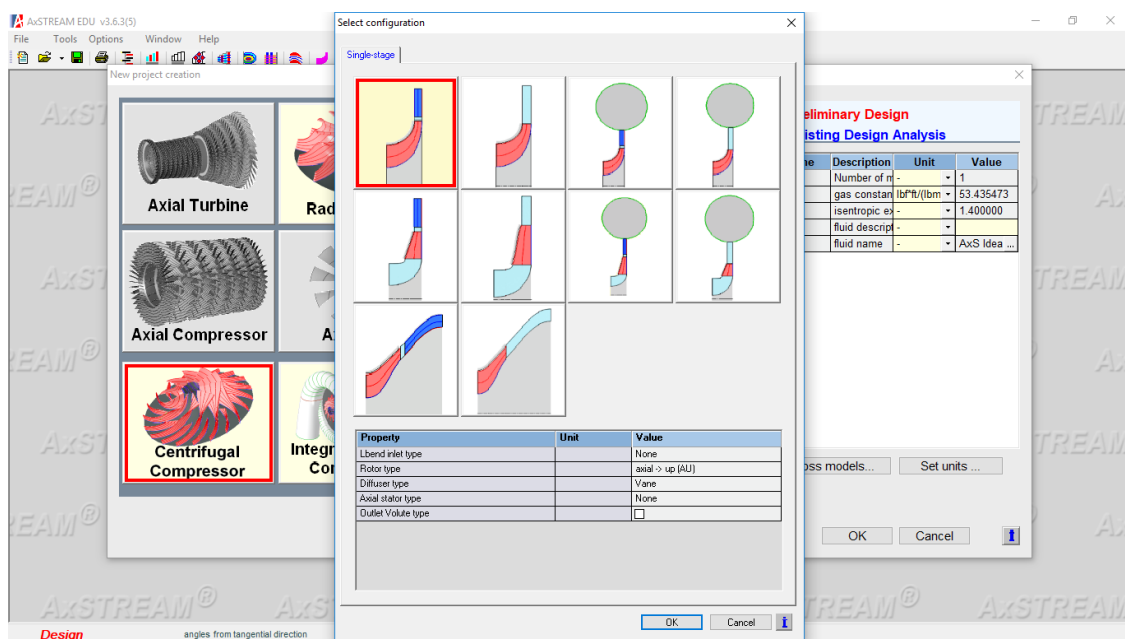


Figura 28: Configuración de un turbocompresor centrífugo en AxSTREAM.

Las principales opciones que AxSTREAM ofrece son [25]:

- Preliminary Design: diseño preliminar. Para turbomáquinas de una o varias etapas, todas iguales o diferentes entre sí.
- Meanline/Streamline Analysis: análisis del diseño en la línea media. Con esta opción se puede ver cómo varían las condiciones de cada etapa: velocidad, triángulo de velocidades, modificando las condiciones de contorno. Además, permite ver una aproximación de las condiciones termodinámicas del fluido a su paso por la turbomáquina.
- AxMAP. Para distintos diseños, se pueden observar y comparar curvas características que

indican las prestaciones de la máquina en diferentes condiciones de operación, por ejemplo: gasto frente a rendimiento. Sirve de gran ayuda para seleccionar un diseño u otro en función de las prestaciones que se necesitan.

- AxPLAN. Utiliza métodos rápidos para el diseño de experimentos, para varias tareas de diseño
- Profiling and 3D Blade Design. Para modificar el diseño tridimensional de los álabes de la turbomáquina Se pueden utilizar gráficos interactivos para el perfilado de secciones planas y el apilamiento de hojas 3D.
- AxCFD. Permite el análisis mediante Dinámica de Fluidos Computacional (Computational Fluid Dynamics) de los diseño obtenidos tanto en 2D como en 3D.
- AxSTRESS. Se puede hacer un análisis rápido de los álabes mediante elementos finitos.
- AxSLICE. Es la herramienta para hacer el problema directo; es decir, a partir de la geometría de álabes existentes, obtiene los modelos en 3D del comportamiento del fluido.
- Bearing Calculation and Analysis: cálculo y análisis de cojinetes. Con esta opción se puede determinar el rendimiento hidrodinámico y las características mecánicas de los cojinetes.
- RotorDynamics. Para calcular el comportamiento rotodinámico de la máquina. Además, determina las características que necesitan el apoyo y el soporte del rotor, ya que calcula la respuesta al desequilibrio y la estabilidad mediante análisis laterales y de torsión.
- RotorDesign. La parte más crítica en el diseño de un turbocompresor es el rotor. Con esta herramienta se puede hacer un diseño completo del rotor basado en el número de álabes, su posición, accesorios, etc. Esta herramienta se puede usar de forma independiente, o incluyendo cómo se comporta el flujo a su paso por el compresor.

4.3.2 Cómo funciona AxStream

Una vez definidas las principales opciones que tiene este software, es necesario plantear qué sistema de almacenamiento de información tiene. AxSTREAM tiene integradas las ecuaciones que modelan las turbomáquinas. Lo primero que hay que hacer al empezar un diseño es elegir el tipo de turbomáquina que se desea: compresor o turbina; axial o radial, etc, de las opciones representadas en la Figura 27, y establecer unas condiciones de contorno. El proceso de búsqueda de posibles soluciones es mediante combinación de los parámetros de entrada de modo aleatorio, introduciendo valores dentro del rango que el usuario proporciona al programa en las ecuaciones internas del mismo. Cuando AxSTREAM encuentra posibles soluciones, las representa en un mapa en función de tres parámetros de interés, a elegir por el usuario. Estos pueden ser rendimiento total a total, coeficiente de carga, coeficiente de flujo, presión a la salida, trabajo específico, o incluso parámetros geométricos. Cuando se obtienen varios puntos, tras confirmar que las soluciones son válidas, se pueden ir comparando las prestaciones que ofrece cada una de ellas y las características que tienen. Los diferentes puntos de prediseño se pueden ir también estudiando en un mapa de características del diseño preliminar. En este mapa, se pueden realizar varias búsquedas con diferentes filtros y cambiar las condiciones de contorno, por lo que habrá cambios que empeoren las prestaciones del diseño objetivo. Este programa tiene la ventaja de que se puede modificar el mapa de prediseño sin alterar el fichero guardado. En caso de que los cambios introducidos sean favorables, se procede a añadirlos al mapa de diseño.

Lo mismo ocurre con el árbol del proyecto, capa profunda del programa en el que almacenan todos los datos del diseño en cuestión. Se pueden ir aplicando diferentes diseños y, hasta que no se encuentra uno que se acerque más al diseño objetivo, no se añade al árbol de proyecto, quedando éste último como solución del proyecto. Al ir buscando y variando variables, se puede llegar a puntos muy alejados de la solución objetivo, entonces AxSTREAM ofrece la opción de descargar el

proyecto para volver al punto de inicio. Este sistema de almacenamiento de información, por capas, es muy útil ya que permite en todo momento realizar modificaciones y buscar nuevas soluciones en base a las soluciones que se tienen, pero sin modificar los resultados obtenidos anteriormente.

4.4 Prediseño del turbocompresor centrífugo mediante AxStream

4.4.1 Parámetros de trabajo

Siguiendo la metodología explicada anteriormente, una vez obtenidos unos valores iniciales para iniciar la búsqueda de soluciones, se van variando los distintos parámetros de entrada para comparar las prestaciones de los diferentes compresores que satisfacen las especificaciones de diseño. Las primeras decisiones que hay que tomar para empezar con el prediseño es el tipo de turbocompresor que se desea diseñar. En este caso, se va a optar por un turbocompresor de flujo radial con álabes en el difusor y con voluta. Con esta selección realizada, se introducen los datos requeridos para iniciar la búsqueda de soluciones. En la introducción de datos, se proporcionan valores mínimo y máximo para cada parámetro de entrada con la posibilidad de, si se desea imponer un valor fijo de alguna condición, simplemente poner el mismo valor en el máximo, el mínimo y el inicial. En la Figura 29 se puede ver el espacio de prediseño para un turbocompresor de entrada axial y salida radial, con voluta y difusor con álabes.

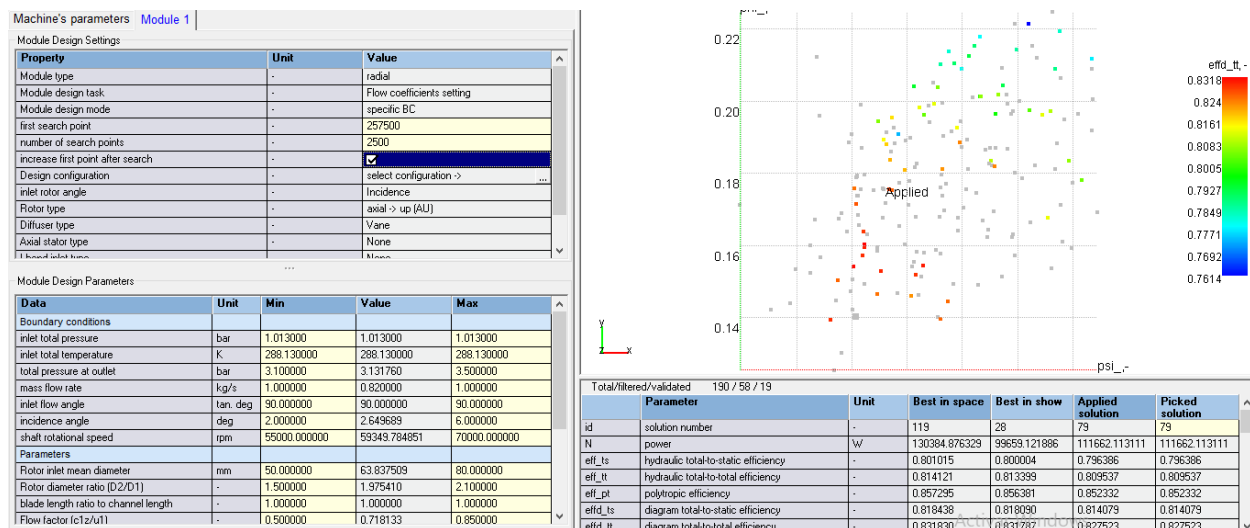


Figura 29: Espacio de prediseño de AxSTREAM.

En la Figura 30 se muestran los diferentes parámetros de trabajo del software. En primer lugar, se establecen las condiciones de contorno:

- Las condiciones de presión y temperatura de remanso a la entrada del turbocompresor están impuestas por las condiciones ISO, por lo que son valores fijos.
- En la presión a la salida se introduce un intervalo en torno al valor escogido como relación de compresión del ciclo, dentro del cuál las soluciones resultarían válidas. Permitir que la presión a la salida y, en consecuencia, la relación de compresión sea más flexible facilita la búsqueda de soluciones ya que este es un parámetro crítico.
- El gasto másico es una variable que se ha modificado introduciendo tanto valores específicos como intervalos, pero siempre en torno al gasto másico obtenido en el prediseño con las ecuaciones básicas que modelan el turbocompresor centrífugo.

- En cuanto al ángulo de entrada, se ha considerado que la velocidad absoluta del fluido a la entrada tiene dirección axial. Para el ángulo de incidencia se ha introducido un intervalo entre -6 y 6° ya que, según las actuaciones de cascadas de álabes, se consigue mayor rendimiento con incidencias en torno a 0° o ligeramente positivas.
- Para el régimen de giro, se establece un intervalo en torno al valor obtenido en la resolución de las ecuaciones de diseño.

A continuación se introducen valores a los siguientes parámetros o ratios:

- Diámetro de entrada al rotor. Hay que tener en cuenta el diámetro del eje de la máquina y, aunque sea un motor pequeño y por tanto, con poco gasto el diámetro y la sección de paso del turbocompresor tienen que ser suficientemente grandes para evitar problemas de bloqueo de la máquina.
- Relación entre el diámetro de salida y el diámetro medio de entrada al rodete. En la práctica se recomienda que esta relación tome valores entre 1.7 y 2. Para valores mayores de 2 aumenta mucho la fricción y, en consecuencia, las pérdidas y para valores inferiores a 1.7 se reduce la compresión debida a las fuerzas centrífugas y aumenta la difusión del flujo relativo. Todas estas variables afectan notablemente al rendimiento.
- Relación longitud del álabe/longitud del canal. Con esta relación se puede modificar la profundidad a la que empieza el álabe en el interior del canal con el objetivo principal de no congestionar la zona inductora del rodete y, por lo tanto, producir el bloqueo del turbocompresor. En primera instancia se supone que el álabe tiene la misma longitud que el canal.
- Coeficiente de flujo. El coeficiente de flujo está ligado al tamaño de la máquina para un gasto dado. En este caso se define como el cociente entre la componente axial de la velocidad y la velocidad periférica en la sección de entrada a la altura del radio medio. Para los turbocompresores centrífugos, ese coeficiente toma valores entre 0.2 y 0.4. Si el coeficiente de flujo estuviera definido en la sección de salida, el rango de valores estaría entre 0.5 y 0.8. En ambos casos, para valores menores, se consigue un funcionamiento más estable del turbocompresor pero, a su vez, disminuye el rendimiento y para valores mayores se alcanzan rendimientos más elevados pero se reduce considerablemente el intervalo de valores de gasto para los que el funcionamiento es estable. Gradiente de la velocidad meridiana. En el diseño de turbocompresores es frecuente utilizar como regla de diseño que la velocidad meridiana es constante a lo largo de toda la máquina. En el diseño mediante AxSTREAM se hace la misma hipótesis, por lo tanto el gradiente es 1.

Por último, el software solicita un rango para una serie de valores constantes:

- Número de etapas. El turbocompresor es de una sola etapa.
- Ángulo de salida del álabe del rotor. Se supone salida radial, pero para ser un poco más flexible en la búsqueda de soluciones, se varía entre 89.8° y 90.2° .
- Diámetro interior de entrada al rotor. En la sección de entrada del turbocompresor se analizan tres diámetros: el diámetro a la altura media del álabe, el diámetro interior (hub) y el diámetro exterior (shroud o casing). Los valores iniciales que se utilizan se obtienen en función del área de paso calculada en el prediseño con las ecuaciones propias de las turbomáquinas y el diámetro medio obtenido. El área de paso lo marca el triángulo de velocidades y el gasto de aire. Además, a la hora de establecer el diámetro medio, hay que tener en cuenta que la relación diámetro interior/diámetro exterior en la mayoría de diseños suele estar entre 0.3 y 0.6.
- Diámetro a la salida del rotor. Aparte de lo comentado en el apartado de la relación entre el radio de salida y de entrada del rodete, se proporciona un valor de referencia para este

diámetro que está vinculado con la velocidad de giro y la relación de compresión del compresor.

Data	Unit	Min	Value	Max
Boundary conditions				
inlet total pressure	bar	1.013000	1.013000	1.013000
inlet total temperature	K	288.130000	288.130000	288.130000
total pressure at outlet	bar	3.100000	3.141380	3.500000
mass flow rate	kg/s	1.000000	1.000000	1.000000
inlet flow angle	tan. deg	90.000000	90.000000	90.000000
incidence angle	deg	2.000000	5.903915	6.000000
shaft rotational speed	rpm	55000.000000	59028.606415	70000.000000
Parameters				
Rotor inlet mean diameter	mm	50.000000	63.564339	80.000000
Rotor diameter ratio (D2/D1)	-	1.500000	2.007566	2.100000
blade length ratio to channel length	-	1.000000	1.000000	1.000000
Flow factor (c1z/u1)	-	0.500000	0.735836	0.850000
meridional velocities gradient on rotor (C2s/C1)	-	1.000000	1.000000	1.000000
Constraints				
number of stages	-	1	1	1
Rotor blade exit angle	tan. deg	89.800000	90.043398	90.200000
Rotor inlet hub diameter	mm	25.000000	32.515131	55.000000
Rotor outlet diameter	mm	100.000000	127.609610	130.000000

Figura 30: Parámetros de trabajo de AxSTREAM.

4.4.2 Análisis de parámetros con AxSTREAM

4.4.2.1 Caso 1: Álabes en el difusor (Van) y Voluta

El difusor se puede diseñar con o sin álabes. En primer lugar se van a analizar las características para los diseños con difusor con álabes. Tras realizar varias búsquedas con el explorador de soluciones, en la Figura 31 se muestran las posibles soluciones (combinaciones de parámetros de entrada que cumplen las especificaciones de diseño) que el programa ha encontrado. De todas ellas se va a hacer una discretización en función de los datos que se desea analizar. En este caso, se representa el coeficiente de carga (“psi”) frente al de flujo (“phi”) para cada solución, mostrándose en un código de colores el rendimiento de cada uno de ellos.

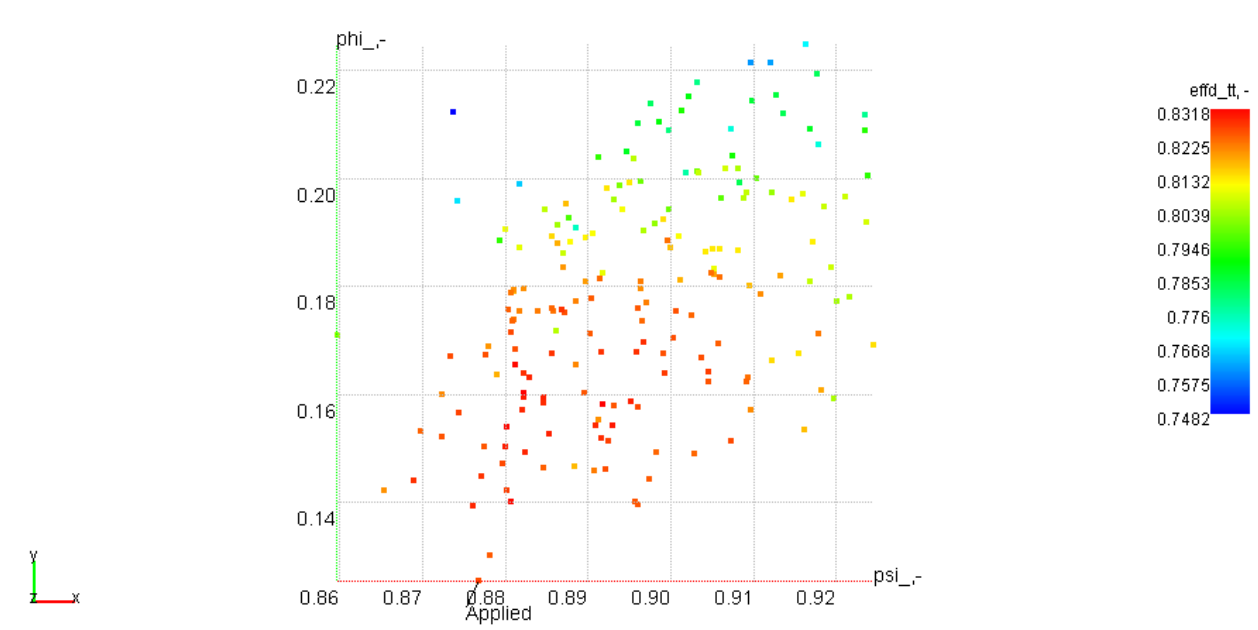


Figura 31: Espacio de prediseño.

De todas las soluciones encontradas a priori, se seleccionan en primer lugar las que resultan más interesantes para continuar trabajando con ellas. Por lo tanto, las soluciones que se van a estudiar llevarán dos filtros en serie. El primero de ellos, es si cumple las características deseadas o las restricciones impuestas y el segundo filtro consiste en la validación de las soluciones que pasan el primer filtro mediante un cálculo más refinado del diseño del compresor, ya que en ocasiones los cálculos preliminares no resultan plenamente compatibles cuando se someten a un cálculo más refinado.

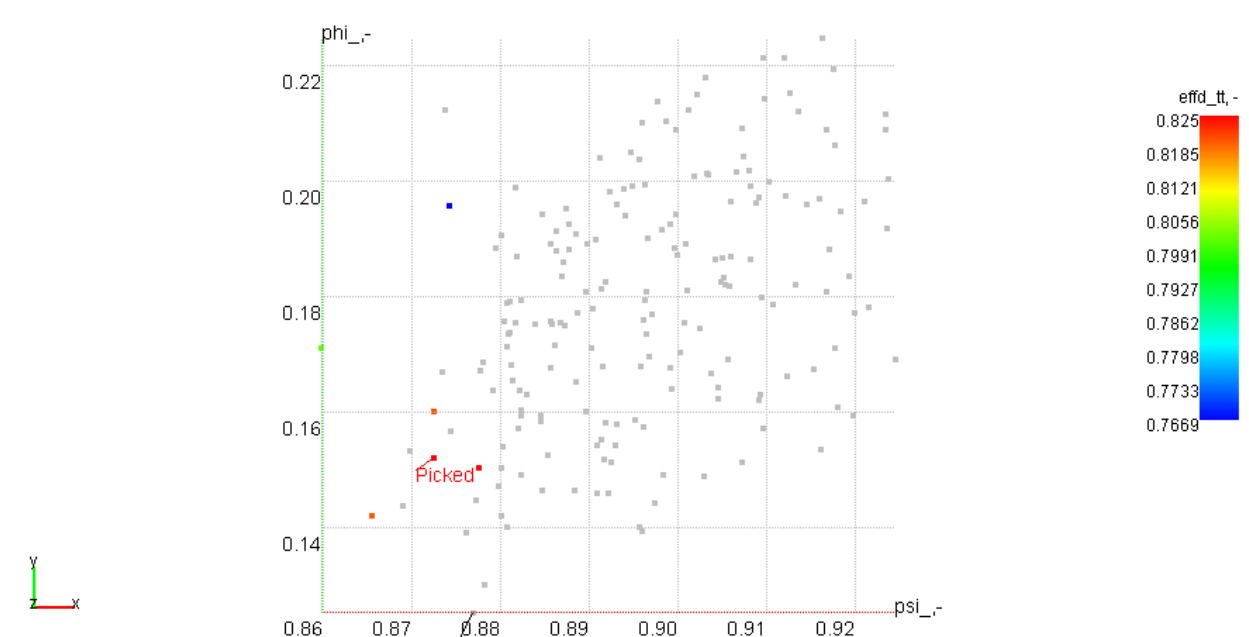


Figura 32: Espacio de prediseño con filtro para Mach relativo en la sección de entrada = 0.9.

En este caso, muchas de las soluciones tienen números de Mach relativos a la entrada que resultan, en sus valores máximos, mayores que 1 lo que lleva a diseños con la aparición de ondas de choque en la zona inductora. Si bien estos valores de Mach relativo pueden ser admisible en ciertos diseños,

para este diseño cuyo fin es proporcionar carga base a unas instalaciones no es rentable utilizar este tipo de soluciones, por lo que la restricción principal que se va a poner a este espacio de diseño es que el número de Mach no supere el valor 0.9. En la Figura 32 se muestran las soluciones que pasan ambos filtros mientras que las que no lo superan aparecen marcadas en gris. Por lo tanto, éstas son las que se van a analizar y comparar.

A continuación se van a analizar los puntos obtenidos con dos regímenes de giro diferentes: con su régimen de giro de diseño y todos con un régimen de giro de 58000 rpm. Se ha seleccionado éste en concreto porque el régimen de giro de los diseños analizados giran en torno a este valor. El análisis consiste en mantener la geometría del compresor obtenido en la exploración del espacio de diseño y someterlo a condiciones de contorno diferentes. Cada punto es obtenido modificando la presión de descarga de manera que el gasto comprimido y el rendimiento de la máquina también varían. El objetivo de este análisis es ver la respuesta de los posibles diseño obtenidos inicialmente cuando se ponen a trabajar en condiciones de operación similares.

En la Figura 33 y Figura 34 se ha representado el rendimiento del compresor y la relación de compresión frente al gasto másico de aire, respectivamente, de cada diseño operando con su régimen de giro nominal. El gasto de diseño para todos los puntos incluidos en esta comparativa es de 0.72 kg/s. Se observa que, por ejemplo, la solución p-4 está al límite de este valor y tiene el rendimiento medio más bajo pero, en cambio, su relación de compresión es la más alta. Por otro lado, la solución p-5, a pesar de tener uno de los mejores rendimientos, tiene la presión máxima alcanzable más baja. Esto naturalmente representa un problema en el motor, ya que esta variación de la relación de compresión supone una pérdida de trabajo en la turbina. De ambas gráficas se deduce que el diseño más favorable por el momento es el que corresponde p-6. No sólo por tener un rendimiento y una relación de compresión elevados sino, además, porque su rango de operación estable es el más amplio.

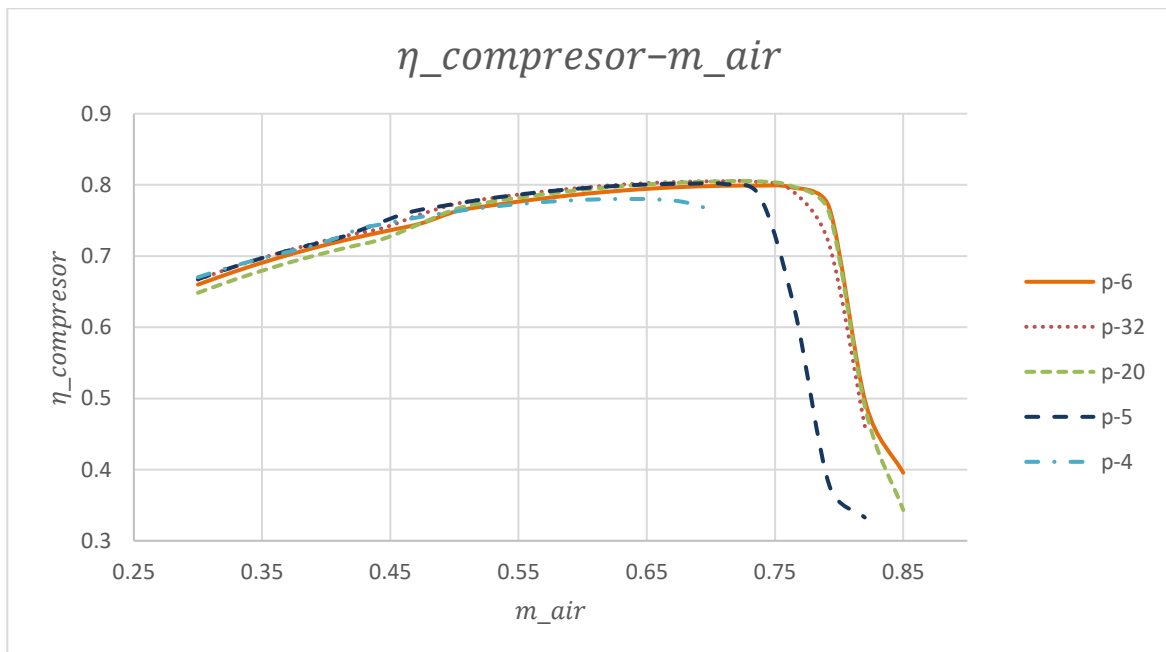


Figura 33: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire.

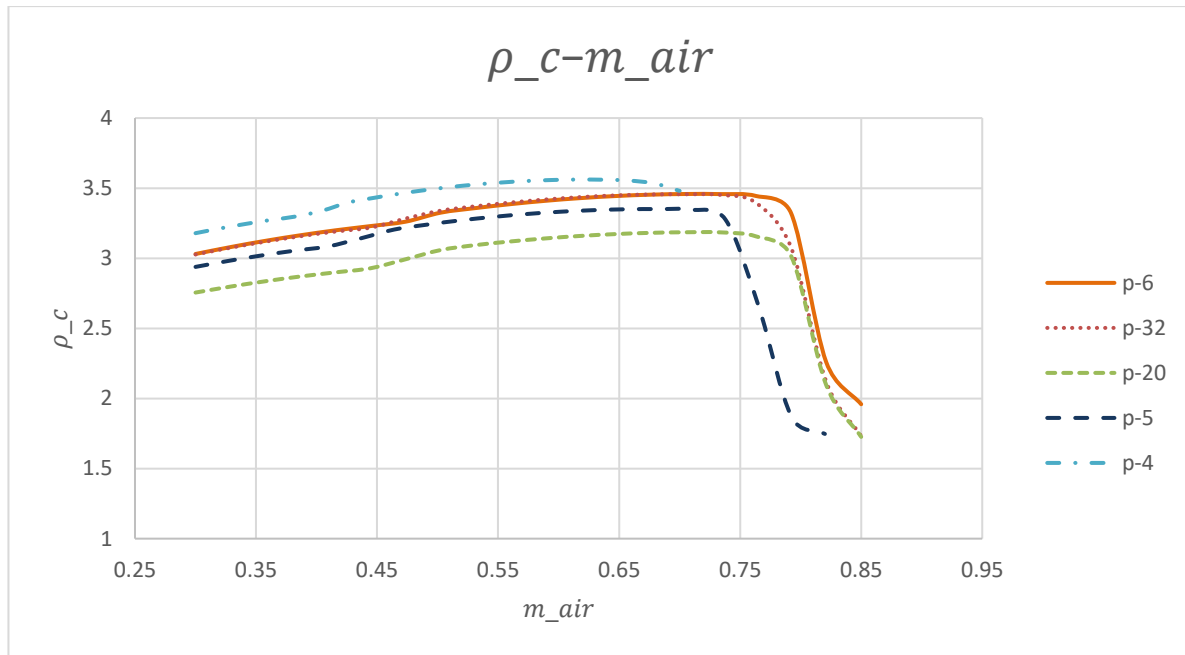


Figura 34: Gráfica relación de compresión frente a gasto másico.

A continuación, se va a tener en cuenta que todos los diseños operen en el mismo régimen de giro, para comprobar las prestaciones que ofrecen en un campo más neutral. Hay que notar que el régimen de giro escogido para ello, 58000rpm, beneficia más a unos diseños que a otros. Analizando los datos de la Tabla 10, Figura 35 y Figura 36 se observa cómo para las soluciones p-20 y p-4, cuyo régimen de giro es el más alejado de 58000, su rendimiento no se ve muy afectado; pero la presión a la salida alcanzada aumenta notablemente debido, sobre todo, al incremento en los efectos de las fuerzas centrífugas. Este aumento respecto a sus condiciones de diseño hace que el rango de caudales se vea ligeramente incrementado porque al aumentar la densidad a la salida del rodete se retrasa la aparición del bloqueo.

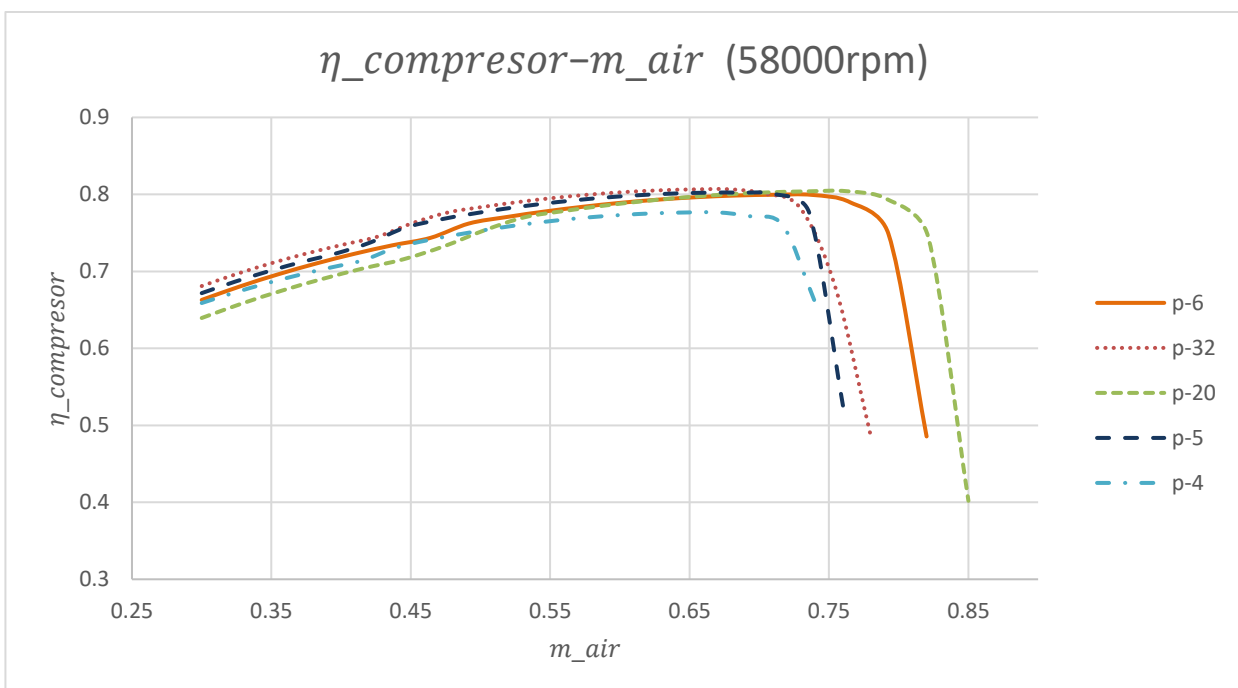


Figura 35: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (58000rpm).

Diseño	p-6	p-32	p-20	p-5	p-4
$rpm_{diseño}$	58487.3047	58487.3047	56547.9279	58711.4258	56069.3359

Tabla 10: Regímenes de giro de diseño de los diferentes diseños para el caso van y voluta.

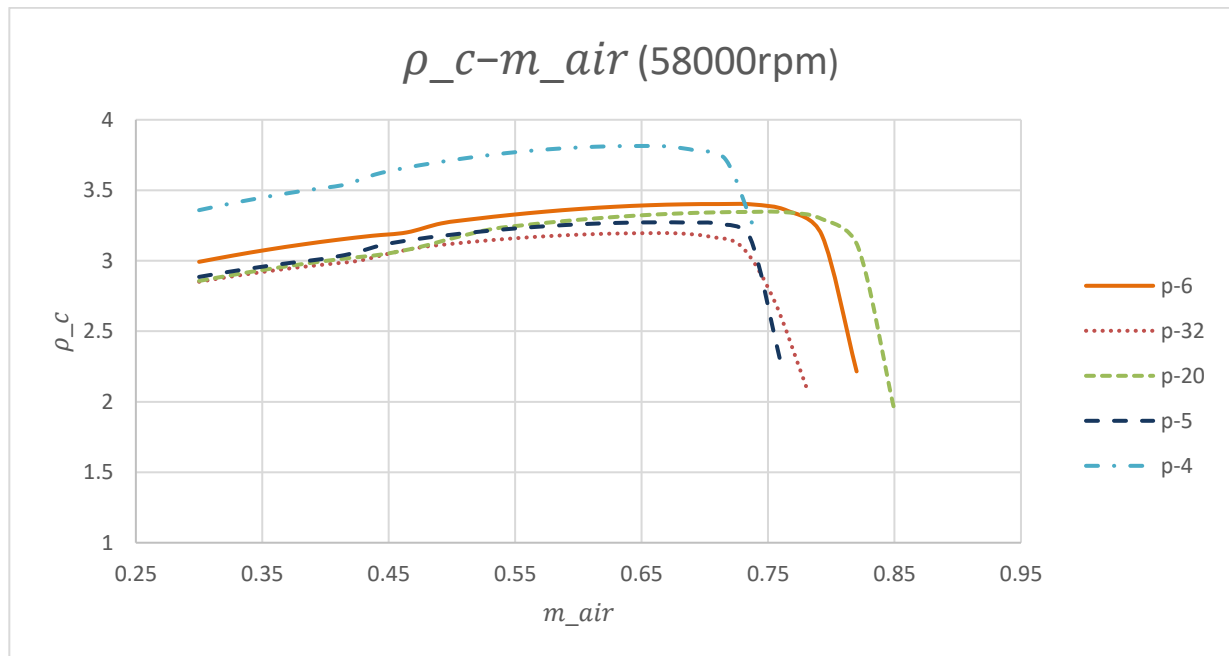


Figura 36: Gráfica relación de compresión frente a gasto másico (58000rpm).

Por último en cuanto al régimen de giro, de la Figura 37 y Figura 38 se deduce cómo al aumentar el régimen de giro a todos los compresores su rendimiento no se ve muy afectado pero la media de las relaciones de compresión del compresor asciende, incluso llegando el diseño p-4 a relaciones de compresión de 4:1 cuando su relación de compresión de diseño era 3.5:1. Las conclusiones que se obtienen de esto es que si se desea aumentar la potencia consumida por el compresor, y por tanto su relación de compresión, se puede aumentar el régimen de giro siempre y cuando éste sea compatible con las tensiones mecánicas que puede soportar el rotor. Éste hecho se puede comprobar en la Tabla 11, donde se hace una comparativa sobre la potencia máxima que proporciona cada compresor para cada régimen de giro.

Diseño	p-6	p-32	p-20	p-5	p-4
$rpm_{diseño}$	124757 W	110500 W	118060 W	111766 W	118175 W
60000 rpm	143840 W	120740 W	145386 W	130269 W	142766 W

Tabla 11: Potencia máxima de los diferentes diseños para el caso difusor con álabes y voluta.

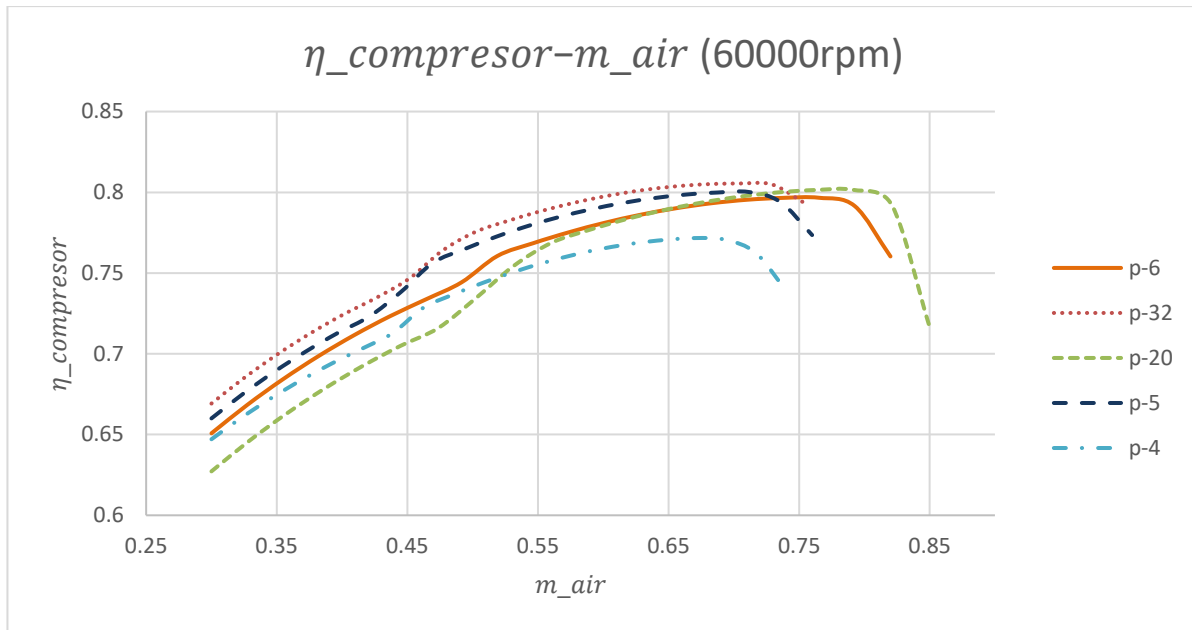


Figura 37: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (60000rpm).

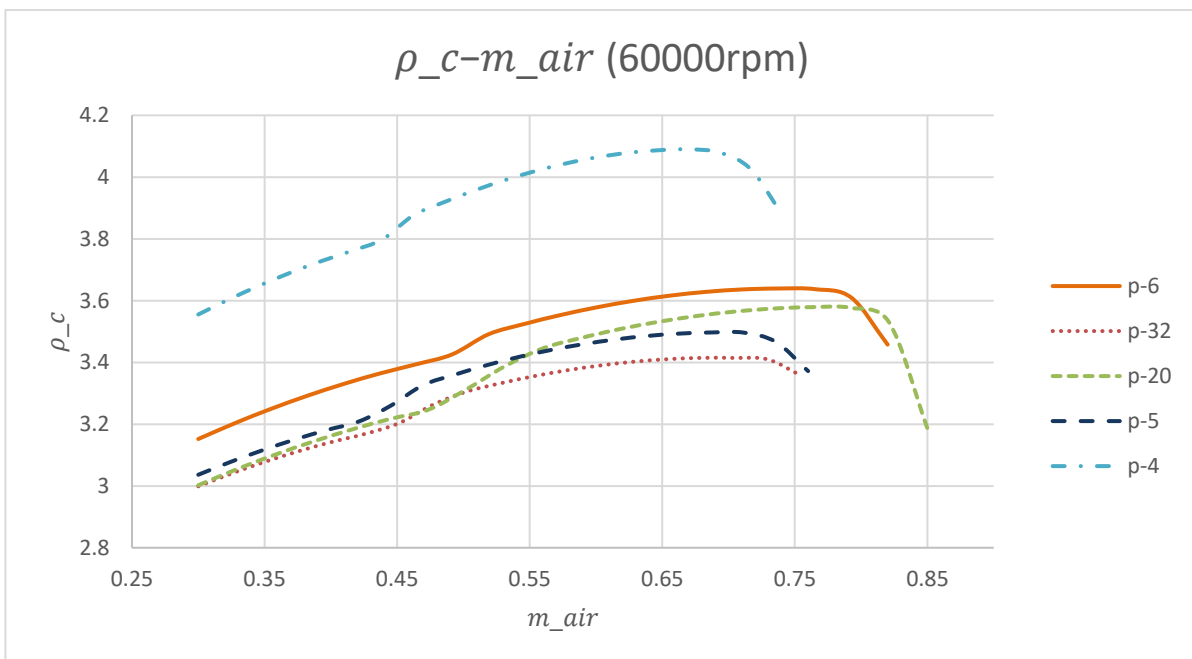


Figura 38: Gráfica relación de compresión frente a gasto másico (60000rpm).

Comparando los coeficientes de carga, ψ , de los distintos diseños se observa cómo en el rango operativo del motor, esto es, con gastos mayores de 0.5, el coeficiente de carga está entre 0.86 y 0.88 en todos ellos. Con esto se comprueba que el valor típico de diseño, en torno a 0.8, se cumple en las soluciones encontradas. La relación que guardan el coeficiente de carga y el gasto nominal es inversamente proporcional; esto es, cuando el gasto aumenta, el coeficiente disminuye (cuanto mayor sea la relación de compresión menor es el gasto comprimido). Además, observando la Figura 39 y Figura 40 se puede afirmar que la variación del régimen de giro es un parámetro que no tiene un efecto notable en el coeficiente de carga pues se produce un aumento simultáneo y proporcional del numerador (trabajo específico) y el denominador del mismo (velocidad periférica al cuadrado).

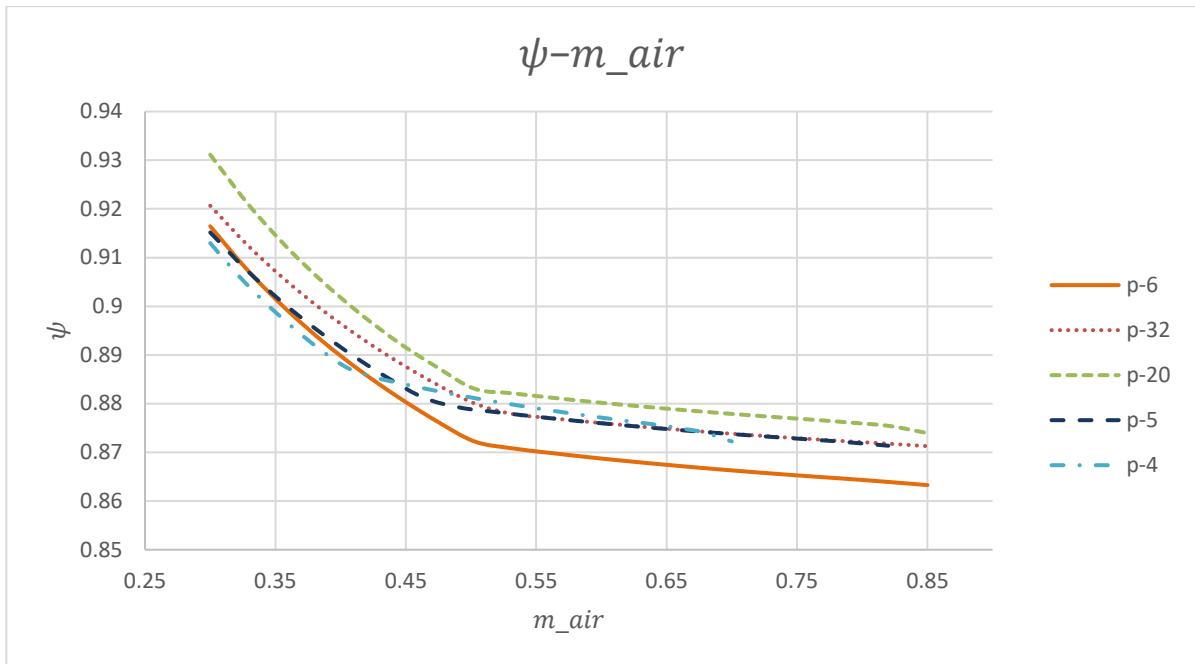


Figura 39: Gráfica coeficiente de carga frente a gasto de aire.

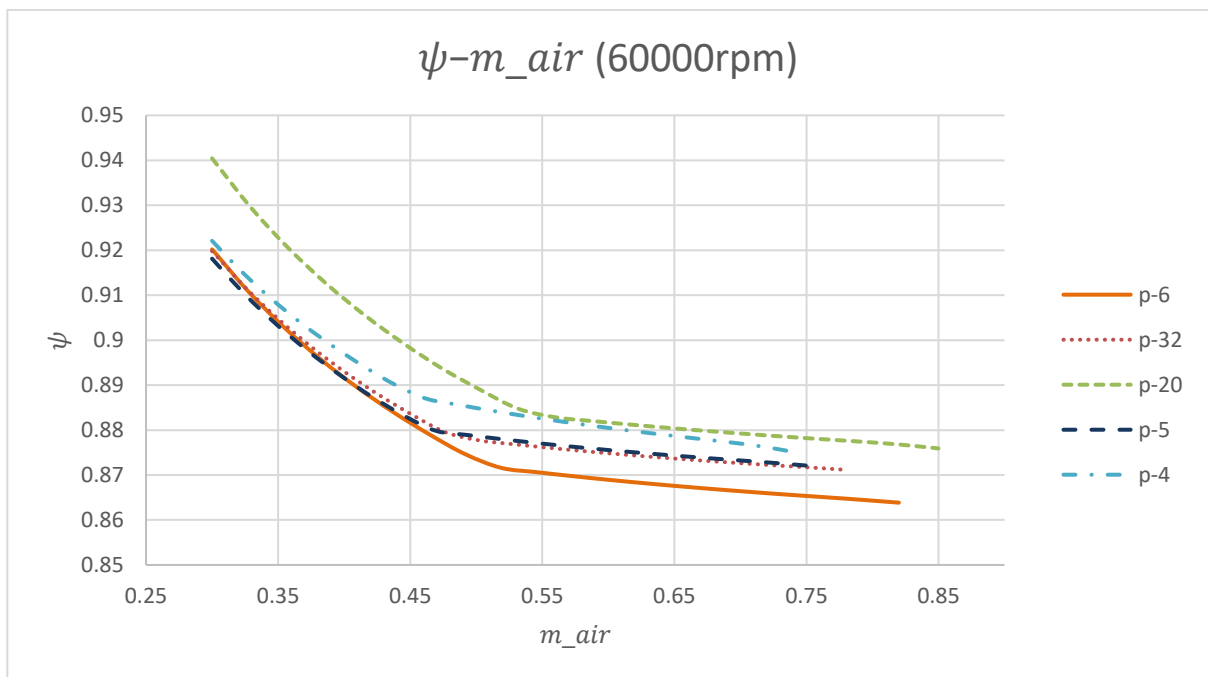


Figura 40: Gráfica coeficiente de carga frente a gasto de aire (60000rpm).

En relación al coeficiente de flujo del motor, ϕ , en coherencia con su definición, aumenta con el aumento del gasto de aire siempre que el régimen de giro se mantenga constante. Su valor en el rango operativo está en torno a 0.2 y 0.35. En la Figura 41, Figura 42 y Figura 43 se ve cómo éste parámetro sí tiene una relación con el régimen de giro: cuando el régimen de giro es menor, el coeficiente de flujo toma valores mayores porque se produce una reducción de la velocidad periférica (denominador del coeficiente de flujo) y viceversa, para un gasto dado.

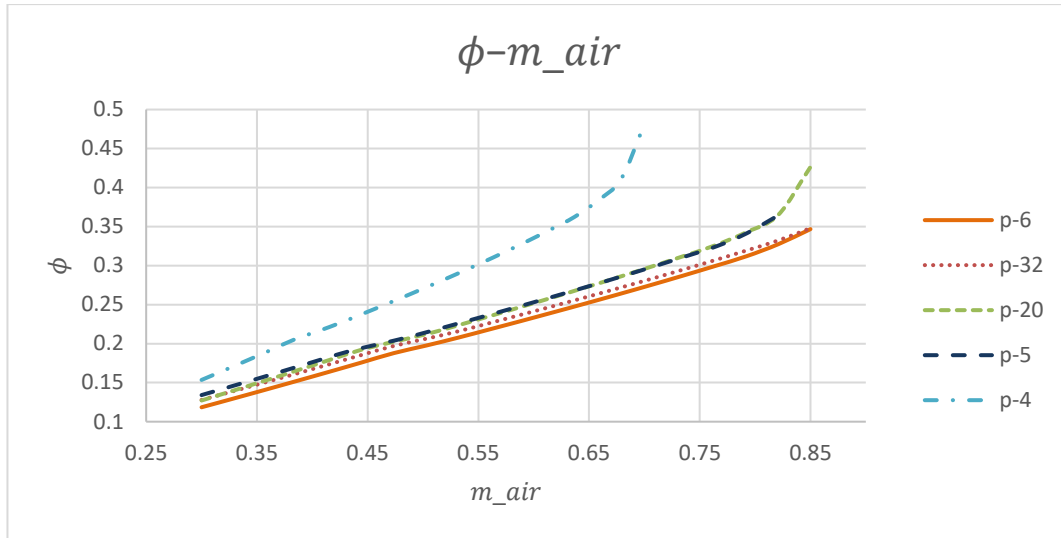


Figura 41: Gráfica coeficiente de flujo frente a gasto de aire.

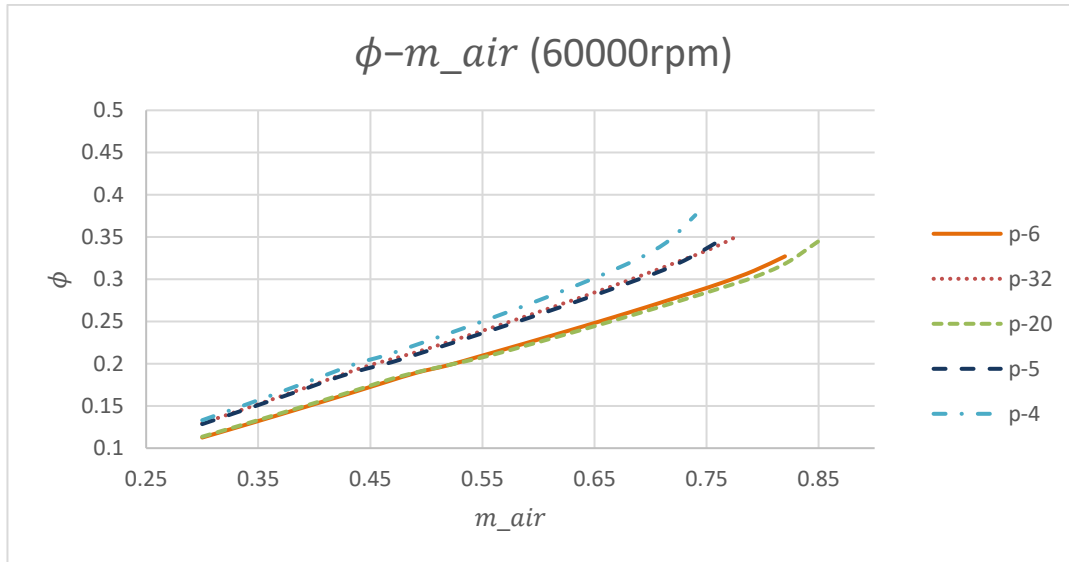


Figura 42: Gráfica coeficiente de flujo frente a gasto de aire (60000rpm).

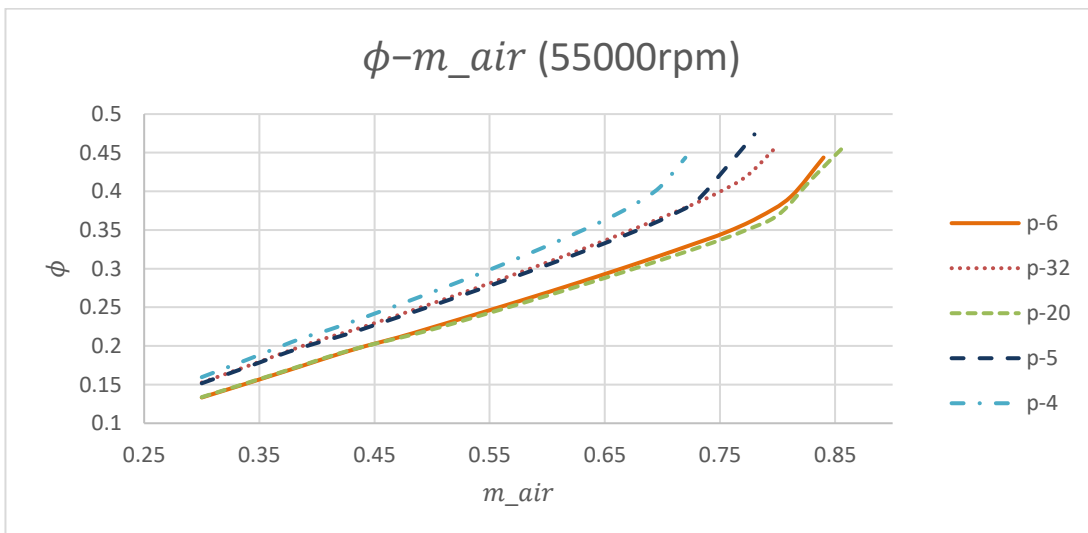


Figura 43: Gráfica coeficiente de flujo frente a gasto de aire (55000rpm).

Como ya se ha comentado, los valores típicos del coeficiente de carga están en torno a 0.87. Si se aumenta ligeramente este valor, el rendimiento del motor se ve muy afectado, llegando a valores por debajo del 70% de rendimiento. Ésto se muestra en la Figura 45.

Siguiendo con el análisis de las posibles soluciones, dos de los factores más determinantes a la hora de definir la geometría del compresor son el coeficiente de carga y el coeficiente de flujo. En la Figura 44 se observa cómo coeficientes de flujo elevados, ϕ , implican menores secciones de paso (mayor velocidad meridional) para un gasto dado y, en ocasiones, mayor esbeltez del rotor.

Por otro lado, cuando aumenta el coeficiente de carga, ψ , la altura del álabe aumenta. Éstos son típicos parámetros de diseño que pueden modificarse en función de las limitaciones que tenga la solución que se desea obtener.

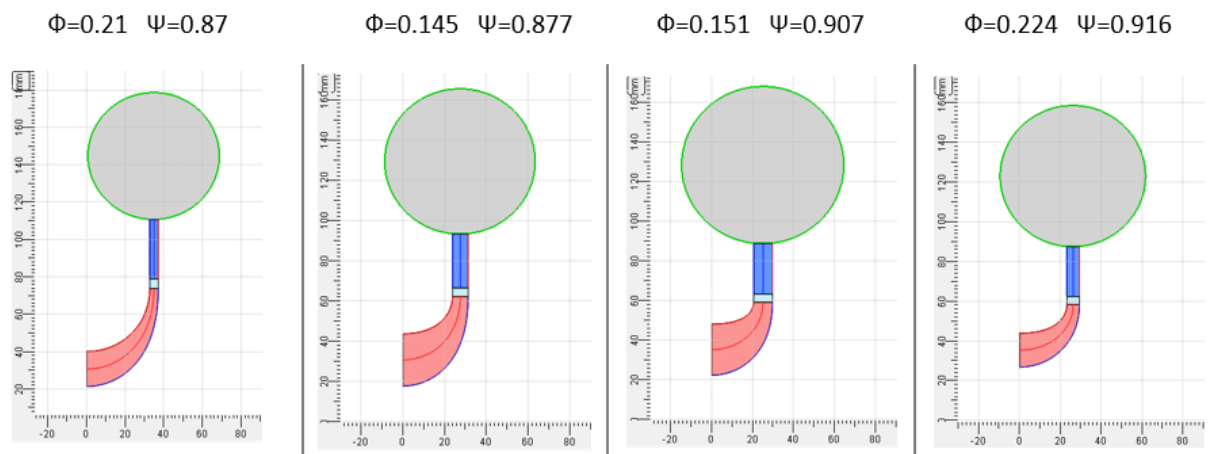


Figura 44: Geometría en función de ϕ y ψ .

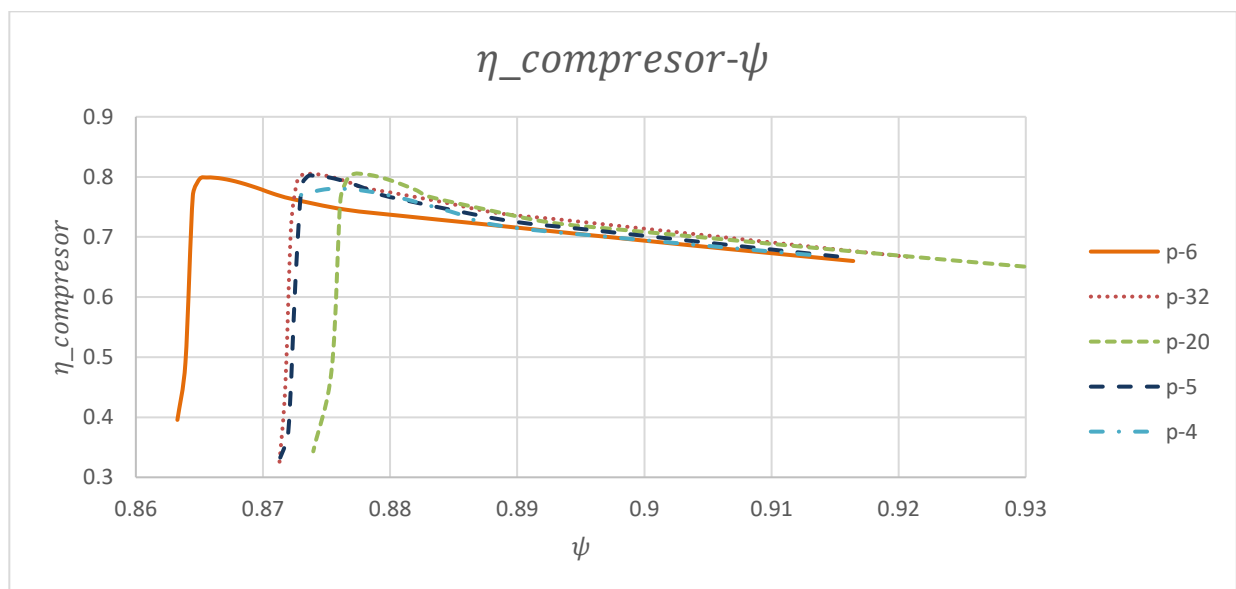


Figura 45: Gráfica rendimiento del compresor frente a coeficiente de carga.

La Figura 46 y la Figura 47 muestran la sensibilidad de la relación de compresión y el rendimiento del compresor cuando varía la potencia consumida por el mismo, lo que se asocia a la variación de gasto másico principalmente y, también, a la de la relación de compresión asociada. Se puede ver que hay variaciones de relación de compresión apreciables de aproximadamente 0,5 puntos mientras

que el rendimiento llega a perder hasta 10 puntos porcentuales cuando las oscilaciones de gasto/potencia son muy notables.

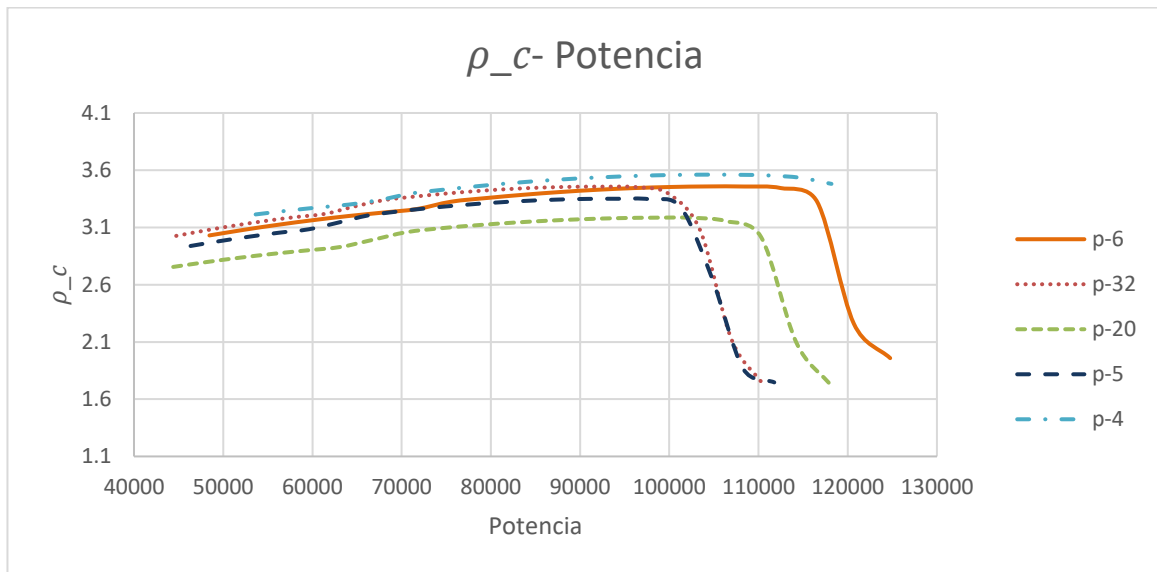


Figura 46: Gráfica relación de compresión frente a potencia del compresor (W).

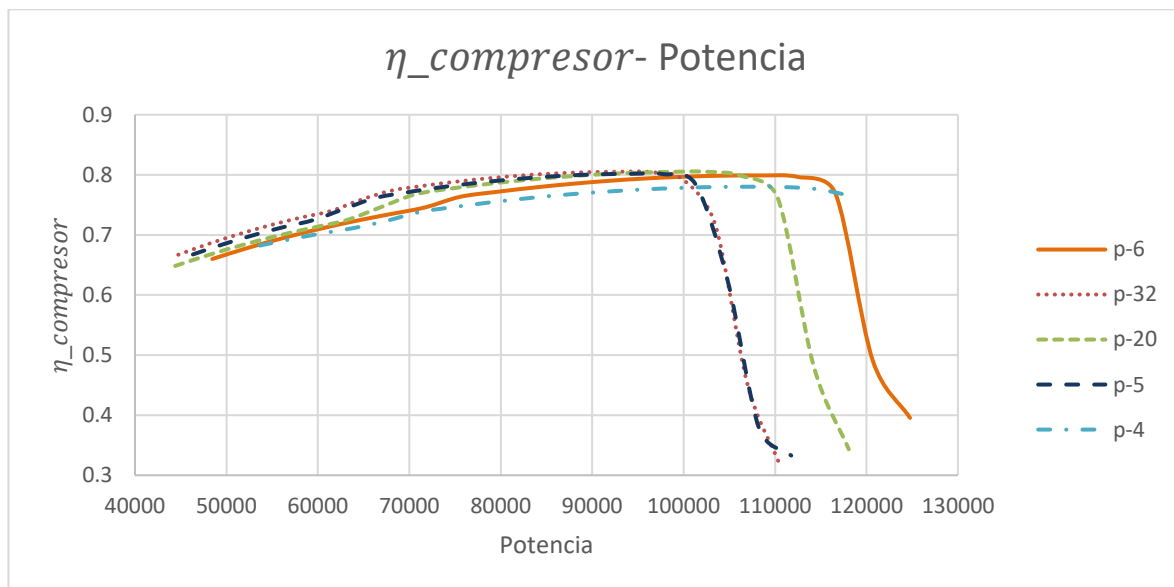


Figura 47: Gráfica rendimiento frente a potencia del compresor (W).

4.4.2.2 Caso 2: Sin álabes en el difusor (Vaneless) y voluta

Una vez analizadas las prestaciones generales que ofrece el compresor con álabes en el difusor y voluta, se van a analizar las que ofrece el compresor sin álabes en el difusor (vaneless) y con voluta. Observando la curva de rendimiento frente al gasto en la Figura 48 se puede ver que el rendimiento alcanzado por estos compresores es, por lo general, menor que el rendimiento alcanzado en los compresores con álabes en el difusor. Además, mientras que en el caso anterior las curvas eran bastante planas, en este caso, el rango de gastos en el que se alcanzan rendimientos próximos al máximo es menor.

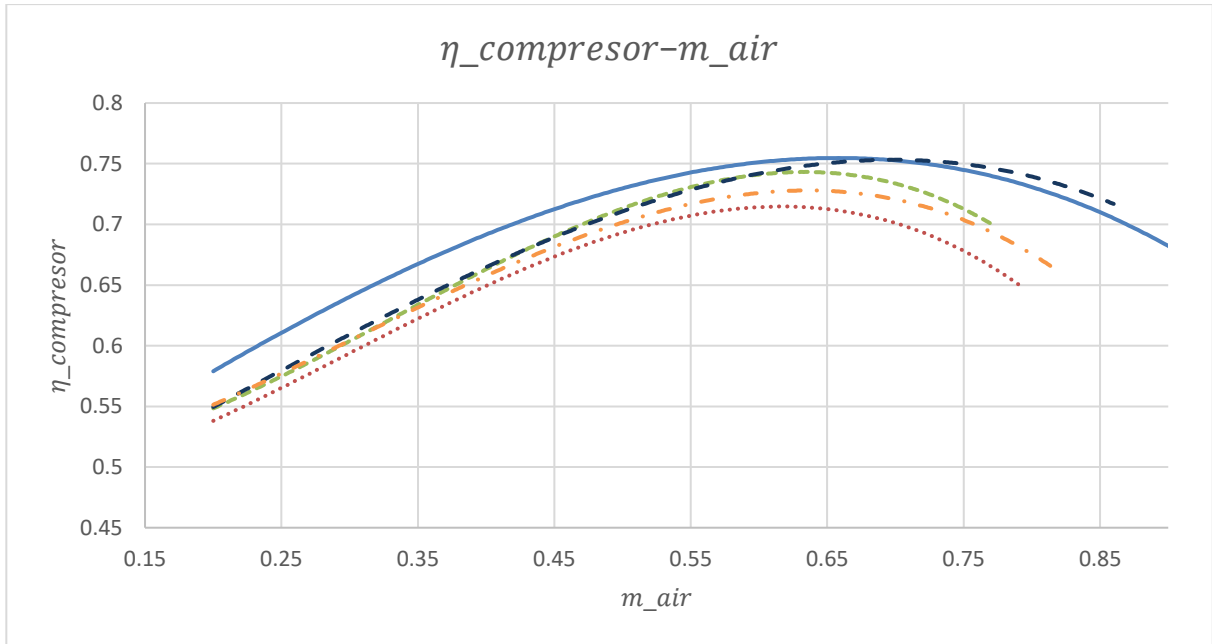


Figura 48: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (vanless).

Analizando la relación de compresión frente al gasto en la Figura 49 se observa que tiene una tendencia similar a la del rendimiento, esto es, se alcanzan relaciones de compresión algo menores y en un rango de gastos mucho más reducido. Con esto se deduce que el rango de caudales de operación en los compresores sin álabes en el difusor está más limitado, al menos en lo que a condiciones de operación que permitan alcanzar rendimientos muy elevados se refiere, por lo que su uso estará destinado para utilidades en las que el compresor trabaje bien con un gasto próximo al nominal, bien con una necesidad de rango muy amplio.

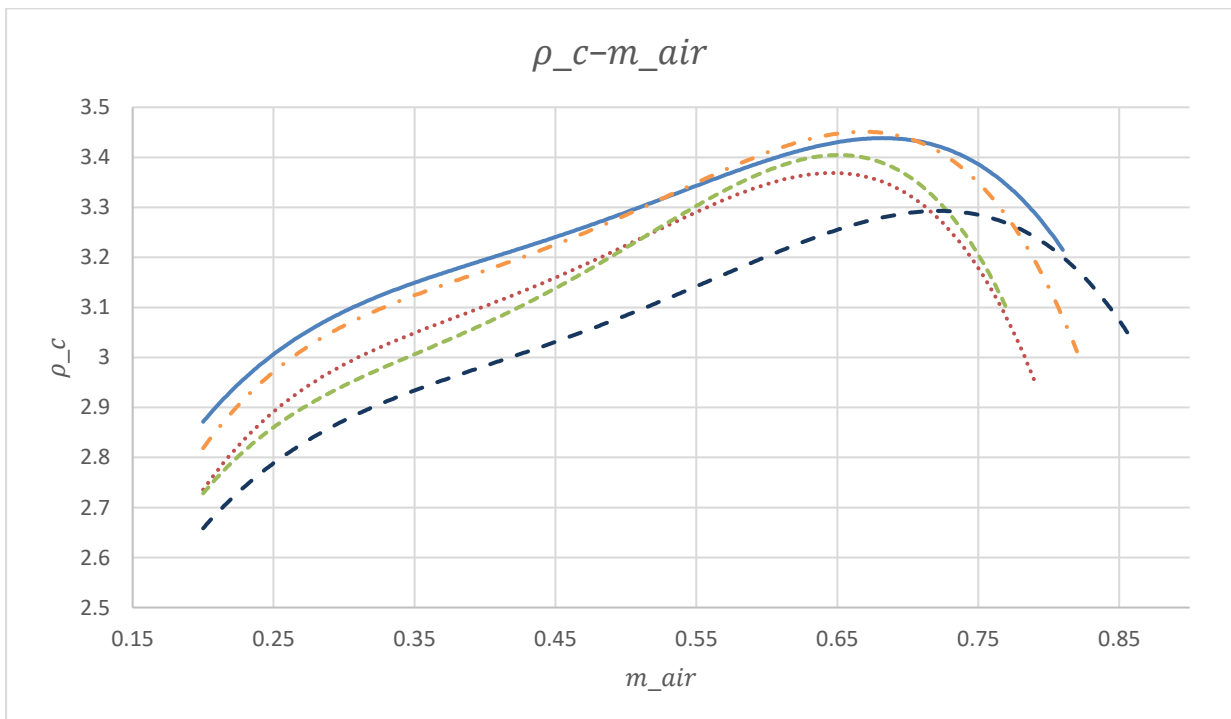


Figura 49: Gráfica relación de compresión frente a gasto másico (vanless).

En la Figura 50 se ha representado el coeficiente de carga frente al gasto másico de aire. En este parámetro no se aprecia diferencia frente al caso del compresor con álabes en el difusor. Si se observa el coeficiente de flujo frente al gasto en la Figura 51, se deduce lo mismo, pues el rango de valores de los coeficientes es muy similar en ambos casos. La conclusión obtenida de estas gráficas es que diseñar un turbocompresor con o sin álabes en el difusor no afecta al coeficiente de flujo ni de carga y, en consecuencia, al tamaño de la máquina. Esto es, naturalmente, congruente con la definición de estos parámetros proporcionada anteriormente.

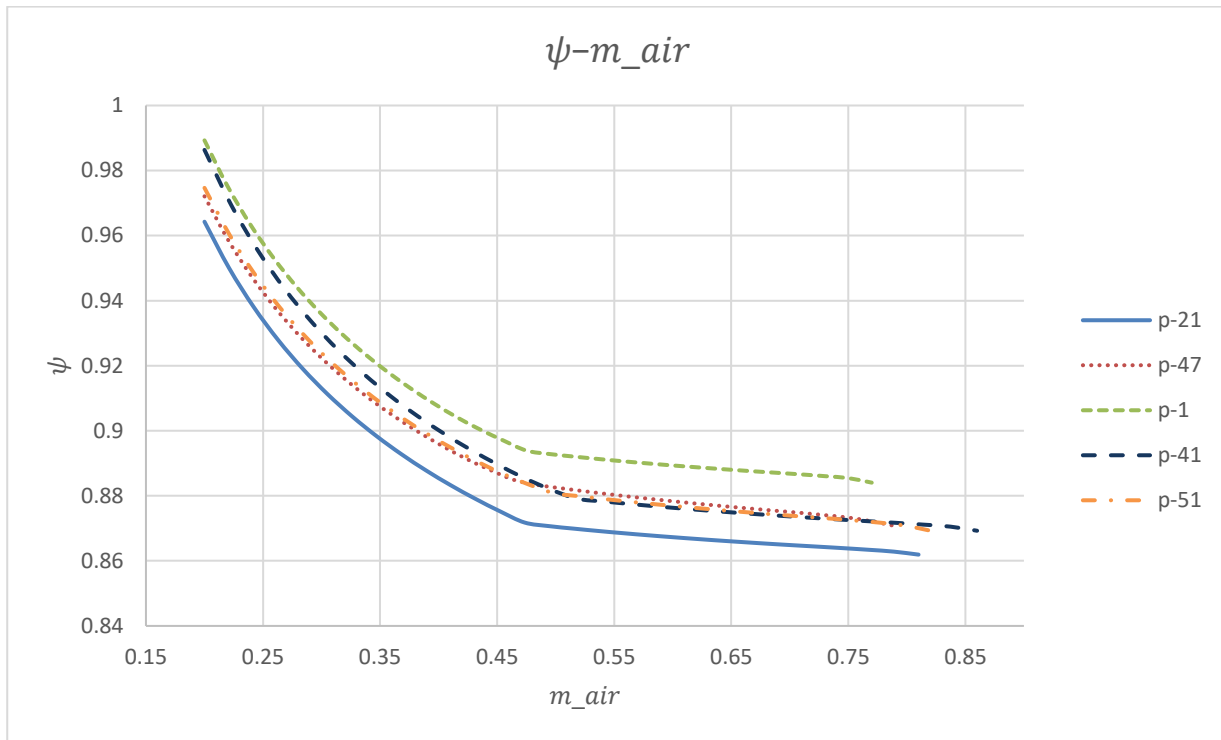


Figura 50: Gráfica coeficiente de carga frente a gasto de aire (vanless).

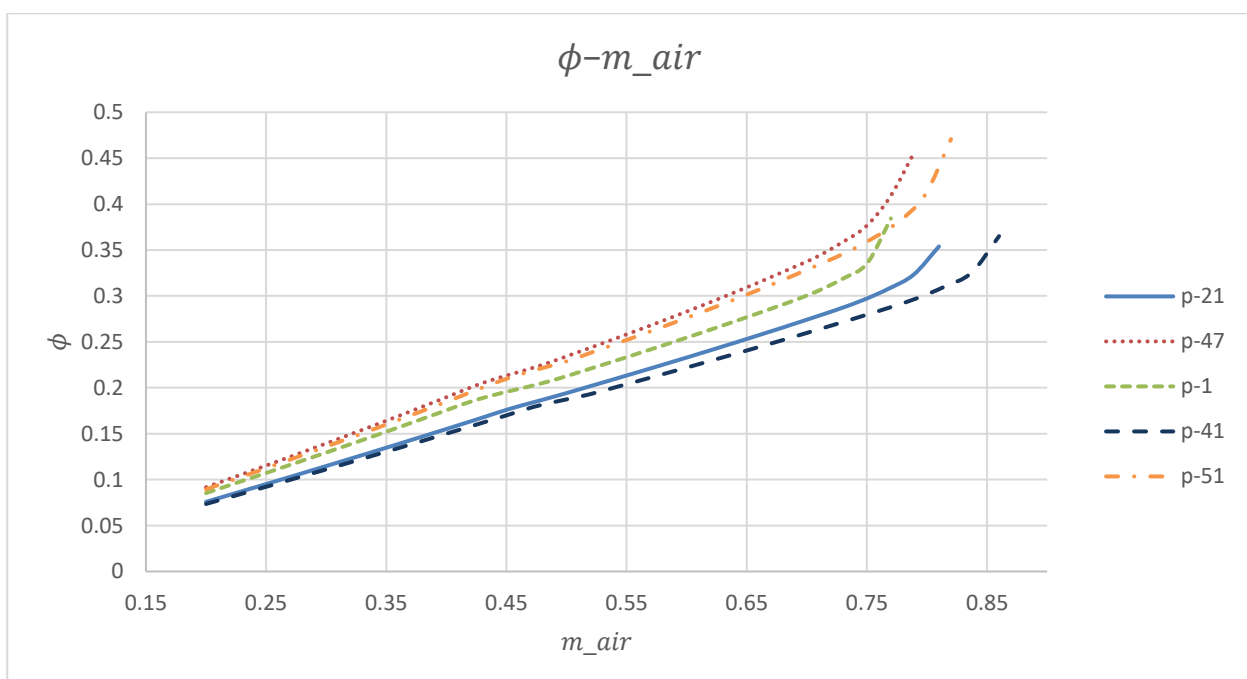


Figura 51: Gráfica coeficiente de flujo frente a gasto de aire (vanless).

La Figura 52 muestra la relación entre los coeficientes de carga y flujo del compresor. A velocidad constante, el incremento de la presión de descarga supone un incremento del coeficiente de carga (aumenta el trabajo específico) y, a la vez, una disminución del gasto másico que se traduce en una reducción del coeficiente de flujo. Este comportamiento es equivalente al mostrado anteriormente, aunque es interesante mostrarlo de nuevo para observar que, si bien existe una relación entre ambos coeficientes, esta no es lineal.

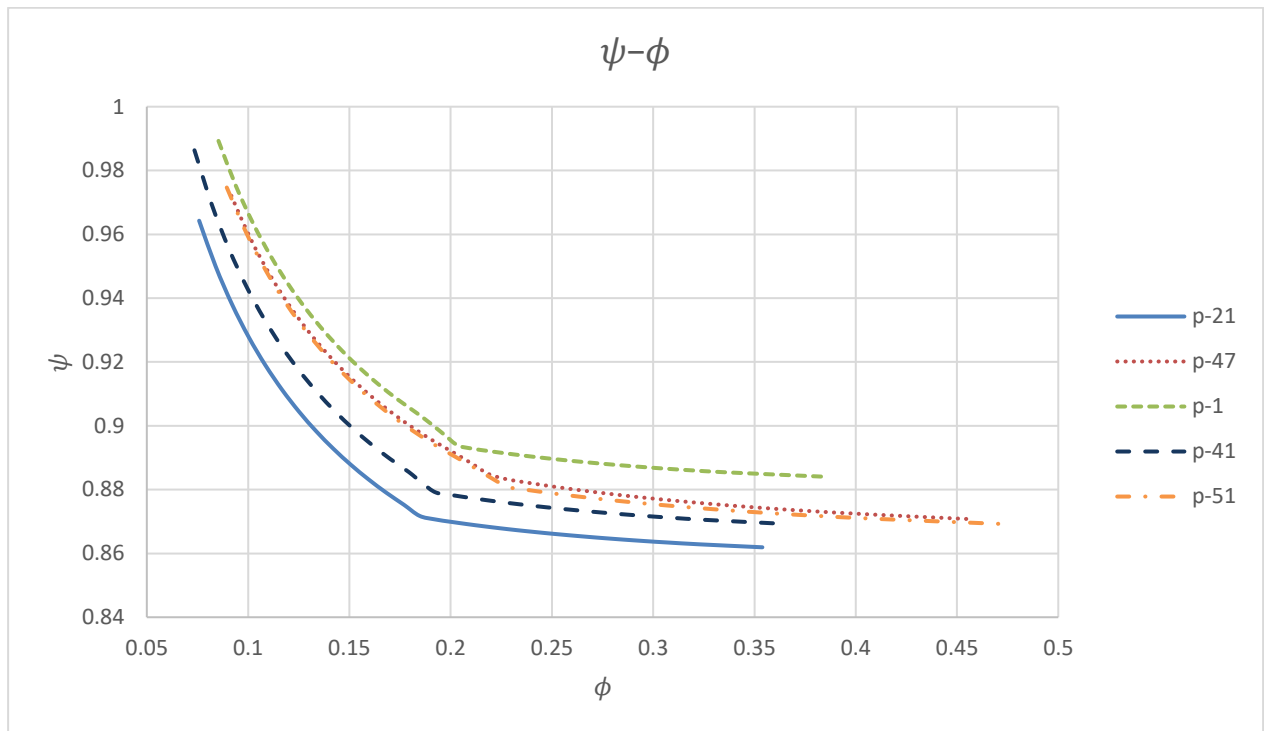


Figura 52: Gráfica coeficiente de carga frente a coeficiente de flujo (vanless).

Lo último que se va a analizar en el caso del compresor sin álabes en el difusor es la potencia consumida por el compresor. En este caso, aparte de alcanzar relaciones de compresión menores, lo que disminuye el salto entálpico disponible en la turbina, la potencia consumida es mayor porque es necesario hacer circular un gasto másico mayor por el motor para producir la potencia deseada. Esto, sumado a que de media los rendimientos son menores, lleva a la conclusión de que no resulta interesante considerar un diseño en el que no se incluyan álabes en el difusor del compresor.

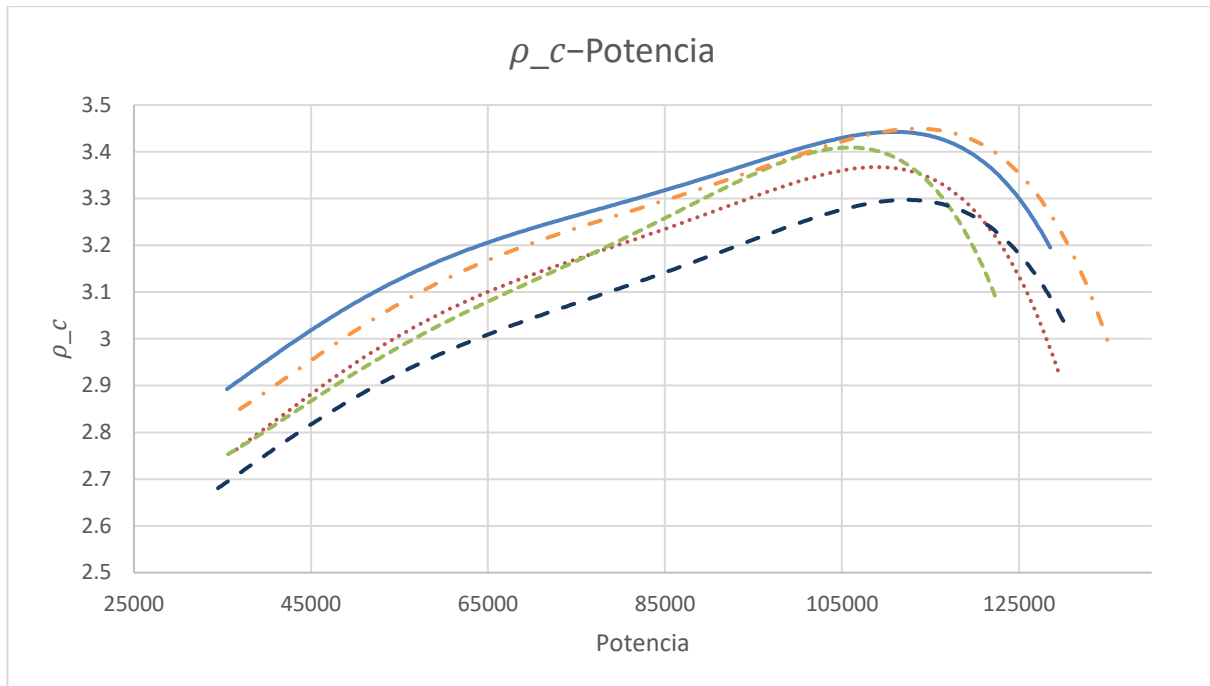


Figura 53 Gráfica relación de compresión frente a potencia del compresor (W) (vanless).

4.4.2.3 Caso 3: Cómo afecta la relación de compresión al rendimiento.

Una vez finalizado el estudio de las prestaciones del turbocompresor centrífugo en función de sus parámetros, las siguientes gráficas (Figura 54, Figura 55, Figura 56 y Figura 57) representan el rendimiento del compresor frente al gasto de aire. Para ello, se han seleccionado puntos con una relación de compresión similar y diferentes gastos de diseño, entre 0.72 y 1 kg/s, del mapa de prediseño del caso 1. Se observa que los compresores con mayor gasto de diseño tienen una curva más plana de rendimiento, es decir, proporcionan buenas prestaciones utilizando gastos menores al de diseño. El motivo de optimizar el diseño del compresor y conseguir un buen rendimiento con el gasto mínimo posible es económico. A mayor gasto másico de aire de diseño, mayor sección de paso, mayor cantidad de material requerirá el compresor y, por lo tanto, mayor será su coste de adquisición.

En cuanto al rendimiento alcanzado en función de la relación de compresión, se comprueba que se pueden alcanzar buenos rendimientos tanto con relaciones de compresión de 3.1 como de 3.5. Por lo tanto, lo que más afecta al rendimiento en el desplazamiento de las condiciones de operación respecto de las nominales es el gasto másico de aire de diseño. Cuando se consideran gastos de diseño demasiado bajos, las secciones de paso son tan pequeñas que prácticamente todo el flujo es capa límite y las pérdidas aumentan notablemente ante cualquier incremento de gasto másico.

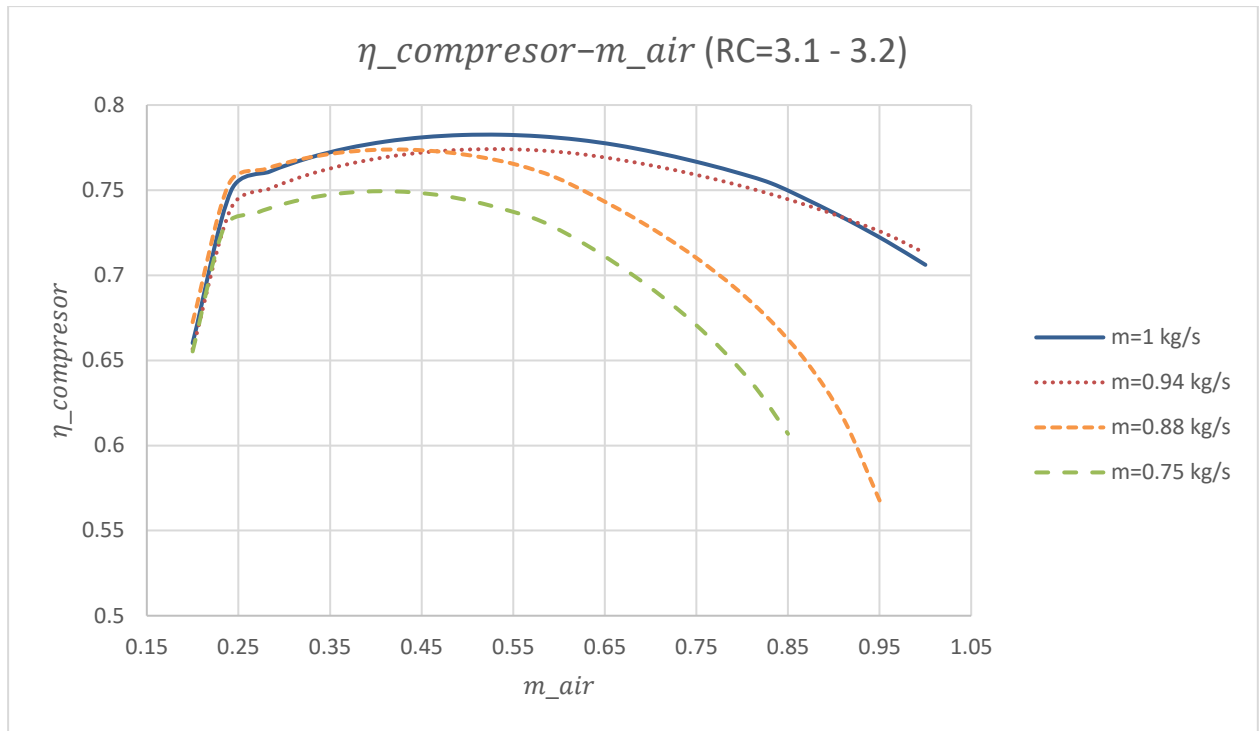


Figura 54: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (RC=3.1-3.2).

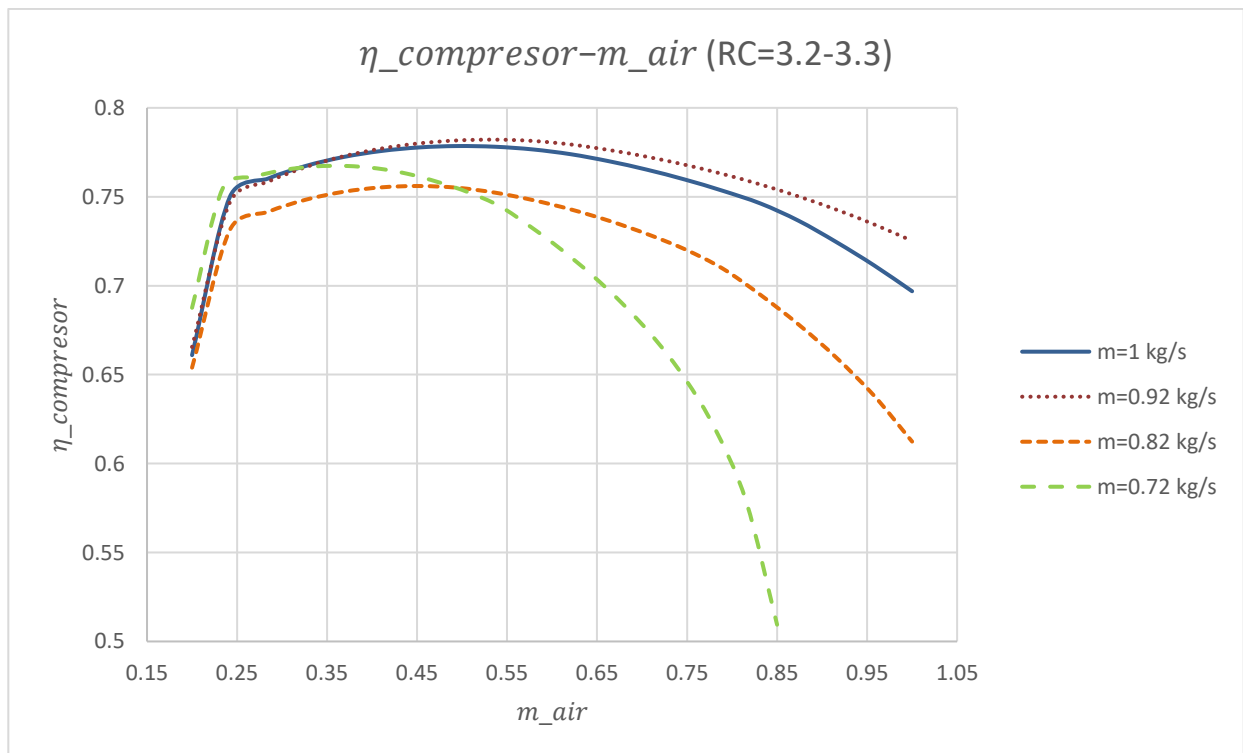


Figura 55: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (RC=3.2-3.3).

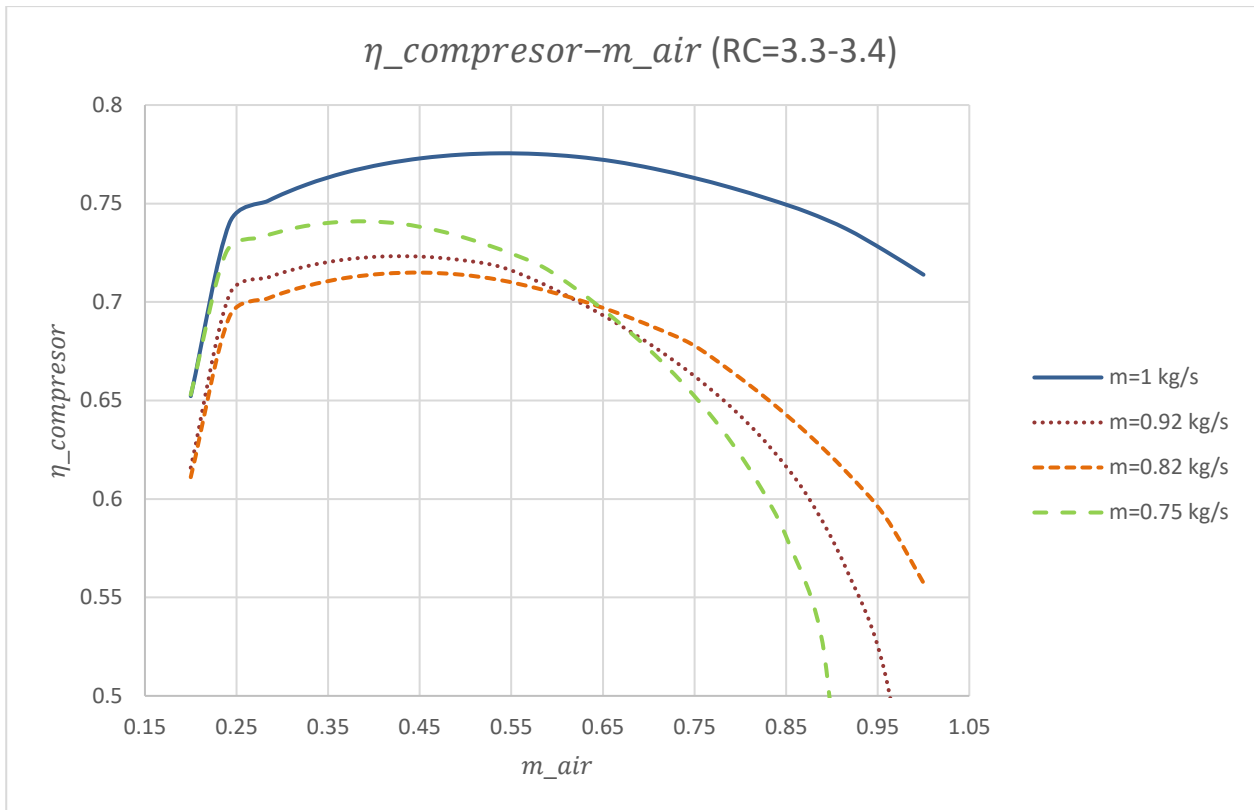


Figura 56: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (RC=3.3-3.4).

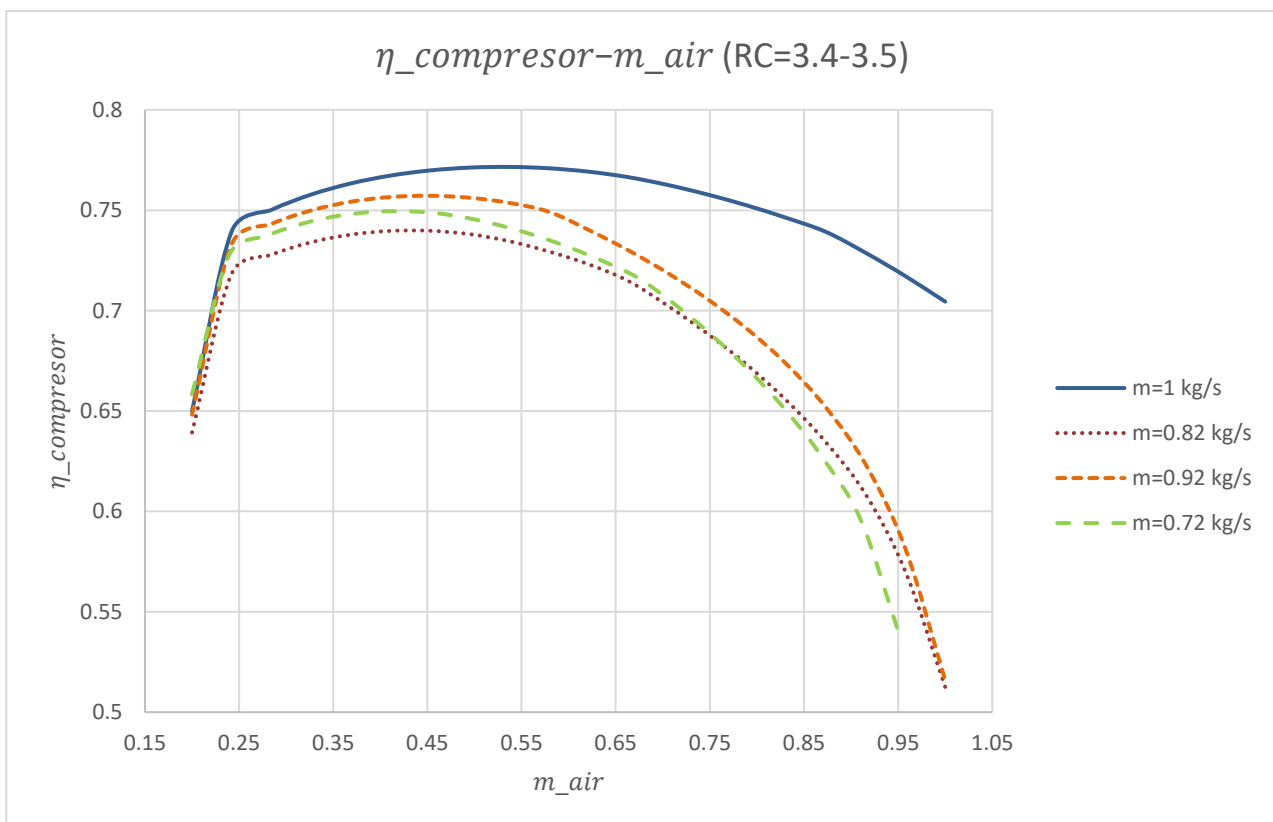


Figura 57: Gráfica rendimiento del compresor frente a gasto de aire (RC=3.4-3.5).

4.4.3 Solución seleccionada

Una vez analizados grosso modo las relaciones que guardan entre sí los diferentes parámetros, se deduce que el diseño con mejores características es el que corresponde al diseño p-20 del caso 1; es decir, el diseño con álabes en el difusor y voluta. A pesar de tener una relación de compresión más baja que el resto, su coeficiente de carga es el más alto, por lo tanto, desarrolla más trabajo por unidad de masa para una cierta velocidad periférica. Su rango de actuación con un buen rendimiento es muy amplio y este hecho es muy favorable en caso de querer modificar la potencia del motor. El parámetro del coeficiente de flujo es muy importante a la hora de escoger un diseño ya que éste está ligado al tamaño de la máquina y, en consecuencia, a su coste. Cuando aumenta el coeficiente de flujo para un gasto dado, el tamaño de la máquina disminuye. No obstante, en los diseños comparados, el coeficiente de flujo apenas varía por lo que no ha sido un factor determinante a la hora de escoger un diseño u otro.

Las características generales de este diseño se representan en la Tabla 12. Se observa que tanto el gasto como la potencia son menores que las obtenidas en la resolución del ciclo. Hay que denotar que en el diseño de turbomáquinas, la potencia que produce la misma no suele ser un requerimiento estricto, ya que éste suele estar sujeto a variaciones en las condiciones de operación. Esto es, se escoge el mejor diseño cuyas características se ajusten mejor a las deseadas, bajo un buen rendimiento y el mínimo coste.

ρ_c	ϕ	ψ	$\eta_{total-total}$	$\eta_{politrópico}$	Potencia (W)	$m_{air}(kg/s)$
3.14	0.150	0.878	0.804	0.850	-100410.1	0.72

Tabla 12: Características generales del diseño p-20.

En la Tabla 13 se representan los valores del triángulo de velocidades a la entrada y a la salida del rotor. En la Figura 58 se observa que el programa, AxSTREAM, hace el cálculo en tres secciones diferentes: línea media y ambos extremos del álabe (raíz y cabeza), tanto a la entrada como a la salida del rotor. Se comprueba que los valores recogidos en la tabla (correspondientes a la sección media) son muy similares a los obtenidos mediante la aproximación unidimensional en el apartado anterior, cumpliendo con los valores típicos y los ratios utilizados que han sido obtenidos de recomendaciones de base empírica.

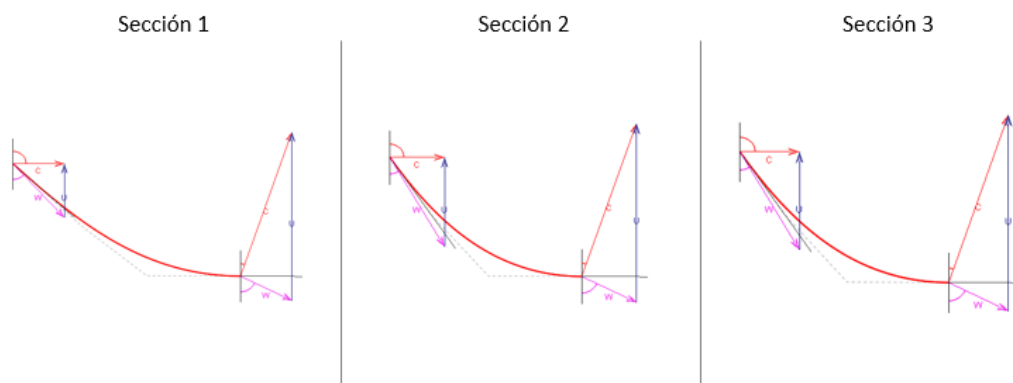


Figura 58: Triángulo de velocidades a la entrada y salida del rotor en la sección 2.

$u_1(m/s)$	199.7		$u_2(m/s)$	398.65
$w_1(m/s)$	233.73		$w_2(m/s)$	134.56
$c_1(m/s)$	121.59		$c_2(m/s)$	362.04

Tabla 13: Triángulo de velocidades a la entrada y salida del rotor en la sección 2.

En cuanto a valores geométricos, en la Figura 59 se muestra la geometría de la solución escogida, el modelo p-20. Los valores en cada punto se muestran en la Tabla 14. La zona llamada ‘hub’ corresponde a la línea que sigue el extremo interno del álabe a través del rotor (raíz), mientras que ‘tip’ se refiere a la línea que sigue el perfil externo del álabe (cabeza). De nuevo, el rango de valores obtenidos coincide con el obtenido en el prediseño mediante la aproximación unidimensional. Esto refleja la estrecha relación que guarda el programa con el modelo de diseño que se ha estado utilizando, pero con la ventaja añadida de su rapidez, amplia casuística y la posibilidad de hacer análisis tridimensionales del flujo de forma rápida y fiable.

	<i>mín.</i>	<i>máx.</i>
Altura del álabe (m)	0.00735	0.02437
Diámetro de raíz(m)	0.04309	0.20169
Diámetro de cabeza(m)	0.09183	0.20169
Diámetro del rotor (m)	0.04309	0.13464
Mach máximo		0.886
Longitud axial (m)		0.02998

Tabla 14: Geometría del diseño p-20.

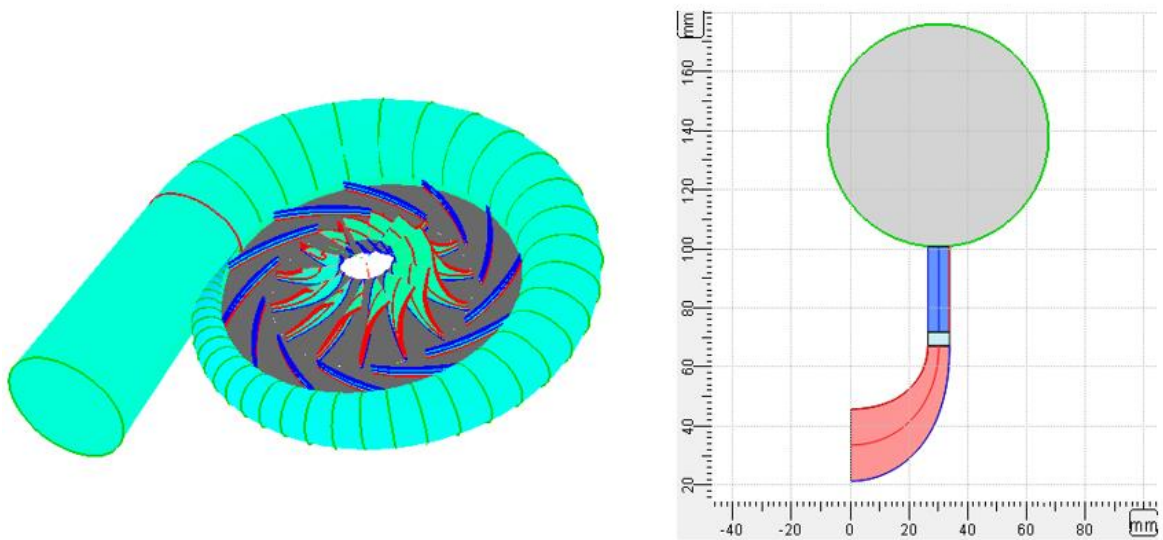


Figura 59: Geometría del diseño p-20.

Como ya se ha comentado, el programa también ofrece características termodinámicas del fluido a su paso por el compresor. En la Figura 60 se puede observar cómo a la entrada del rotor la velocidad es puramente axial y a la salida del mismo, ésta es prácticamente radial. Además, la evolución de la presión es muy homogénea a lo largo del compresor, hecho que coincide con tener un grado de reacción de 0.56. Además, a modo de estudio de posibles bloqueos del compresor, se puede ver que la zona más crítica es la salida del rotor, ya que es donde se alcanzan las velocidades mayores.

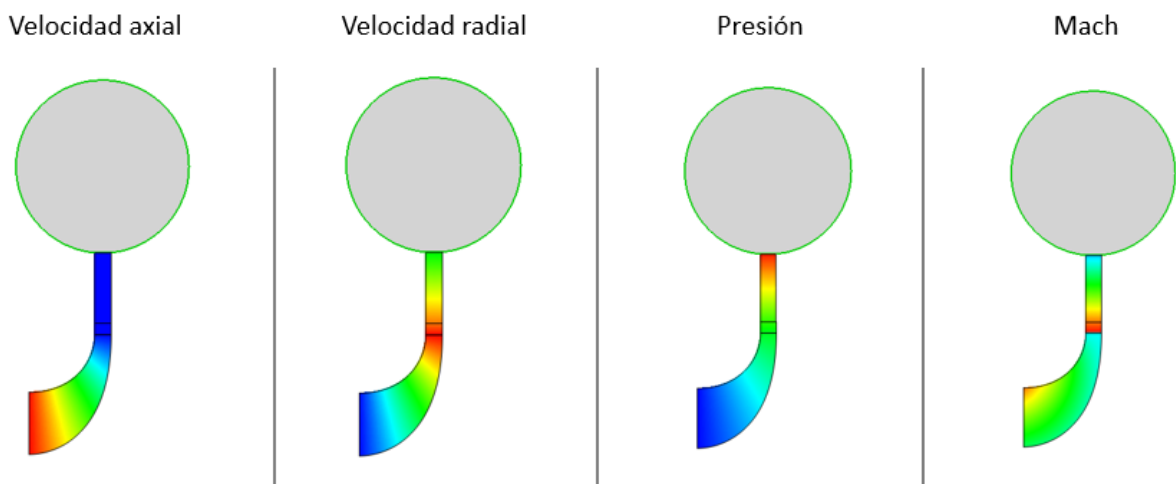


Figura 60: Evolución de la velocidad, la presión y el número de Mach del fluido del diseño p-20.

En la Figura 61 se representa el diagrama h-s del compresor, en ella se puede observar la evolución del fluido en cada elemento del compresor. La línea roja representa la evolución del fluido en el rodete, le sigue una pequeña zona de homogeneización del flujo (la línea negra) antes de entrar en el difusor, representado en azul y, por último, en verde se muestra la evolución del fluido en la voluta.

Se observa que el diagrama obtenido en el diseño mediante AxSTREAM no es una fiel réplica del diagrama h-s teórico estudiado en el diseño mediante la aproximación unidimensional. Las diferencias se deben a que este diagrama incluye algunas características del diseño obviadas en el diagrama teórico simplificado.

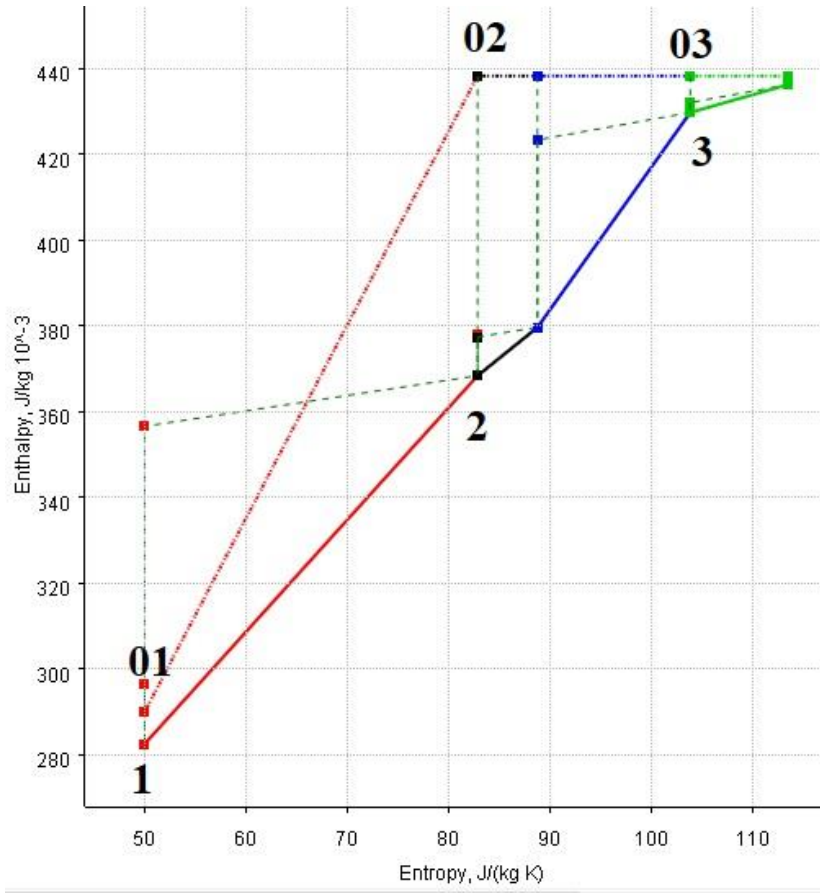


Figura 61: Diagrama h-s de la solución p-20.

Resuelto el prediseño del compresor, se puede analizar la compresión que aportan los esfuerzos centrífugos para analizar la ventaja o no que supone utilizar turbomáquinas radiales. A partir del triángulo de velocidades, se puede determinar la energía aportada por los esfuerzos centrífugos mediante la diferencia de las velocidades periféricas a la entrada y a la salida del rotor al cuadrado, es decir, el segundo término de la ecuación.

$$h_2 - h_1 = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (4.27)$$

Se obtiene que el 76% de la energía aportada al fluido en el rotor es debida a las fuerzas centrífugas. Ésto explica la gran diferencia de relación de compresión por escalonamiento que hay entre turbocompresores radiales y axiales. Mientras que los radiales pueden llegar a relaciones de compresión por escalonamiento de 5:1, la media de los axiales está alrededor 1.5:1.

Finalmente, con los datos del diseño del compresor y el gasto de aire, se calcula de nuevo las prestaciones del ciclo del motor. El objetivo de diseño era conseguir un motor de entre 75 y 100 kW de potencia. Este compresor tiene la ventaja de que tiene un rendimiento alto para un rango amplio de gastos, por lo que va a tener buenas prestaciones desde su gasto nominal, 0.72 kg/s, con el que consigue una potencia efectiva del motor de 73300W, hasta con un gasto de 0.82 kg/s, con el que el motor tiene una potencia efectiva de 84500W, llegando a trabajar con un 33% de rendimiento térmico.

5 CONCLUSIONES Y LÍNEAS DE TRABAJO FUTURAS

El objetivo de éste trabajo ha sido ofrecer una visión general sobre las fases que hay en el diseño de un motor, desde definir las prestaciones que se requieren, hasta prediseñar de forma más o menos detallada uno de los componentes principales, pasando por la elección del tipo de tecnología que más se ajusta a las condiciones establecidas. Con el diseño del ciclo se han obtenido las condiciones de contorno de las turbomáquinas, y con la aproximación unidimensional en el diseño del turbocompresor centrífugo se han conseguido valores orientativos sobre el resultado buscado. Una vez obtenidas diferentes soluciones en AxSTREAM, se ha podido analizar la relación que guardan unos parámetros con otros en el turbocompresor, hasta elegir el modelo más adecuado.

El prediseño/diseño de las turbomáquinas es un proceso abierto e iterativo, sujeto siempre a cambios y mejoras. Además, con la herramienta utilizada, se han determinado de forma rápida una multitud de posibles soluciones. Con todas estas soluciones, se ha comprobado que los parámetros de diseño estandarizados en la aproximación unidimensional y obtenidos hace más de 30 años, no se alejan mucho de los valores obtenidos mediante esta potente herramienta. Con ésto se deduce que la metodología aplicada para la resolución del problema ha sido acertada, ya que los valores de los que se ha partido han ayudado a obtener resultados aceptables desde un primer momento. Éstos resultados se han ido puliendo con mayor o menor fortuna hasta conseguir las soluciones mostradas, con rendimientos del orden del 80%.

Como ya se ha comentado, AxSTREAM ofrece un sin fin de herramientas. Haciendo uso de las mismas, se plantean las siguientes líneas de desarrollo de lo tratado en este proyecto.

Se podría hacer un estudio detallado sobre las prestaciones que ofrece el compresor seleccionado en condiciones fuera de diseño y ver qué tipo de modificaciones mejoran y empeoran las prestaciones. Por modificaciones se puede entender la utilización de álabes guía, la variación del ángulo de incidencia del flujo, del ángulo de salida del álabe o el régimen de giro, entre otros muchos posibles parámetros.

Utilizando las herramientas de dinámica de fluidos computacional de AxSTREAM (AxCFD), se puede analizar más detalladamente la evolución del flujo a través de la máquina, estudiando más a fondo los modelos de pérdidas, la forma de los álabes, la curvatura de álabe óptima. Se podría verificar si las relaciones geométricas coinciden con las soluciones óptimas obtenidas a partir del cálculo tridimensional del flujo.

Cambiando de rama ingenieril, se podría ampliar éste trabajo haciendo un estudio mecánico relacionado con los posibles materiales de construcción, la compatibilidad entre ellos, o las prestaciones que ofrecen. Sabiendo los materiales de construcción y el tamaño de la máquina, se podría hacer un análisis de coste y comprobar realmente la viabilidad del proyecto. Siguiendo con el estudio mecánico, al tratarse de turbomáquinas, podría hacerse un estudio sobre el equilibrado del motor.

Por último, se propone continuar con el diseño del motor y hacer un análisis de la turbina acoplada a éste compresor, desde un prediseño con la aproximación unidimensional hasta un análisis de prestaciones en AxSTREAM. Una vez obtenido el diseño completo del motor, se puede estudiar la variación del ciclo ideal supuesto en un principio respecto al real obtenido.

REFERENCIAS

- [1] F. M. González-Longatt, «Fuentes de Energía Distribuida Tecnologías Disponibles,» p. 12, 2018.
- [2] [En línea]. Available: http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Brayton. [Último acceso: 2018].
- [3] D. d. F. A. III, «Wiki,» 2014. [En línea]. Available: [http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Brayton_\(GIE\)](http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Brayton_(GIE)). [Último acceso: 2018].
- [4] «maryfertermo,» [En línea]. Available: <http://maryfertermo1.blogspot.com/2016/07/semana-10-ciclo-brayton-regenerativo.html>.
- [5] «Pelandintecno,» [En línea]. Available: <http://pelandintecno.blogspot.com/2012/11/centrales-de-ciclo-combinado.html>. [Último acceso: Mayo 2018].
- [6] T. S. K. Joon Hee Lee, «Analysis of Design and Part Load Performance of Micro Gas Turbine/Organic Rankine Cycle Combined Systems,» *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2006.
- [7] C. Soares, *Microturbines: applications for distributed energy systems*, Elsevier-BH, 2007.
- [8] P. Meherwan P. Boyce, *Gas turbine Engineering Handbook 2nd edition*, Gulf Professional Publishing, 2002.
- [9] M. G. Bylund, *Dairy processing handbook*, Lund Tetra Pak Processing Systems AB, 1995.
- [10] C. Soares, *Gas turbines: a handbook of air, land and sea applications*, Butterworth-Heinemann, 2008.
- [11] «Turbinas del Caribe,» [En línea]. Available: http://www.turbinasdelcaribe.com/oil&gas_sp.htm. [Último acceso: 2018].
- [12] P. F. Díez, «pfernandezdiez,» [En línea]. Available: <http://es.pfernandezdiez.es/>. [Último acceso: Mayo 2018].
- [13] T. Sánchez Lencero, A. Muñoz Blanco y F. J. Jiménez-Espadafor Aguilar, *Turbomáquinas térmicas, Síntesis*.
- [14] J. Molina, *Temario de la asignatura Tecnología Energética*, 2018.
- [15] Universidad Nacional Experimental del Táchira, «UNET,» 2005. [En línea]. Available: http://www.unet.edu.ve/~fenomeno/F_DE_T-164.htm. [Último acceso: 20 06 2018].
- [16] «Elbombero n°13,» [En línea]. Available: <https://elbomberonumero13.wordpress.com/2015/08/20/los-alabes-en-nuestras-bombas/>.

- [Último acceso: 2018].
- [17] «Area tecnología,» [En línea]. Available: <http://www.areatecnologia.com/mecanismos/turbinas-hidraulicas.html>. [Último acceso: 2018].
- [18] «Turbomáquinas térmicas,» [En línea]. Available: <http://turbomaquinastermicasct3412.blogspot.com/p/turbinas-radiales.html>. [Último acceso: 2018].
- [19] «Taringa!,» [En línea]. Available: <https://www.taringa.net/posts/ciencia-educacion/10564381/Compresores.html>.
- [20] «Rotas estratégicas,» [En línea]. Available: <https://rotametalmecanica.wordpress.com/2011/07/20/ge-desenvolveu-ferramentas-de-fabricacao-para-melhorar-as-turbinas-a-gas/>. [Último acceso: 2018].
- [21] J. Agüera Soriano, *Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas*, Córdoba: Ciencia 3, 1996.
- [22] [En línea]. Available: <http://manuelvdf.blogspot.com/>. [Último acceso: 2018].
- [23] *Apuntes de la asignatura Máquinas y motores térmicos de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería*, 2017.
- [24] N. M. Salas, *Turbomáquinas Térmicas CT-3412, Compresores centrífugos*.
- [25] «SoftInWay,» Junio 2018. [En línea]. Available: <http://www.softinway.com/en/software/>.
- [26] Autor, «Este es el ejemplo de una cita,» *Tesis Doctoral*, vol. 2, nº 13, 2012.
- [27] O. Autor, «Otra cita distinta,» *revista*, p. 12, 2001.
- [28] «Ingelibre,» [En línea]. Available: <https://ingelibreblog.wordpress.com/2014/09/08/teoria-elemental-de-las-turbomaquinas-triangulo-de-velocidades-y-ecuacion-de-euler/>. [Último acceso: 2018].

