

FACULTAT NÀUTICA DE BARCELONA



PROYECTO FINAL DE CARRERA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TURBINA DE GAS



Autor: Francesc Sales Tudurí

Titulació: Ingeniería Técnica Naval en Propulsión y Servicios Auxiliares del Buque.

Director: Germán De Melo Rodríguez

Curso: 2012-2013

Cuadrimestre: Otoño

AGRADECIMIENTOS

Deseo agradecer especialmente a Juan Martínez, que ha sido mi maestro de taller durante los dos meses de fabricación y pruebas de la máquina, todo el interés y atención que ha prestado al proyecto, y los conocimientos que durante este tiempo he adquirido, y que sin duda, no tienen precio.

Asimismo, también agradezco a Genar Escandell y a Pedro Borràs, la ayuda prestada y el interés y tiempo dedicados.

Por último y no menos importante, quiero agradecer el apoyo que ha prestado mi familia, y especialmente mi padre, Josep Sales, que ha hecho todo lo posible para que este proyecto saliera adelante.

Contenido

INTRODUCCIÓN	6
JUSTIFICACIÓN	6
ALCANCE.....	6
PROCESO DE DISEÑO DE LAS TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS	7
PROCESO DE DISEÑO TERMODINÁMICO Y AERODINÁMICO DE UNA TURBOMÁQUINA TÉRMICA.....	8
PROYECTO DE LAS TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS.....	10
TEORÍA DEL TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO	12
FLUJO A TRAVÉS DE UN TC CENTRÍFUGO.....	12
PARÁMETROS PRINCIPALES DE CARACTERIZACIÓN DE UNA TMT.....	14
TEORÍA DE LAS TURBINAS AXIALES	17
FUNCIONAMIENTO.....	17
DISEÑO DE LAS TURBOMÁQUINAS MOTORAS	18
TEORÍA UNIDIMENSIONAL APLICADA A MÁQUINAS AXIALES.	19
TEORIA DEL EQUILIBRIO RADIAL	20
FORMAS DE LAS TOBERAS Y TOBEROPALETAS	21
GENERADOR DE FORMAS 2D	21
DISEÑO DE UNA TURBINA DE GAS DE 5kW.....	23
DISEÑO TERMODINÁMICO.....	23
RENDIMIENTO	24
DIAGRAMA P-v	26
DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA.....	26
CÁLCULO DEL COMBUSTIBLE NECESARIO Y DEL EXCESO DE AIRE	27
DISEÑO DEL TC	29
TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES.....	30
NÚMERO ÓPTIMO DE ÁLABES	30
CÁLCULO DEL GRADO DE REACCIÓN.....	32
ESTADO TERMODINÁMICO DEL GAS.....	32
SECCIONES DE ENTRADA Y DE SALIDA.	33
DISEÑO DEL SISTEMA DIFUSOR CON ÁLABES GUÍAS	35
CÁLCULO DE LA TURBINA.....	37
DIÁMETRO MEDIO DE LA TURBINA.....	37
ESTADO TERMODINÁMICO DEL GAS.....	37

CALCULO DE LA SECCIÓN DE PASO DE LOS ÁLABES.....	38
FORMAS DE LAS TOBERAS.....	39
FORMAS DE LAS TOBEROPALETAS	42
ESTUDIO TRIDIMENSIONAL DE LOS ÁLABES	43
CONSTRUCCIÓN	45
COMPRESOR.....	48
MATERIALES	48
FABRICACIÓN	48
ESTRUCTURA INTERNA.....	55
MATERIALES	55
FABRICACIÓN	55
EJE.....	57
MATERIAL.....	57
FABRICACIÓN	57
TURBINA.....	59
MATERIALES	59
FABRICACIÓN	59
CARCASA DE LA TURBINA.....	63
MATERIALES	63
FABRICACIÓN	63
CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	64
MATERIALES	64
CONSTRUCCIÓN	64
ENSAMBLAJE Y PRUEBAS	68
BIBLIOGRAFÍA.....	72

LISTADO DE SÍMBOLOS

Símbolo	Significado
b	Altura de los álabes del compresor, distancia entre toberas
C	Velocidad absoluta
cp	Calor específico a presión constante
cv	Calor específico a volumen constante
d	Diámetro
\bar{e}_z	Factor de disminución de trabajo
h	Entalpía del gas, altura del álabe de la turbina
ht	Entalpía total
l	longitud desarrollada del álabe
n	Flujo másico
P	revoluciones por minuto
Q	Presión del gas
R	Calor aportado
S	Constante del gas, grado de reacción
T	Sección de paso
T _s	Temperatura del gas
T _t	Temperatura a.i del gas
t	Temperatura total o de estancamiento del gas
U	Paso del álabe
W	velocidad lineal del rotor
Y	Velocidad relativa
z	Salto adiabático isentrópico
α	número de álabes
β	Ángulo de C, exceso de aire
η_{iC}	Ángulo de W
η_{iT}	Rendimiento interno del compresor
η_{iMTG}	Rendimiento interno de la turbina
ρ	Rendimiento interno del motor turbina de gas
γ	Densidad
ec	Exponente isentrópico
ee	Relación de compresión
Δs	Relación de expansión
ψ	Incremento de entropía
	coeficiente de presión
	coeficiente de caudal

INTRODUCCIÓN

JUSTIFICACIÓN

Los programas CFD, son actualmente una herramienta imprescindible en el proyecto de toda TMT de calidad. Sin embargo, para introducir un modelo en estos programas, se hace imprescindible al diseñar una máquina nueva, realizar un proyecto termodinámico del ciclo y estudiar unas formas preliminares.

Todo proyectista de TMT, debe tener por lo tanto bien asentadas las bases de estas materias, que son en casos tales como TC de baja calidad y en las antiguas turbinas de vapor de álabes cilíndricos, el único método empleado para diseñarlas.

La construcción de la turbina, a pesar de estar construida en materiales obsoletos en la mayoría de las turbomáquinas actuales, proporciona una sólida base en conocimientos de tecnología mecánica, materia también fundamental en ingeniería

ALCANCE

El presente trabajo, comprende las fases de proyecto termodinámico, diseño preliminar y construcción de una turbina de gas de 5kW.

Durante la fase de proyecto termodinámico, se estiman los rendimientos y parámetros de mayor importancia para poder posteriormente estudiar la elección del ciclo óptimo real. Finalmente, teniendo en cuenta las limitaciones en materiales y presupuesto de esta turbina, se estudia el ciclo finalmente seleccionado.

Una vez obtenido el modelo termodinámico, se hace el diseño preliminar de formas, en la que se estudian los ángulos de entrada y salida de los álabes mediante la ecuación de Euler, y se corrigen mediante factores de corrección y tablas ampliamente utilizados en esta fase del diseño.

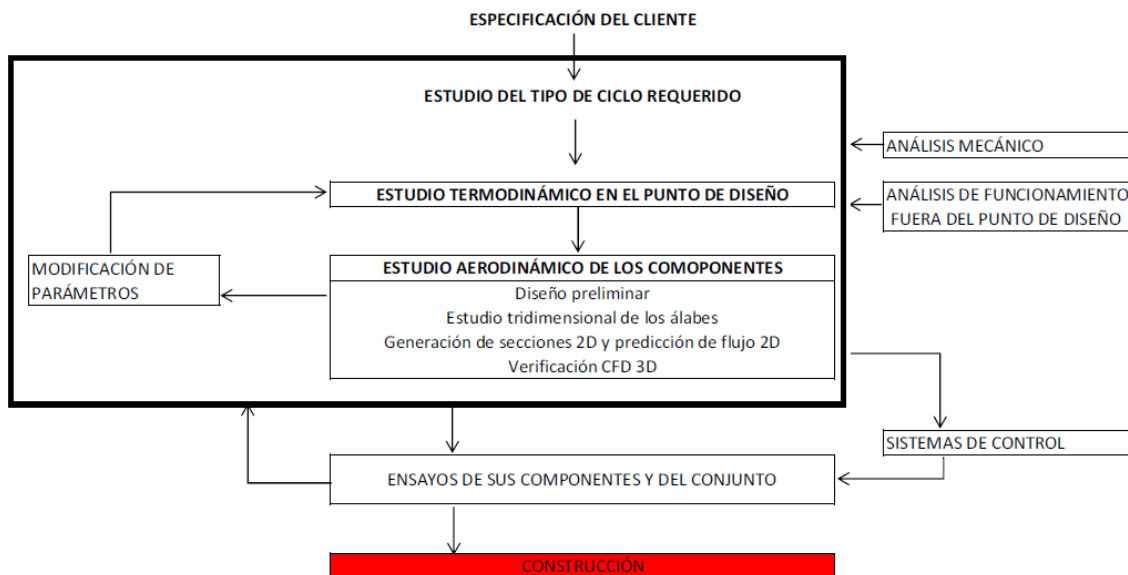
Finalmente, se hace un estudio tridimensional de los álabes de la turbina axial, utilizando la ecuación de equilibrio radial, que constituye ya un buen punto de partida para un posterior análisis por CFD.

Además, la máquina diseñada se ha construido. Para ello, se han utilizado para la fabricación de algunos órganos del motor máquinas y técnicas convencionales, y para otros técnicas y máquinas de control numérico (CNC).

Durante la fabricación, se han adquirido conocimientos de utilización de las máquinas convencionales y de CNC, conocimientos de metrología y de algunos procesos metalúrgicos convencionales, todos ellos importantes en el ámbito de la ingeniería.

PROCESO DE DISEÑO DE LAS TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS

El diseño de una TMT, es un proceso iterativo. Se tienen que tener en cuenta gran diversidad de factores, los más importantes son estabilidad de funcionamiento, gran potencia unitaria, fiabilidad, costes de construcción y costes de explotación.



Esquema de la interacción entre las diferentes fases de diseño de una turbina de gas

Este proyecto, se centrará en el cálculo termodinámico y aerodinámico de la turbina para poner en práctica los conocimientos adquiridos en termodinámica y turbinas. Esta fase es indispensable para reducir los costes de explotación.

Cabe destacar que los análisis de vibraciones y esfuerzos, que se han omitido en este proyecto, es un factor importantísimo en el cálculo de estas máquinas para asegurar fiabilidad y duración en su explotación.

Una vez estudiados los requisitos que debe cumplir la máquina, se debe elegir el tipo de ciclo de TG que se utilizará. Debido a que este proyecto tiene fines didácticos y

limitaciones en presupuesto, se ha elegido el ciclo de Brayton abierto no regenerativo de simple compresión simple expansión.

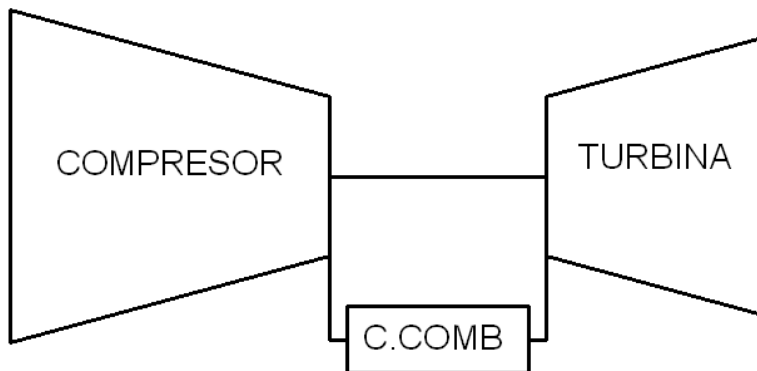


Imagen 1. Esquema del ciclo de Brayton abierto no regenerativo

A continuación, se explica cómo se procede para el cálculo termodinámico y el diseño de la geometría de los elementos intercambiadores de trabajo.

PROCESO DE DISEÑO TERMODINÁMICO Y AERODINÁMICO DE UNA TURBOMÁQUINA TÉRMICA

El proyecto termodinámico constituye el modelo matemático con el que se aproxima el conjunto de procesos reales del gas que tienen lugar en el motor.

Una vez elegido el tipo de ciclo en que va a operar la máquina, se debe hacer un estudio del ciclo termodinámico que realizará el fluido de trabajo.

Con la ayuda de tablas y datos de otros componentes de motores similares, se hace una primera estimación del rendimiento de los principales componentes (Compresor, Cámara de combustión y Turbina). Con estos datos, se puede obtener en primera aproximación las temperaturas en los puntos de control más importantes y aproximar el rendimiento total del ciclo.

A partir de estos datos, empieza la segunda fase, perteneciente al diseño aerodinámico de la turbina y el compresor.

Esta sección, se divide a su vez en:

1. **Diseño preliminar:** Teniendo fijado algún parámetro crítico (rpm, diámetro de la turbina, etc), se calculan los triángulos de velocidad por el método unidimensional. Se utilizan tablas y fórmulas para corregir los ángulos de entrada y salida del fluido de trabajo, calculados mediante la ecuación de Euler. Posteriormente, se hace un primer dimensionado de la máquina. Es también común utilizar gráficos experimentales para deducir en primera aproximación las dimensiones principales y el rendimiento de la máquina.
Una vez se han obtenido las dimensiones principales de la máquina y los rendimientos de la turbina y el compresor, ya más acordes a la realidad debido a que se conoce en primera aproximación la velocidad del fluido y las dimensiones aproximadas de los conductos, se deben corregir estos en el ciclo termodinámico
En el caso de las antiguas turbinas de vapor de acción de álabes cilíndricos y en compresores centrífugos que no exigen gran rendimiento, este es frecuentemente el único método empleado para su cálculo.
2. **Estudio tridimensional del fluido.** En el caso de máquinas axiales, se debe calcular la variación de las propiedades del fluido y de su velocidad de la base a la punta del álabe. Debido a esta variación de velocidad, si se desea diseñar un álabe sin pérdidas por choque, se deberán variar sus ángulos materiales. Se suelen calcular tres triángulos de velocidades; en la base, mitad y punta del álabe, pero se pueden calcular tantos como se quiera, dependiendo del control que se desee tener sobre la superficie del álabe. Como primera aproximación al análisis tridimensional de las propiedades del fluido, es habitual partir de la ecuación de equilibrio radial.
En el caso de máquinas radiales con buen rendimiento, se suelen utilizar métodos teóricos para determinar la distribución de velocidades a lo largo de la superficie del álabe, pero son bastante más complicados que en máquinas axiales.
3. **Diseño de la sección:** La tercera parte, es el diseño de la sección de la paleta. Este se suele hacer mediante generadores semiautomáticos de forma, en los que introduciendo una serie de parámetros característicos calculados, se genera dicha sección. También se puede hacer utilizando perfiles de ala de avión en el caso de máquinas axiales.
4. **Verificación mediante programas de CFD.** Actualmente, es habitual predecir el flujo y mejorar las formas de la máquina mediante programas de CFD, tanto en radiales como en axiales. Es la última fase del diseño aerodinámico.

PROYECTO DE LAS TURBOMÁQUINAS TÉRMICAS

Toda turbomáquina, hidráulica o térmica, se basa en la ecuación de Euler, es decir, imparte o absorbe energía al fluido mediante los cambios de dirección y de velocidad.

En el caso de las turbomáquinas hidráulicas, se pueden despreciar los efectos de la compresibilidad del fluido, pero no ocurre así en las turbomáquinas térmicas.

Las turbinas de gas pueden funcionar según varios ciclos, pero el aquí estudiado es el ciclo de Brayton abierto no regenerativo de simple compresión y simple expansión.

La turbina como máquina, consta de tres órganos fundamentales donde se producen las transferencias energéticas. A continuación, se describen por orden de paso del fluido a través de la máquina:

1. Compresor: Absorbe aire atmosférico y eleva su presión a costa de un cierto trabajo proporcionado por el eje. Existen diversos tipos de compresores. En su clasificación más general, atendiendo al recorrido del fluido relativo al eje de la máquina, se clasifican en compresores axiales y centrífugos.

El compresor puede constar de uno o varios escalonamientos. Los compresores centrífugos dan una relación de compresión mayor por escalonamiento que los axiales, pero tienen un rendimiento algo peor. El número de compresiones en un motor turbina de gas, no suele exceder de dos en el caso de TC centrífugos, y puede ser incluso de dieciocho o más si monta compresor axial. Es también frecuente la combinación de ambos tipos, montando primero un número variable pero relativamente reducido de escalonamientos de compresor axial, seguido por el escalonamiento final centrífugo.

Los rodetes de los compresores centrífugos, se clasifican a su vez en abiertos, semiabiertos y cerrados. Los rodetes abiertos casi no se utilizan debido a su mal rendimiento y baja relación de compresión. Los que dan mayor rendimiento son los cerrados, pero la relación de compresión por escalonamiento no puede ser muy elevada debido a la limitación de velocidad periférica del rodete. Los semiabiertos, dan un buen rendimiento y alta relación de compresión debido a que pueden alcanzar elevadas velocidades periféricas.

La relación de compresión por escalonamiento en los TC radiales suele ser de 1,5:1 a 3:1, pudiendo llegar a valores de hasta 12:1 en modelos experimentales. En cambio, en los TC axiales los valores normales son de 1,05:1 a 1,2:1, y como máximo realizable 2:1.

Por el contrario, los compresores axiales son en muchos casos, la opción favorita a pesar del alto número de escalonamientos que requieren, el menor

rango de variación de revoluciones con buen rendimiento y la mayor dificultad constructiva. Sin embargo, estos compresores dan un mayor caudal, un mejor rendimiento, y en el caso de turborreactores, disminuyen el área frontal del motor disminuyendo así la resistencia de forma o de arrastre, que a altas velocidades es mucho más importante que la de fricción incrementada debido a la mayor longitud del motor. Además, el mal funcionamiento a diferentes vueltas del punto de diseño se soluciona parcialmente con motores de doble eje.

2. Cámara de combustión: Eleva la temperatura del fluido a presión constante, y por lo tanto, eleva también su volumen específico. Es por lo tanto, el órgano de la máquina donde se produce la adición de calor al ciclo. Toda turbina de gas, debe proporcionar un rendimiento de la combustión elevado, una pérdida de presión mínima, y funcionamiento estable. También deben satisfacer una fácil inspección.

Existen fundamentalmente cuatro tipos de cámaras de combustión. En aviación o en propulsión en general, se utilizan las cámaras anulares (turborreactores), tubulares (turbohélices) y anulo tubulares.

Las cámaras anulares, constan de un único conducto anular en el cual se produce la combustión de los gases que se dirigen a la turbina.

Las cámaras tubulares, constan de un número variable de cámaras de combustión situadas en la periferia.

En cambio, en las unidades pesadas de TG industriales, se suelen utilizar cámaras donde el espacio y peso no son tan críticos, resultando cámaras mucho más voluminosas.

3. Turbina: Es el órgano motor de la máquina. Se encarga de acelerar el gas y transformar parte de este en trabajo útil en el eje. Las turbinas de aviación, entregan toda la potencia útil al compresor, y el salto entálpico restante se produce en la tobera de expansión, incrementando así la velocidad de los gases y produciendo empuje. En cambio, las TG utilizadas para propulsión directa o generación de energía, entregan toda la potencia útil al eje, utilizada para accionar el compresor y el generador o eje de transmisión.

Es común el montaje de turbinas en dos ejes; uno para la turbina de alta presión, que acciona el compresor, y otro eje para la turbina de baja presión que acciona el turboalternador.

Atendiendo al camino recorrido por el fluido, también se clasifican en turbinas radiales y turbinas axiales, parecidas en forma a los TC.

Para un mismo salto de presión, las turbinas axiales requieren de un número de escalonamientos significativamente menor que los compresores axiales.

TEORÍA DEL TURBOCOMPRESOR CENTRÍFUGO

El turbocompresor centrífugo, absorbe energía del eje y la imparte al fluido. Por ello, está clasificada como Turbomáquina Generadora (TMG).

El incremento de energía en el rodete, está dado por el incremento de presión estática y el de presión dinámica. El primero se origina debido al retraso de la corriente por difusión, y el segundo debido al incremento de energía cinética.

Se define el grado de reacción R de un TC como:

$$R = \Delta h_{rotor} / \Delta h_{tot}$$

El trabajo de cualquier TMG, según el método unidimensional, viene dado por la siguiente expresión:

$$\frac{1}{2} [(C_2^2 - C_1^2) + (W_1^2 - W_2^2) + (U_2^2 - U_1^2)] \quad (1)$$

Donde el incremento de presión dinámica viene expresado por el primer término y el de presión estática por los dos últimos.

A veces, pero, es más cómoda la siguiente expresión, equivalente a la anterior para la energía comunicada al fluido en un TC.

$$Wc = C_{2u}U_2 - C_{1u}U_1 \quad (2)$$

Una vez el flujo abandona el rodete, pasa al sistema difusor, que se compone de una corona de álabes fijos que disminuyen la presión dinámica, transformándola en presión estática a cambio de una disminución de la velocidad. En algunos TC, existe una voluta para disminuir aun más la velocidad del fluido, pero no tiene aplicación en el campo de propulsión.

FLUJO A TRAVÉS DE UN TC CENTRÍFUGO

La corriente que atraviesa un TC centrífugo, no está perfectamente guiada por los álabes, es decir, las líneas de corriente no siguen perfectamente el contorno del álabe. Esto es debido a que el flujo que lo atraviesa, con una velocidad relativa W, se ve afectado por la aceleración de Coriolis.

Entonces se genera una cara de presión y una de succión, y se forman torbellinos en sentido contrario al de rotación, que en la punta del álabe se traducirá en un decremento de la velocidad teórica C_{2u} . Este fenómeno, se conoce como deslizamiento o “slip”.

De esta manera, el ángulo de salida de la corriente no es igual al material β_2 trazado por el álabe, y por lo tanto variará el triángulo de salida.

Se le llama factor de deslizamiento o “slip” a la relación entre la velocidad real tangencial del fluido y la velocidad tangencial ideal, y se puede calcular con la ayuda de ecuaciones. Las más utilizadas son el factor de deslizamiento definido por Stodola y el definido por Stanitz.

También se utiliza el denominado factor de disminución del trabajo, e_z , definido por:

$$e_z = Y_u/Y_{u\infty} \quad (3)$$

Hay varias fórmulas para estimar este coeficiente. Una de las que más concuerda con la experiencia, es la siguiente, desarrollada por Eckert:

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{\pi \operatorname{sen} \beta_2}{2z(1 - \frac{d_1}{d_2})}} \quad (4)$$

Donde z , es el número de álabes del TC.

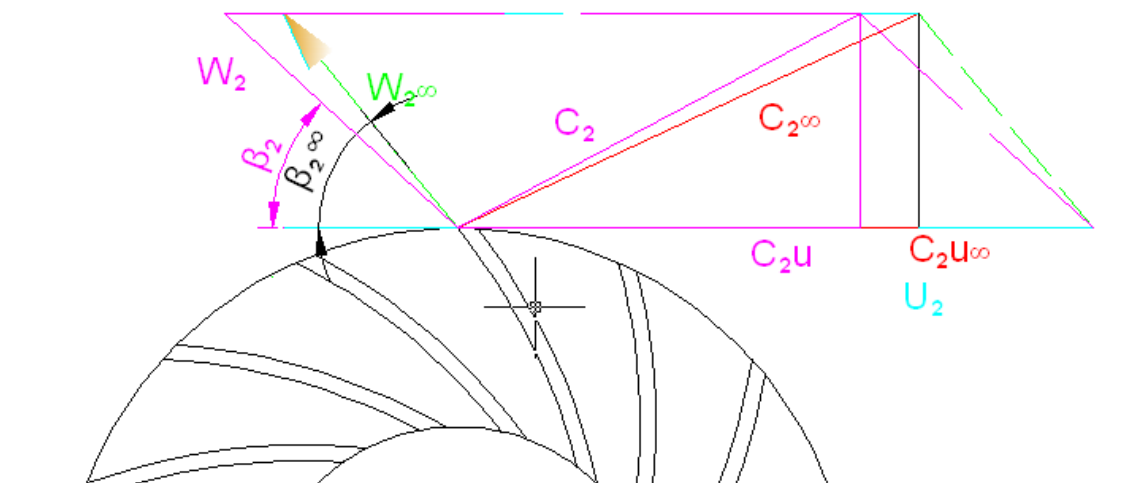


Imagen 2. Visualización de la disminución del trabajo que ejerce el efecto “slip”.

PARÁMETROS PRINCIPALES DE CARACTERIZACIÓN DE UNA TMT

Es frecuente en el diseño de los TC, el uso de tablas y diagramas para estimar las formas preliminares del compresor rápidamente. Estos diagramas, se obtienen a partir de deducciones teóricas y experimentales, y utilizan coeficientes adimensionales para la caracterización de la máquina a proyectar.

Los parámetros principales para la caracterización y dimensionado del compresor son los siguientes:

ψ Coeficiente de presión: Es la relación entre el salto adiabático isentrópico comunicado al fluido y la energía cinética del rotor en el radio máximo (aunque puede variar el radio considerado dependiendo de la fórmula desarrollada).

$$\psi = \frac{\Delta Y_s}{\frac{u_e^2}{2}} \quad (5)$$

φ Coeficiente de caudal: Muy utilizado en el diseño de TC. Es la relación entre el caudal volumétrico en la arista de baja presión del escalonamiento y un caudal hipotético de valor Área periférica del rodete por su velocidad tangencial.

$$\varphi = \frac{Q_{b.p}}{A u_e} = \frac{Q_{b.p}}{\frac{\pi}{4} d_e^2 u_e} \quad (6)$$

Número específico de revoluciones. Se definen varios números específicos de revoluciones.

Los más empleados son:

- a) N_q : Número específico de revoluciones en función del caudal volumétrico
- b) N_s : Número específico de revoluciones en función de la potencia
- c) N_o : Número específico de revoluciones adimensional
- d) σ : Número específico de revoluciones de los TC

El más utilizado en el diseño de TC, son n_0 y σ definidos por

$$n_0 = nQ^{1/2}\Delta Y_s^{-3/4} \quad (7)$$

$$\sigma = \varphi^{1/2}\psi^{-3/4}$$

Prefiriéndose en muchos casos σ por depender de otros coeficientes adimensionales.

Utilizando las ecuaciones (5) y (6), se obtiene que

$$\sigma = 2,108 \left(\frac{\rho_{est}}{\rho_{tot}} \right)^{1/2} n_0$$

Y si sin cometer un gran error, se supone que

$$\left(\frac{\rho_{est}}{\rho_{tot}} \right)^{1/2} \simeq 1$$

Se tiene que

$$\sigma = 2,108n_0 \quad (8)$$

Los gráficos que dependen de coeficientes adimensionales, son muy utilizados en el proyecto preliminar de los turbocompresores.

En el cálculo de este proyecto, se utiliza el diagrama de Eckert, válido para ángulos de entrada de aproximadamente 30°.

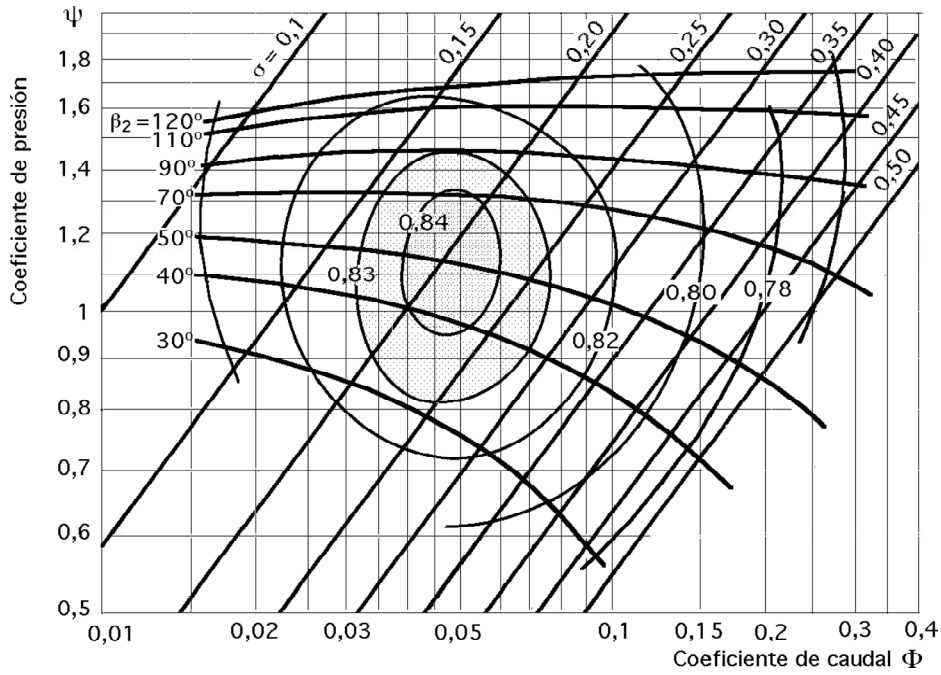


Gráfico 1. Diagrama de Eckert para el cálculo del rodete de un TC centrífugo.

Para estimar el número óptimo de álabes, también es frecuente la utilización de gráficos y fórmulas. El siguiente gráfico es de gran ayuda para estimar este parámetro.

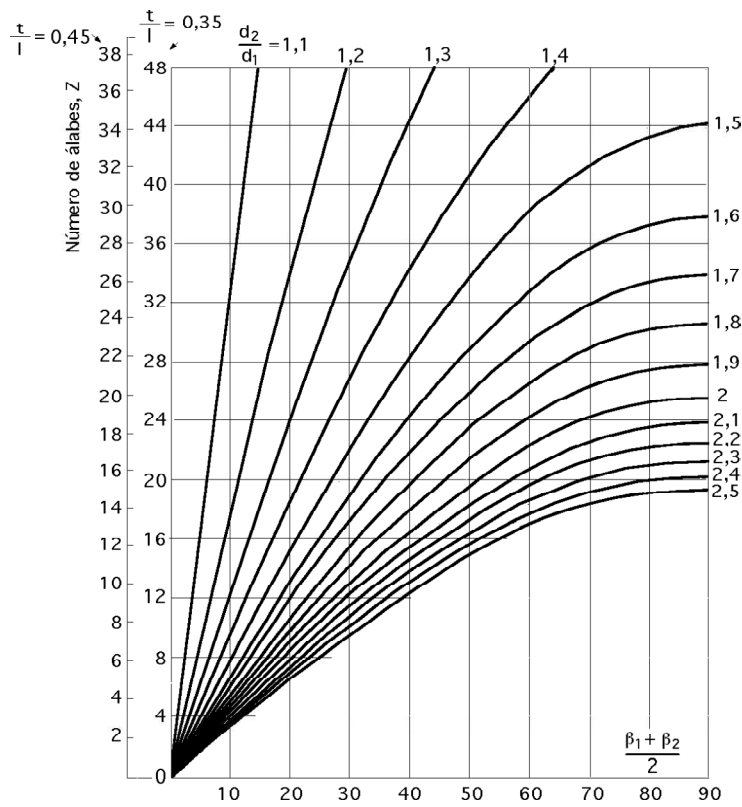


Gráfico 2: Número de álabes óptimo en función del ángulo medio.

Si se conoce la relación de diámetros, se obtiene la curva característica del gráfico. Mediante la fórmula

$$\frac{l}{t} = 2,38\psi \quad (9)$$

se aproxima la relación l/t , necesaria para la utilización del gráfico.

En esta fórmula, l representa la longitud desarrollada del álabe y t , el paso del álabe en la periferia, siendo

$$t = \frac{\pi d_2}{z}$$

Debe notarse que:

$$z_1 t_1 = z_2 t_2 = \pi d_2$$

Y que fijada la geometría y relación de diámetros del rotor, queda fijada l , y por lo tanto, se podrá elegir el número óptimo de álabes utilizando la siguiente relación

$$z_2 = z_1 \cdot \frac{t_1}{l} \cdot \frac{l}{t_2} \quad (10)$$

TEORÍA DE LAS TURBINAS AXIALES

La turbina, está compuesta por una corona fija de toberas en el estator y una corona móvil de toberopaletas en el rotor. Está clasificada como turbomáquina motora (TMM), debido a que entrega potencia al eje.

FUNCIONAMIENTO

El fluido de trabajo, que ha salido del compresor a cierta presión, y se le ha aumentado la temperatura a presión constante en la cámara de combustión, entra en la primera corona de paletas del estator. La función de estas, es acelerar y cambiar la dirección del fluido. Lo primero se hace a costa de una reducción de la sección de paso, y el cambio de dirección, importante para obtener la componente tangencial de la velocidad que es la componente que entrega trabajo útil a la turbina, se hace gracias al cambio de ángulo material de la tobera.

Al abandonar la corona de toberas, el fluido entra al rotor con una cierta velocidad relativa igual a la velocidad de salida C_1 menos la velocidad periférica de la toberopaleta U_1 .

Finalmente, la toberopaleta, vuelve a acelerar el fluido y a aplicarle un cambio de dirección, produciendo así una fuerza sobre la toberopaleta, que multiplicado por su velocidad periférica, da el trabajo útil entregado por el fluido.

La componente axial de la velocidad, a pesar de no dar trabajo útil a la turbina, es el que permite el flujo de masa, y por lo tanto es esencial para el funcionamiento de la turbina, ya que sin él, no existiría flujo másico y la potencia sería nula. Además, en los motores de aviación, es la velocidad axial del chorro la componente responsable del empuje del motor.

Igual que en los TC, definiremos el grado de reacción como

$$R = \Delta h_{rotor} / \Delta h_{tot}$$

En las turbinas de gas, los valores más usuales de R , oscilan entre 0,2 y 0,5.

Las TMM, en general gozan de un mayor rendimiento que las TMG, debido a que en ellas se acelera el gas a costa de una reducción de presión, y por lo tanto existe un gradiente de presiones negativo que disminuye los efectos de separación de la capa límite.

DISEÑO DE LAS TURBOMÁQUINAS MOTORAS

El proyecto preliminar de los álabes, se hace siguiendo los siguientes pasos:

- Un primer estudio mediante el método unidimensional, o ecuación de Euler, que da los parámetros principales en la sección media del álabe.
- Posteriormente los álabes se diseñan en 3D. Esto suele hacerse combinando la teoría del equilibrio radial con alguna condición impuesta. La más utilizada es la condición de diseño con C_{axial} cte, conocido como diseño de torbellino libre, aunque también es muy utilizada la condición de α cte de la base a la punta ya que los álabes son cilíndricos y por lo tanto económicos. Es habitual calcular las propiedades del fluido en las base, sección media y punta del álabe, aunque cuando el proyectista desea un gran control de las formas, se pueden calcular para muchas más aún cuando la longitud del álabe sea corta.
- Una vez definidos los principales parámetros en las diferentes secciones del álabe, se introducen en un generador de formas en 2D. Normalmente, suelen

estar dotados de aplicación para predecir la velocidad del fluido. Estos programas deben gozar de una fácil modificación de las formas, debido a que es normal que en la cara de succión del álabe de un primer diseño se formen zonas de flujo supersónico, y se debe poder corregir fácilmente.

- Finalmente, se crea una estructura tridimensional del álabe con las secciones salidas del generador 2D de formas, y se hace un análisis computacional para verificar que se cumplen las predicciones, ya que el comportamiento del fluido interactuando con todo el álabe, en ocasiones puede ser muy diferente de un análisis en 2D.

TEORÍA UNIDIMENSIONAL APLICADA A MÁQUINAS AXIALES.

Como se ha dicho, en el proyecto preliminar de toda TMT, se utiliza la ecuación de Euler.

En las TM axiales, al considerar el radio del rodete constante, la fuerza ejercida sobre la paleta, vendrá dada por:

$$F = \dot{m}(W_{1u} - W_{2u})$$

Pero

$$W_{1u} = c_{1u} - u_1$$

$$W_{2u} = c_{2u} - u_2$$

Y como $u_1 = u_2$

$$F = \dot{m}(c_{1u} - c_{2u})$$

Y el trabajo, vendrá dado por

$$w = Fu = u\dot{m}(c_{1u} - c_{2u}) \quad (11)$$

Con esta ecuación, se conocen los triángulos de velocidades de la turbina, y el estado termodinámico del gas ya que puede ser calculado conociendo el coeficiente de velocidad de las toberas. Para conocerlo, simplemente se deberá suponer c_p constante, y la variación de entalpía vendrá expresada por la siguiente ecuación:

$$\Delta h_{1-2} = c_p(T_1 - T_2) = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) \quad (12)$$

Posteriormente, se establecen las dimensiones principales mediante la ecuación de continuidad y conociendo el estado termodinámico del fluido en cada sección.

TEORIA DEL EQUILIBRIO RADIAL

En una fase ya más avanzada del proyecto de la turbina, se considera la variación de las propiedades del fluido en el sentido radial del álabe. La fuerza centrífuga que actúa en el conducto debido a la componente tangencial de la velocidad, debe anularse con un gradiente positivo de presiones del fluido en dirección radial.

Para llegar a una solución analítica del problema, se hacen las siguientes suposiciones:

- Flujo estacionario
- Flujo no viscoso y adiabático
- Las propiedades del fluido en un corte radial son iguales
- No existe velocidad radial

Si finalmente, se supone que la entalpía total no varía respecto al radio

$$\frac{dh_t}{dr} = 0$$

Se deberá cumplir la ecuación de equilibrio radial:

$$c_a \frac{dc_a}{dr} + c_u \frac{dc_u}{dr} + \frac{c_u^2}{r} = 0 \quad (13)$$

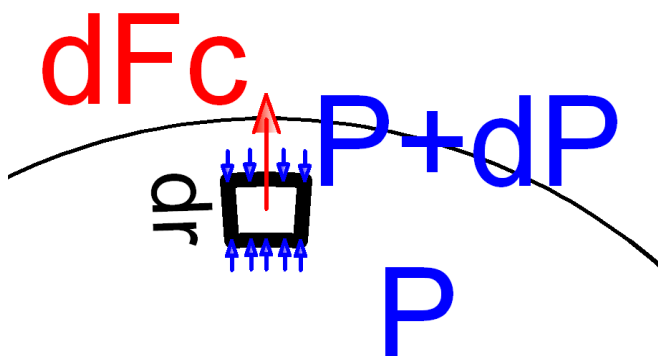


Imagen 3. Elemento de fluido. Teoría del equilibrio radial

FORMAS DE LAS TOBERAS Y TOBEROPALETAS

CASO 1 DISEÑO CON TORBELLINO LIBRE

Si se supone constante la componente axial de la velocidad, se obtendrá la ecuación de diseño de TM, conocida como diseño de torbellino libre.

$$rC_{tangencial} = cte \quad (14)$$

CASO 2 DISEÑO CON α CONSTANTE DE LA RAÍZ A LA PUNTA

Si se eligen toberas cilíndricas, queda fijo automáticamente α_1 en toda la longitud de la tobera. Por lo tanto, suponiendo que

$$ctg\alpha = \frac{c_u}{c_a} \quad (15)$$

Y sustituyendo la ecuación (15) en la (13), se llega a la ecuación de equilibrio radial, con W y α cte de la base a la punta:

$$c_a r^{\cos^2\alpha} = cte \quad (16)$$

GENERADOR DE FORMAS 2D

Antes de que existieran los programas de CFD, si se deseaba realizar un álabe de buen rendimiento, se diseñaban mediante perfiles de ala de avión ensayados por la NACA, con correcciones para aplicarlas a las Turbomáquinas.

Posteriormente, surgieron los análisis mediante CFD, que dieron un giro al diseño de los álabes, y mediante los generadores de formas, se lograron un gran ahorro de tiempo en el diseño.

El proyecto de una turbina, va ligado al análisis en 2D del fluido, ya que este proporciona una rápida aproximación de el comportamiento del gas en el conducto y por lo tanto una manera rápida de corregir los principales defectos de un perfil generado.

Finalmente, una vez generados los perfiles en 2D, se hace un análisis computacional en 3D. Estos análisis, requieren de elevados tiempos de cálculo, y por lo tanto, solo se utilizan en la última fase del proyecto aerodinámico del escalonamiento.

Existen varios generadores de perfiles. Por ello pero, es básico conocer la nomenclatura del perfil de álabe, indispensable para la introducción de datos en el generador. La imagen 11, ilustra los parámetros más importantes.

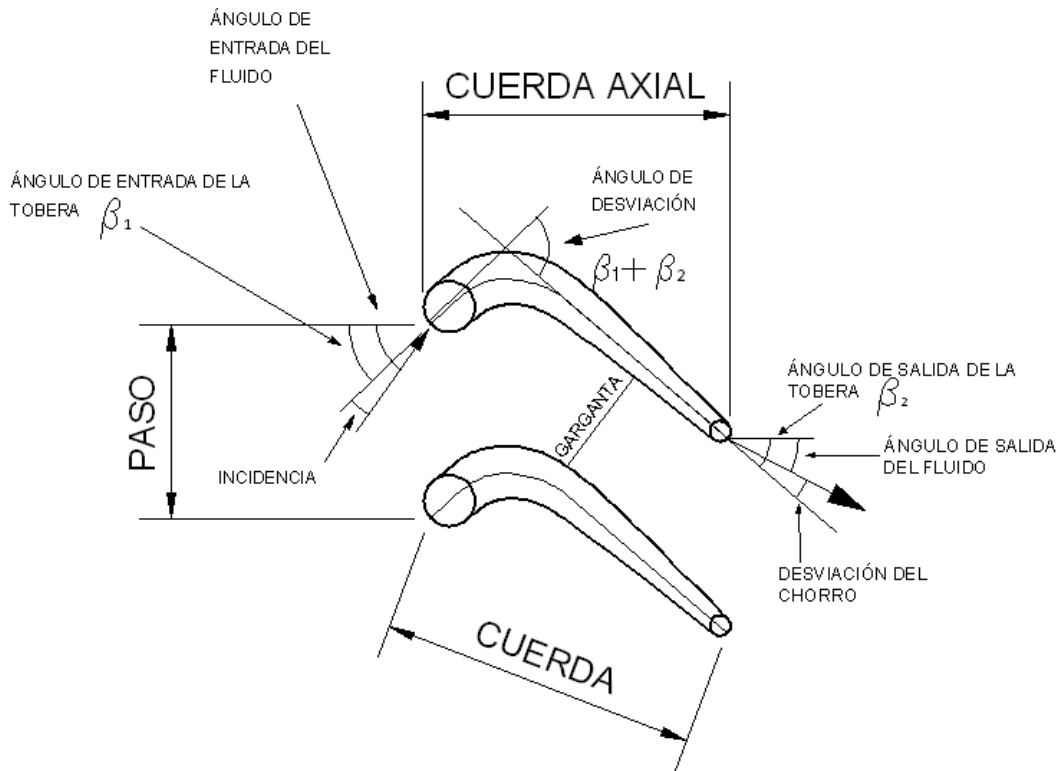


Imagen 4. Nomenclatura de la sección de la paleta

DISEÑO DE UNA TURBINA DE GAS DE 5kW

DISEÑO TERMODINÁMICO

La turbina que se proyecta, tendrá varias restricciones debido a materiales y costos de fabricación.

Para hacer el proyecto, se han consultado varios modelos de micro-turbinas. Los materiales más empleados en las caseras son la madera de contrachapado reforzada para el compresor y acero inoxidable para la turbina. También son muy utilizados los turbocompresores de coches, pero estos suelen estar fabricados en aleaciones de níquel de alta resistencia.

Para este tipo de turbinas, la relación de compresión normal es de 1,7:1 y la temperatura máxima del ciclo de unos 630°C.

En este caso, se ha decidido construir el compresor en aluminio y la turbina de acero inoxidable. La carcasa de la cámara de combustión se hace de tubo de acero inoxidable de 0,6mm de grosor, el difusor de aluminio y el resto de la turbina de acero al carbono.

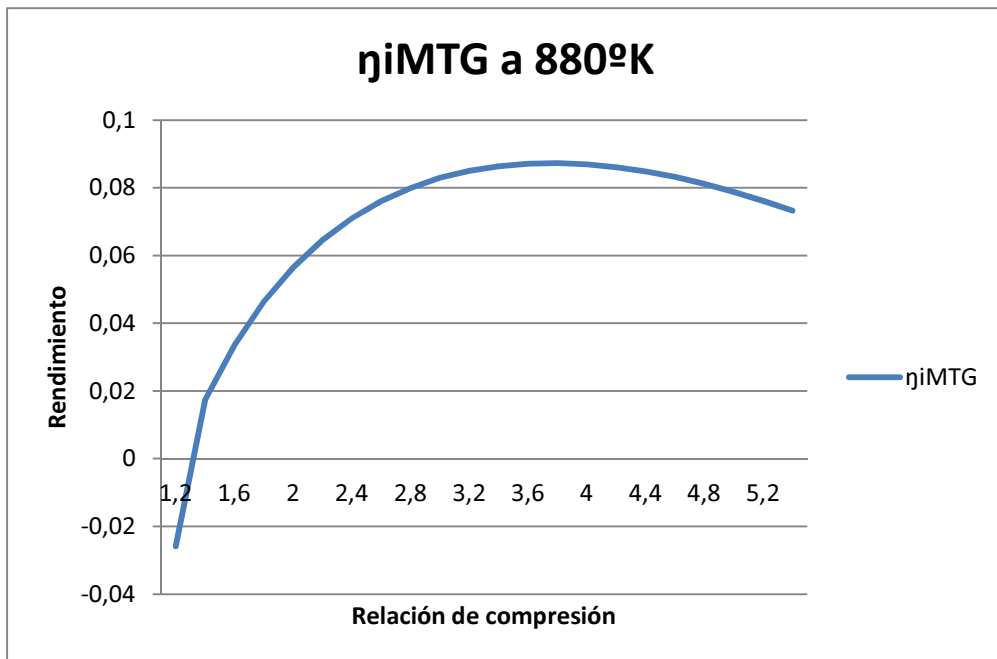
Los materiales con que se construye son por lo tanto poco resistentes, y se decide imponer las siguientes restricciones, tomando como referencia otras turbinas caseras ya fabricadas.

- Limitar a 60.000 rpm la velocidad de giro. Además de los esfuerzos de los álabes, también los cojinetes son un factor de limitación de revoluciones.
- Limitar la temperatura máxima del ciclo a 600°C

Se sabe que el rendimiento del compresor, oscilará entre 0,75 y 0,84, y que el de la turbina, entre 0,7 y 0,8, debido a su construcción más sencilla.

La relación de compresión, se ha elegido también de 1,7:1.

Cogiendo como valores preliminares de η_{it} 0,78 y η_{ic} 0,8, se puede crear el gráfico para obtener la relación de compresión óptima.



Como vemos, la relación e compresión óptima es de prácticamente 4, es decir, es un salto irrealizable para un compresor tan pequeño y de una sola etapa.

Por lo tanto, como mayor sea la relación de compresión que se obtenga, mejor.

RENDIMIENTO

El estudio del ciclo, se hace suponiendo el Cp constante en cada proceso (Compresión, Combustión y Expansión).

La turbina se considera adiabática, debido a la alta relación entre el flujo másico que la atraviesa y las pérdidas de calor al exterior a través de la carcasa.

A veces, se supone constante la presión en la cámara de combustión. En el caso de este diseño, debido a que la cámara de combustión es de mala calidad, se supondrá que la pérdida de presión es del 7%. Por lo tanto, se deberá tener en cuenta el influjo que esta pérdida tendrá en el rendimiento del motor.

Sabiendo que el rendimiento de cualquier ciclo térmico viene dado por

$$\eta = \frac{W_{util}}{Q_{aportado}} \quad (17)$$

Y que

Calor aportado será, por ser a presión constante

$$Q_{aportado} = Cp(T_3 - T_2) \quad (18)$$

Y que el trabajo útil del motor

$$W_{útil} = W_{turbina} - W_{compresor} = Cp[\eta(T_3 - T_{4s}) - \frac{1}{\eta_{comp}}(T_{2s} - T_1)]$$

$$W_{Turb} = Cp[\eta_{iT}T_3\left(1 - \frac{1}{\epsilon_e^m}\right) - \frac{1}{\eta_{iC}}T_1(\epsilon_c^m - 1)]$$

Se tendrá que

$$\eta_{iMTG} = \frac{\eta_{iT}T_3\left(1 - \frac{1}{\epsilon_e^m}\right) - \frac{1}{\eta_{iC}}T_1(\epsilon_c^m - 1)}{T_3 - T_2} \quad (19)$$

Llamando a

$$\tau = \frac{T_1}{T_3} \quad (20)$$

Sustituyendo (20) a (19), y simplificando, se llega a la siguiente expresión para el rendimiento termodinámico del ciclo.

$$\eta_{iMTG} = \frac{\eta_{iT}\left(1 - \frac{1}{\epsilon_e^m}\right) - \frac{1}{\eta_{iC}}\tau(\epsilon_c^m - 1)}{1 - \tau - \frac{\tau}{\eta_{iC}}(\epsilon_c^m - 1)} \quad (21)$$

Sustituyendo los valores de la tabla en la ecuación, vemos que el rendimiento del motor, es de un 4,03%.

Cp	1004,67	J/KgK
Cv	717,83	J/KgK
η_{iC}	0,80	%
η_{iT}	0,76	%
T1	290	K
T3	880	K
P1	101325	Pa
P2	16265155,22	Pa
Pérdidas de Pres c.comb	7	%
η_{iMTG}	4,03	%

Tabla 1. Valores preliminares del ciclo termodinámico

El ciclo termodinámico del gas, se ha representado gráficamente en las dos siguientes tablas, elaboradas suponiendo un rendimiento del compresor y de la turbina constantes a lo largo de todo el proceso, es decir, que considerando T_0 la temperatura del aire ambiente, la temperatura T , en cualquier punto del ciclo, vendrá dada por:

$$T = T_0 + \frac{T_s - T_0}{\eta_{ic}}$$

Y las graficas resultantes son las siguientes:

DIAGRAMA P-v

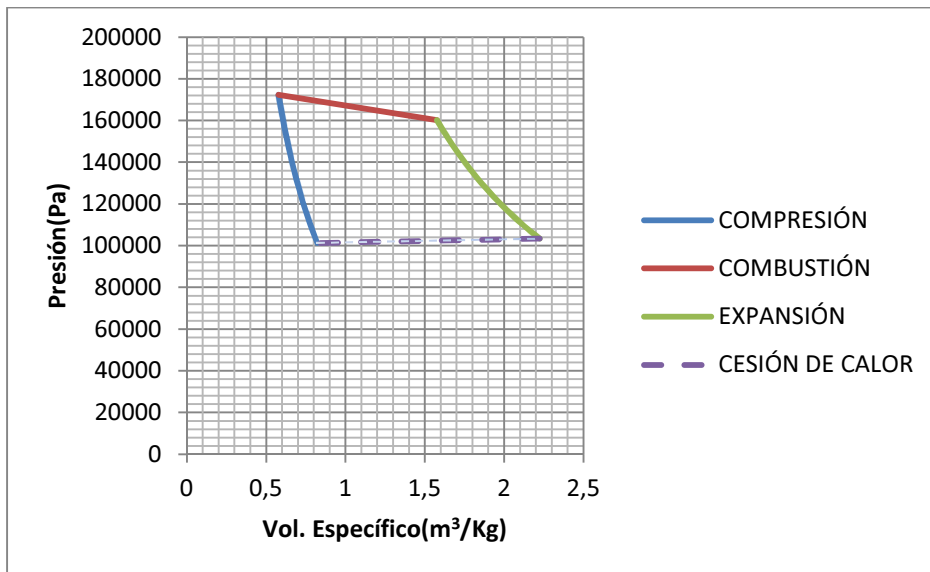
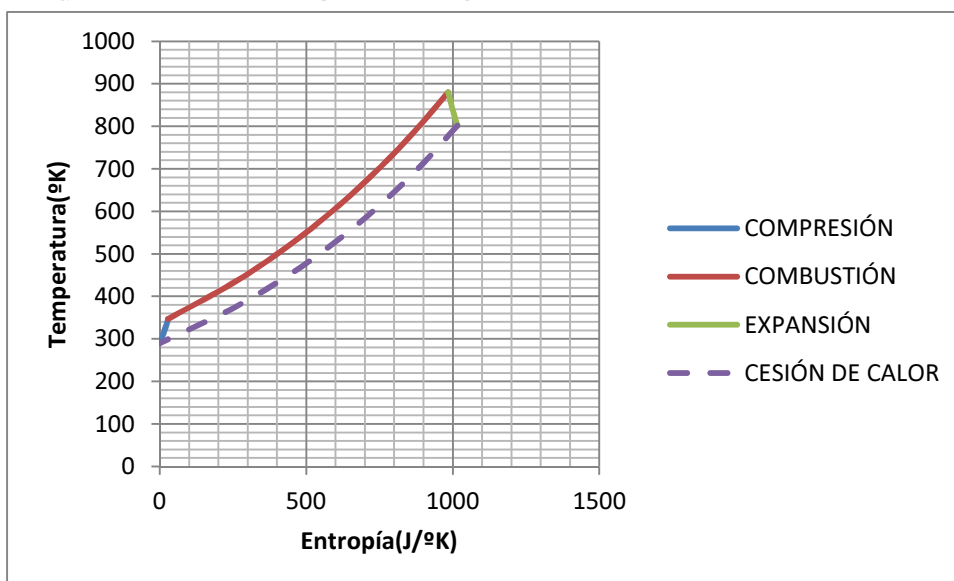


DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA



CÁLCULO DEL FLUJO MÁSSICO

Se busca un trabajo neto del ciclo de 5KW

Por lo tanto, sabiendo el η_{iMTG} , utilizando la ecuación **(17)**

$$\frac{w_{\acute{U}TIL}}{\eta_{iMTG}} \left(\frac{J}{kg} \right) = Q_{APORTADO} \left(\frac{J}{kg} \right) = Cp(T3 - T2)$$

Y para la potencia calorífica

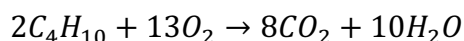
$$Potencia\ calorífica \left(\frac{J}{seg} \right) = Q_{APORTADO} \left(\frac{J}{kg} \right) \dot{m} \left(\frac{kg}{seg} \right)$$

Desplazando el término del flujo másico y resolviendo, se obtiene:

$$\dot{m} = 0,23 \frac{kg}{seg}$$

CÁLCULO DEL COMBUSTIBLE NECESARIO Y DEL EXCESO DE AIRE

El butano (C_4H_{10}) tiene un poder calorífico de 49608kJ/kg, y reaccionará con el Oxígeno, dando la siguiente reacción estequiométrica:



$$\frac{kg\ de\ combustible}{kg\ de\ oxígeno} = \frac{2(4 * 12 + 1 * 10)}{13(2 * 16)} = 0,279$$

La relación oxígeno/aire en la atmósfera es de 0,21 en volumen y de 0,233 en peso.

Por lo tanto, la combustible/aire en la mezcla estequiométrica es de

$$\frac{kg\ comb}{kg\ aire} = 0,279 * 0,233 = 0,065$$

Recuperando la ecuación **(18)**, se obtiene que:

$$Q_{aportado} \frac{J}{kg} = Cp(T3 - T2) = 0,23 * 1004,67 * (880 - 337,5) = 535335 \frac{J}{kg}$$

Y la potencia calorífica suministrada, será

$$P(W) = Q_{2-3} \left(\frac{J}{kg} \right) \dot{m} \left(\frac{kg}{seg} \right) = 535335 \frac{J}{kg} * 0,231 \frac{kg}{seg} = 123880W$$

Por lo tanto, el flujo másico de combustible será de

$$\dot{m}_{combustible} = \frac{Pot_{suministrada}}{Poder\ calorífico} = \frac{123880\ J/seg}{49608000\ J/kg} = 0,0025kg/seg$$

Y la relación $\frac{kg_{comb}}{kg_{aire}}$, será

$$\frac{kg_{comb}}{kg_{aire}} = \frac{\dot{m}_{combustible}}{\dot{m}_{aire}} = \frac{0,0025}{0,23} = 0,0108$$

El coeficiente de exceso de aire α , se define como la relación entre la relación aire-combustible empleada y la relación aire-combustible estequiométrica. Por lo tanto,

$$\alpha = \frac{\frac{kg\ aire\ introducido}{kg\ combustible\ introducido}}{\frac{kg\ aire\ estequiométrico}{kg\ combustible\ introducido}} = \frac{kg\ aire\ introducido}{kg\ aire\ estequiométrico}$$

Al aportar $0,0108 \frac{kg_{comb}}{kg_{aire}}$, y saber que la combustión estequiométrica es de $0,065 \frac{kg_{comb}}{kg_{aire}}$, se deduce que el exceso de aire es de

$$\alpha = \frac{0,065 \frac{kg_{comb}}{kg_{aire}}}{0,0108 \frac{kg_{comb}}{kg_{aire}}} = 6,02$$

DISEÑO DEL TC

Se ha elegido el compresor de tipo cerrado debido a que este requiere para su mecanizado de máquinas de CNC de 3 ejes, y el de tipo semiabierto de máquinas de CNC de 5 ejes.

Fijada la presión y el flujo másico en el ciclo termodinámico, tan solo queda fijar las revoluciones de proyecto del TC para poder definir el número específico de revoluciones y empezar a diseñar. Como hemos mencionado, se hará de 60.000rpm debido a los cojinetes.

Con esto, n_0 se calculará por la ecuación (7) quedando

$$n_0 = 1000 * 0,1649^{1/2} * 53236^{-3/4} = 0,116$$

Y finalmente, obtendremos el número específico de revoluciones de los TC haciendo uso de la ecuación (8)

$$\sigma = 2,108n_0 = 0,2442$$

Y buscando un buen rendimiento en el gráfico para este σ , se obtiene que con un ángulo β_2 de 50° , un rendimiento de 83%, el coeficiente de presión $\psi=1,01$, el de caudal ϕ de 0,85 y una relación de diámetros d_1/d_2 de 0,50.

Haciendo uso de (5)

Se deduce que

$$u_e = \sqrt{\frac{2\Delta Y_s}{\psi}} = \sqrt{\frac{2 * 53326}{1,01}} = 343,5m/s$$

Y sabiendo que gira a 60.000rpm, el diámetro exterior, será:

$$d_2 = \frac{u_e * 60}{\pi * rpm} = \frac{343,5 * 60}{\pi * 60000} = 0,107m$$

Y se adoptará:

$$d_2 = 100mm$$

Con lo que se obtiene fácilmente d_1

$$d_1 = d_2 \frac{d_1}{d_2} = 0,100 * 0,50 = 0,050m$$

La velocidad periférica, será

$$u_e = \frac{100 * 343,5}{107} = 321m/s$$

$$u_1 = \frac{d_1}{d_2} u_2 = 0,50 * 321 = 160m/s$$

TRIÁNGULOS DE VELOCIDADES

Una vez obtenidas las formas del compresor, se puede proceder a calcular los triángulos de velocidades.

Para saber la proyección de c_{2u} , se procede del siguiente modo:

De la ecuación general de Euler para las TM generadoras, sabemos que el trabajo comunicado al fluido de trabajo, viene dado por la ecuación (2).

Y por ser la velocidad de entrada totalmente axial, el segundo término de la ecuación desaparece, y la componente tangencial de la velocidad, se puede obtener.

$$c_{2u} = \frac{W}{u_2} = \frac{59573}{321} = 185,5m/s$$

NÚMERO ÓPTIMO DE ÁLABES

Para deducir el número óptimo de álabes, se hará uso del **gráfico 2**

Se debe buscar la curva característica del gráfico de $d_2/d_1=2$, y la línea de corte con el eje de ordenadas será:

$$\frac{\beta_2 + \beta_1}{2} = \frac{50 + 30}{2} = 40$$

Para encontrar el número óptimo de álabes, se debe consultar el eje de abscisas, en función de l/t .

Para encontrar dicha relación utilizaremos la ecuación (9)

$$\frac{l}{t} = 2,38 * 1,01 = 2,40$$

Y t/l

$$\frac{t}{l} = \frac{1}{2,40} = 0,416$$

Se lee que para $\frac{t}{l} = 0,45$, el número de álabes óptimo es 13, y que por lo tanto, de acuerdo con la ecuación (10), para $\frac{t}{l} = 0,416$, el número de álabes será:

$$Z_{\text{óptimo}} = \frac{14 * 0,45}{0,416} = 15,15$$

Por lo que finalmente se adoptarán 15 álabes.

Ahora sí, utilizando la ecuación (4), se puede obtener el factor de deslizamiento:

$$e_z = \frac{1}{1 + \frac{\pi \text{sen} 50}{2 * 15 * (1 - \frac{5}{10})}} = 0,86$$

Por lo tanto

$$c_{2u\infty} = \frac{185,5}{0,86} = 215,7 \text{ m/s}$$

Y se puede ahora, construir los triángulos de velocidades

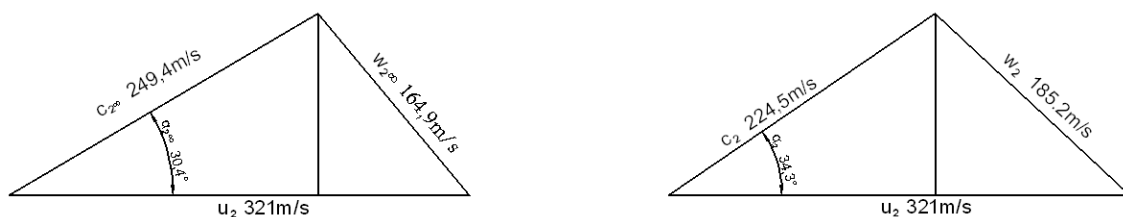


Imagen 4. Triángulos de salida del TC ideal y real

Ahora que se conocen los triángulos de velocidad, se puede conocer el grado de reacción del TC, y por lo tanto el estado termodinámico del fluido en la salida del rodete, pudiendo así determinar también la sección de salida y el ángulo de entrada α_4 del difusor.

CÁLCULO DEL GRADO DE REACCIÓN

Conociendo las velocidades de entrada y salida, se calcula el grado de reacción mediante la siguiente fórmula.

$$R = \frac{(W_1 - W_2)^2 + (U_2 - U_1)^2}{(C_2 - C_1)^2 + (U_2 - U_1)^2 + (W_1 - W_2)^2} =$$
$$= \frac{(175,1 - 185,2)^2 + (321 - 160,2)^2}{(224,5 - 87,55)^2 + (321 - 160,2)^2 + (185,2 - 175,1)^2} = 0,56$$

ESTADO TERMODINÁMICO DEL GAS

Suponiendo una aceleración del gas adiabático-isentrópica a la entrada del rodete, se puede calcular la presión del gas:

$$cp(T_0 - T_1) = \frac{1}{2} C_1^2$$
$$T_1 = T_0 - \frac{1}{2cp} C_1^2 = 290 - \frac{160,2^2}{2 * 1004,67} = 277,22^\circ K$$

Sabiendo que el grado de reacción es de 0,5674, se obtiene que:

$$0,5674 = \frac{cp(T_2 - T_0)}{W_{comp}}$$
$$T_2 = \frac{0,5674 * 59573}{1004,67} + 290 = 323,64^\circ K$$

A continuación, sabiendo que el rendimiento del rodete del compresor es de 0,83, se calcula la T_s a la salida del rodete

$$cp(T_2 - T_0) = \frac{Cp}{\eta_{ic}} (T_{2s} - T_0)$$
$$T_{2s} = 0,83(323,64 - 290) + 290 = 317,9^\circ K$$

Con lo que se puede ahora calcular la presión a la salida del rodete

$$P_2 = P_0 \left(\frac{T_{2s}}{T_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 101325 \left(\frac{317,9}{290} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 139818 Pa$$

La pérdida de presión total en el difusor es del 5%, se tendrá que

$$\frac{P_{t3} - P_{t4}}{P_{t3}} = 0,05$$

Para despejar P_{t4} , se deberá primero encontrar P_{t3} y por lo tanto T_{t3} .

$$cp(T_{t3} - T_3) = \frac{1}{2} c_3^2$$

$$T_{t3} = \frac{1}{2cp} 224,5^2 + 323,6 = 349^\circ K$$

$$P_{t3} = P_3 \left(\frac{T_{t3}}{T_3} \right)$$

$$P_{t3} = 139817,7 \left(\frac{348,72}{323,6} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 181996 Pa$$

$$P_{4t} = P_{t3} (1 - 0,05) = 181596 * 0,95 = 172896 Pa$$

Que coincide aproximadamente con una relación de compresión de 1,7.

SECCIONES DE ENTRADA Y DE SALIDA.

La densidad del gas a la entrada, aplicando la ecuación de los gases ideales

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} = 1,16 kg/m^3$$

Por lo tanto, aplicando la ecuación de continuidad, se tendrá que:

$$\dot{m} = Ac\rho$$

El área de entrada, A_1 será $\pi d_1 b_1$, siendo b_1 la altura del álabe a la entrada.

Como velocidad, c , se deberá utilizar la velocidad relativa normal a la entrada del compresor, es decir, $W_{1t}=C_1$.

Y ahora, ya se puede despejar b_1 :

$$b_{1ideal} = \frac{\dot{m}}{\rho_1 \pi d_1 W_{1t}} = \frac{0,1964}{0,05\pi * 87,55 * 1,16} = 0,0122m = 12,2mm$$

Se ha llamado b_{1ideal} debido a que no se ha tenido en cuenta el espesor de los álabes.

Gráficamente, se puede obtener el tanto por ciento de espesor de los álabes en la entrada. En este caso es un espesor del 20% del área de entrada del rodete, y por lo tanto, para dejar pasar el mismo caudal, el área efectiva deberá ser la misma, y por lo tanto.

$$b_1 = 1,2b_{1ideal}$$

Por lo tanto

$$b_1 = 1,2 * 12,2 = 14,6 \approx 14.5mm$$

Para conocer b_2 , se procede análogamente.

$$b_{2ideal} = \frac{0,1964}{0,1\pi * 123,63 * 1,50} = 0,00335m = 3,35mm$$

Debido a que el conducto es muy estrecho, se decide construir con una altura de 5mm. Por lo tanto:

$$b_2 = 5mm$$

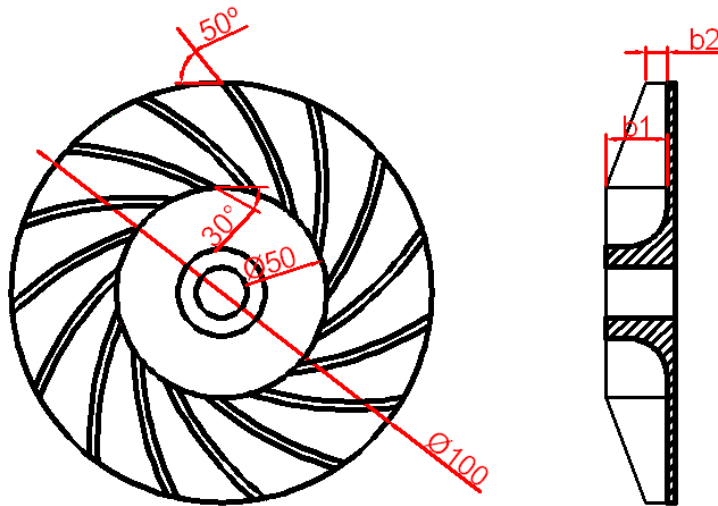


Imagen 6. Dimensiones principales del TC

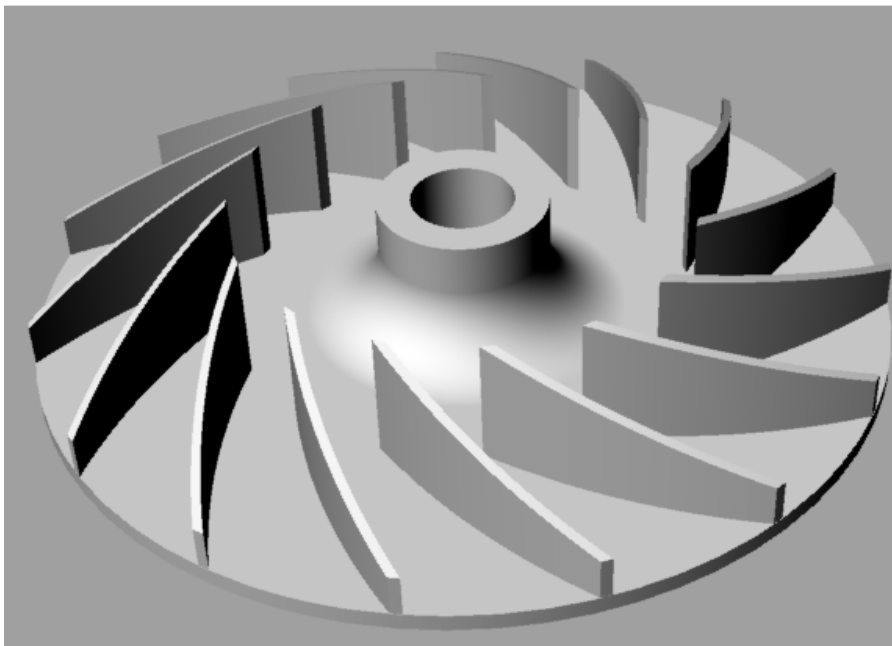


Imagen 7. Rodete del compresor en 3D

DISEÑO DEL SISTEMA DIFUSOR CON ÁLABES GUÍAS

Hay varios diseños de sistemas difusores. Al igual que en los TC radiales, los sistemas más económicos de fabricación, son aquellos con álabes rectos. En este caso, al hacerlo con máquina de CNC, se trazan como arcos de circunferencia.

Es importante que el número de álabes del sistema difusor no sea múltiplo del número de álabes del compresor para evitar así posibles fenómenos de resonancia.

Asimismo, se debe dejar una separación entre compresor y difusor, a fin de que la corriente que llegue al difusor sea uniforme y no produzca choque. Esta distancia, deberá ser suficiente para estabilizar el flujo, pero no excesiva, debido a que en ella se producen pérdidas por rozamiento y aumentan el volumen de la máquina.

Se recomienda que el diámetro interior del difusor sea del orden de 1,1 a 1,2 veces el diámetro exterior del rodete.

Hemos elegido 1,1, y por lo tanto d_i será 110mm. El ángulo de entrada, se calculará gráficamente mirando el ángulo de incidencia según el triángulo de velocidades real.

Finalmente, valores corrientes para la altura b_3 del difusor, suele ser de 1 a 1,5 b_2 , y en este caso, se adoptará $1,25b_2$.

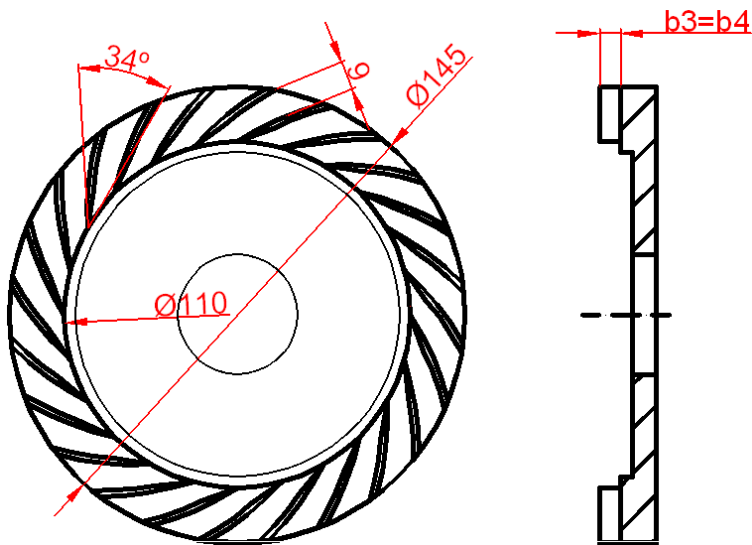


Imagen 8. Dimensiones principales del difusor

CÁLCULO DE LA TURBINA

DIÁMETRO MEDIO DE LA TURBINA

Se ha elegido una turbina axial con $\sigma=1/2$.

Para rendimiento periférico máximo, c_{2u} tiene que ser 0. Y como el grado de reacción es $\frac{1}{2}$, $c_{1u}=w_{2u}=u$, y por lo tanto

$$w = u_{em}^2$$

El trabajo para accionar el compresor, es de 59573J/kg, y por lo tanto

$$u_{em} = \sqrt{w} = \sqrt{59573} = 244m/s$$

Y por lo tanto, el diámetro medio del rotor, d_m , será

$$d_m = \frac{u_m}{\frac{n}{60}\pi} = \frac{244}{\frac{60000}{60}\pi} = 0,0776m$$

Por lo tanto, el diámetro medio del rodete de la turbina será de 77,6mm.

ESTADO TERMODINÁMICO DEL GAS

Y si el ángulo material es de 35° , c_1 deberá ser

$$c_1 = \frac{u_{em}}{\cos 35^\circ} = \frac{244}{\cos 35^\circ} = 297,9m/s$$

Con lo que se puede calcular el salto real del escalonamiento

$$h_0 - h_1 = cp(T_0 - T_1) = \frac{1}{2}c_1^2$$

$$T_1 = T_0 - \frac{1}{2cp}c_1^2 = 880 - \frac{1}{2 * 1004,67}297,9^2 = 835^\circ K$$

Asumiendo un rendimiento de la tobera de 0,7, la temperatura a.i será de

$$cp\eta_{iT}(T_1 - T_{2s}) = cp(T_1 - T_2)$$

$$T_{1s} = T_0 - \frac{(T_0 - T_1)}{\eta_{iT}} = 880 - \frac{(880 - 835)}{0,76} = 822,3^\circ K$$

Y por lo tanto, la presión a la salida de las toberas

$$P_1 = P_0 \left(\frac{T_{1s}}{T_0} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 160194,9 \left(\frac{822,3}{880} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 126313,2 Pa$$

Para calcular las toberopaletas, se procede de manera análoga.

$$cp(T_1 - T_2) = \frac{1}{2}(W_2^2 - W_1^2)$$

$$T_2 = 835 - \frac{1}{2cp}(298^2 - 170,9^2) = 806,14$$

Y la temperatura a.i de salida, sería:

$$cp(T_1 - T_2) = cp\eta_{Tob}(T_1 - T_{2s})$$

$$T_{2s} = T_1 - \frac{T_1 - T_2}{\eta_{Tob}} = 835 - \frac{835 - 806}{0,76} = 797,39^\circ K$$

Y la presión de salida de la toberopaleta, será

$$P_2 = P_1 \left(\frac{T_{2s}}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 131009,9 \left(\frac{797,39}{835} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = 106979,1 Pa$$

Asumiendo que la expansión en la tobera es a.i, y que la presión de descarga es un 2% superior a la atmosférica, es decir 1,02 bar, que pasado a pascles son 103351Pa, y por lo tanto, la presión de descarga de la toberopaleta, es prácticamente igual a la de descarga del cono, por lo que se omite el diseño y construcción de este.

Una vez calculado el estado termodinámico del gas, se puede proceder a calcular las secciones de la turbina.

A continuación, se adjunta una tabla con los valores de las propiedades del gas en los diferentes puntos de control.

	TOBERAS		TOBEROPALETAS		CONO
	ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA	SALIDA
T(°K)	880	836,130882	836,130882	806,694261	798,787262
P(Pa)	160194,825	126313,138	126313,138	106979,386	103351,5
v(m³/kg)	1,57570134	1,8987398	1,8987398	2,16296046	2,21694062
ρ(kg/m³)	0,63463803	0,52666511	0,52666511	0,4623293	0,45107207

CALCULO DE LA SECCIÓN DE PASO DE LOS ÁLABES

En este cálculo, se supone que el flujo másico no se incrementa debido a la adición de combustible.

Siendo así, se tiene por la ecuación de continuidad:

$$\dot{m} = S c \rho$$

Y teniendo en la ec de continuidad todos los valores excepto la sección de paso, S, esta se puede despejar

$$S = \frac{\dot{m}}{c \rho}$$

En la sección de salida de la tobera, tenemos que $c_1=297,9\text{m/s}$ y que $\rho_1=0,546\text{kg/m}^3$ y $\dot{m}=0,1964\text{kg/s}$

Por lo tanto, la sección de salida, S_1 será

$$S_1 = \frac{0,1964}{297,9 * 0,5266} = 0,0012\text{m}^2 = 12,5\text{cm}^2$$

Para calcular las secciones de paso de la toberopaleta, se procede de manera análoga, pero las velocidades, serán las relativas

$$S_{1\text{toberopaleta}} = \frac{0,1964}{170,92 * 0,545} = 0,021\text{m}^2 = 21,8\text{cm}^2$$

Y la sección de salida

$$S_{2\text{toberopaleta}} = \frac{0,1964}{297,7 * 0,49} = 0,0134\text{m}^2 = 14,3\text{cm}^2$$

Ahora, ya se pueden elegir el número de paletas y toberopaletas, y el grosor que deben tener.

FORMAS DE LAS TOBERAS

Se ha elegido 17 toberas para la corona fija. Por lo tanto, la separación b, entre toberas, será de:

$$b = \frac{\pi d_m}{n^{\circ}\text{toberas}} = \frac{\pi 7,6\text{cm}}{17} = 1,4\text{cm}$$

Una primera aproximación de las formas del cuerpo de toberas, se muestra en la siguiente figura. Las unidades están expresadas en mm.

Como se ve, la sección en la garganta de la tobera, sin tener en cuenta el grosor de la pared de la tobera es de 8mm.

Las toberas, se construyen cilíndricas para facilitar el mecanizado en la máquina de control numérico. Por lo tanto, la sección de paso será la distancia en la garganta en el diámetro medio multiplicado por la altura de la tobera, es decir:

$$S_{paso} = b \cdot h = \frac{\pi d_m}{n^{\circ} \text{ toberas}} \cdot h$$

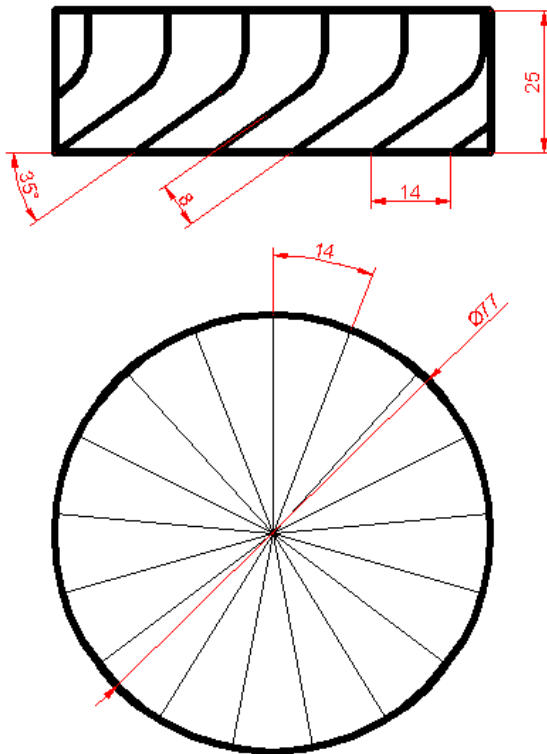


Imagen 9. Dimensiones principales del cuerpo de toberas

Se diseña el álabe con un grosor en la garganta de 0,8mm, y por lo tanto, la distancia de la sección de paso en la garganta, será de 0,72cm.

La sección de la tobera, es la siguiente, hecha mediante arcos de círculo y rectas.

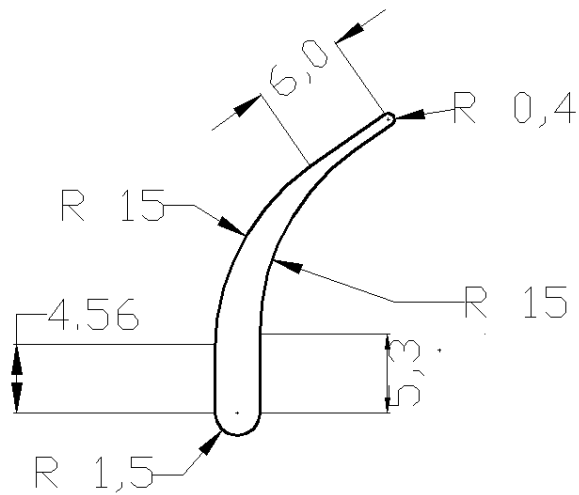


Imagen 10. Diseño de la sección de la tobera

A partir de esta medida, se puede encontrar una primera aproximación a la altura de la tobera en la sección de salida.

La sección de salida por tobera, será:

$$S_0 = \frac{12,5cm^2}{17toberas} = 0,73cm^2$$

Y por lo tanto, la altura de las toberas será, en primera aproximación, de

$$h_1 = \frac{0,73cm^2}{0,72cm} = 1,01cm$$

Así, suponiendo que el diámetro medio es en el centro, se le tendrá que sumar 0,5cm por lado, quedando un diámetro de 87mm.

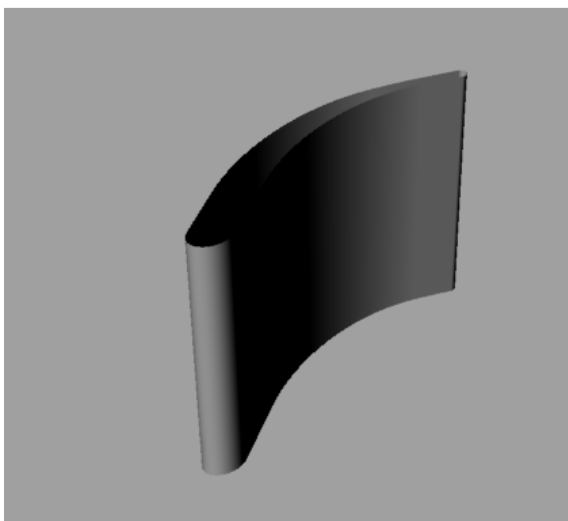


Imagen 11. Tobera 3D

FORMAS DE LAS TOBEROPALETAS

La altura de las toberopaletas, será de 1,1 cm, y serán rectas. Se han elegido 20 acorde a modelos anteriores de microturbinas que utilizan el mismo tipo de construcción de rodete.

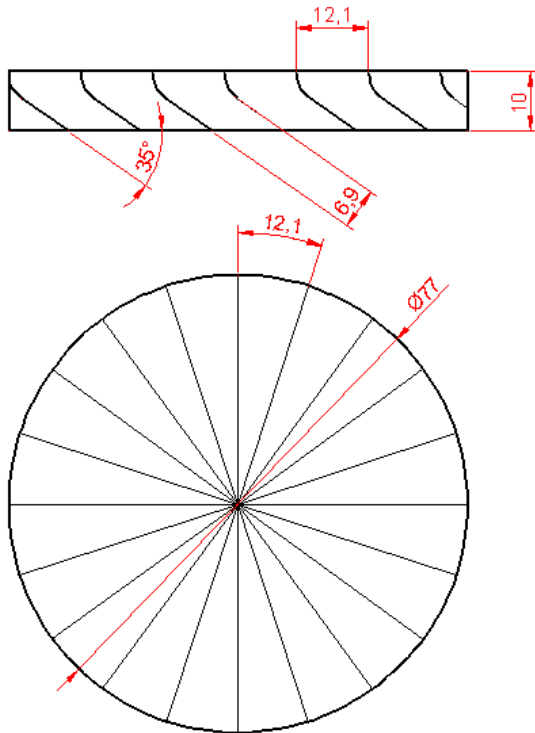


Imagen 12. Dimensiones principales del rodete

La sección de paso de las toberopaletas, vendrá definida por la misma ecuación que las toberas:

$$h_2 \cdot b_{garganta} \cdot n^{\circ}toberopaletas = 14,3cm^2$$

$$b_{garganta} = \frac{14,3cm^2}{1,1cm * 20} = 0,61cm$$

Y por lo tanto, el grosor de la pared en la garganta, deberá ser de 6,9mm-6,1mm=0,8mm

ESTUDIO TRIDIMENSIONAL DE LOS ÁLABES

TOBERAS

Como se ha dicho, las toberas se diseñan con α cte de la base a la punta por motivo de facilidad de mecanizado.

Por lo tanto, sabiendo los triángulos de velocidad en el centro, se podrá proceder a calcular los de la base y la punta mediante la ecuación de equilibrio radial para α cte:

$$c_a = \frac{cte}{r \cos^2 \alpha}$$

Con la constante previamente despejada del triángulo de velocidades en el centro del álabe, se obtienen los siguientes resultados:

	BASE	MITAD	PUNTA
radio (m)	0,0335	0,0385	0,0435
Cu (m/s)	267,992608	244,108624	224,905692
Ca (m/s)	187,650444	170,926698	157,480661

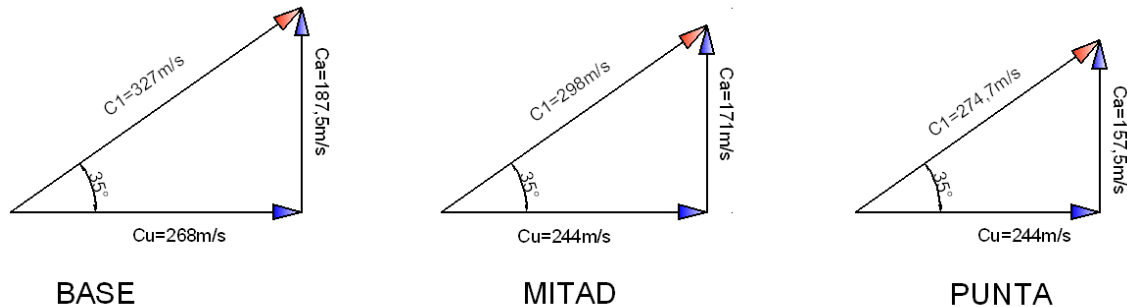


Imagen 13. Triángulos de velocidad en la base, mitad y punta de las toberas.

TOBEROPALETAS

Y ahora ya se pueden construir los ángulos de ataque de las toberopaletas. β_1

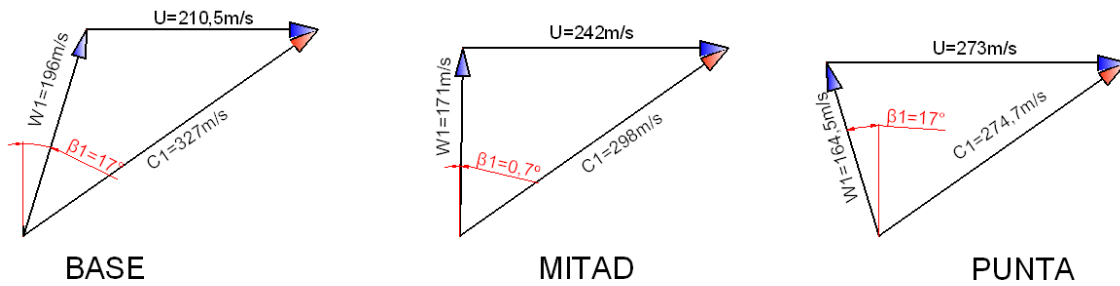


Imagen 14. Triángulos de velocidad de entrada en base, mitad y punta de las toberopaletas.

Para seleccionar el ángulo de salida de las toberopaletas, se impondrá la condición de velocidad axial constante, y los triángulos de salida quedan automáticamente determinados.

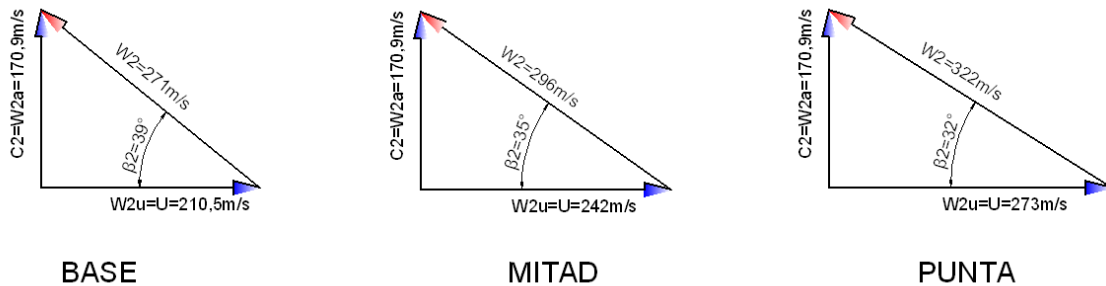


Imagen 15. Triángulos de velocidad de salida de las toberopaletas en base, mitad y punta

Y como vemos, el grado de reacción aumenta de la base a la punta.

Con los triángulos de velocidades, se puede ahora construir la toberopaleta en 3D.

Hay diversas maneras de juntar las superficies creadas, en este caso se ha hecho creando una superficie NURBS entre las tres secciones calculadas.

Y el renderizado final de la toberopaleta es el siguiente

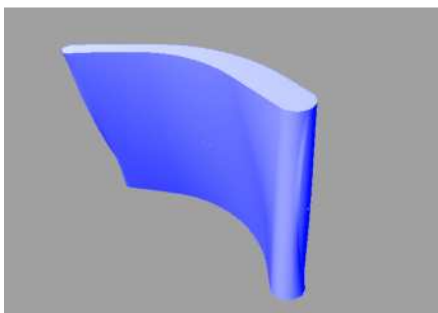


Imagen 16. Toberopaleta 3D

CONSTRUCCIÓN

PROCEDIMIENTOS RUTINARIOS

ROSCADO

Para hacer una rosca, se debe hacer primero un agujero, el diámetro del cuál, viene tabulado en función de la métrica y el paso de la rosca final.

El inicio de la rosca se realizará en la fresadora, taladro, torno o cualquier máquina con un eje bien alineado, debido a que si se inicia a mano, es probable que la rosca se desvíe.

TORNO CONVENCIONAL

Al mecanizar una pieza en el torno y posteriormente tener que volverla a sujetar en el plato de garras, se debe comprobar el “salto” o excentricidad que tiene. Por ello, utilizamos un comparador como el de la Fotografía 16.

FRESA CNC

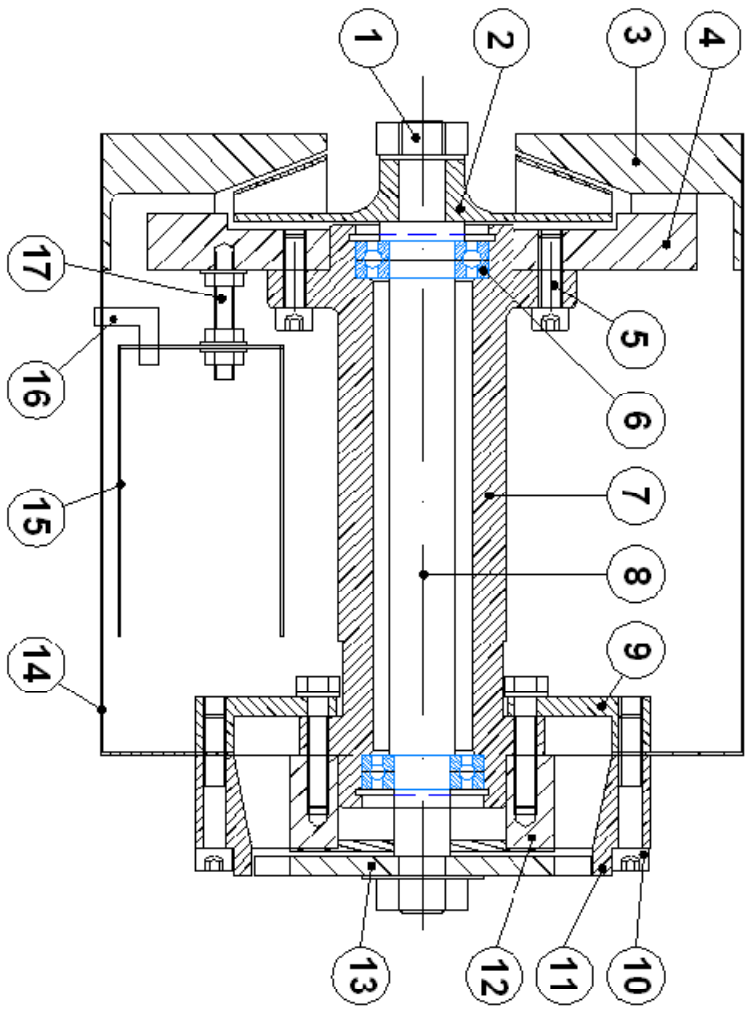
Al lanzar un programa en la fresa de CNC para mecanizar una pieza, el programa realizado tiene un punto de partida x, y, z de la fresa, y debemos ser capaces de encontrarlo en la mesa de mecanizado. Por ello, se procura que el inicio del programa esté en algún punto del eje de simetría de la pieza. Si se ha realizado el programa así, encontrar el centro x del punto de partida, se hace manteniendo el eje y parado, y solo moviendo el eje x , se palpa un extremo de la pieza y se pone el valor x a cero. A continuación se palpa el otro extremo y se mira el valor x de la posición del portaherramientas. El centro x será, por lo tanto, la mitad del valor leído, y al situar el portaherramientas a ese valor se pone el x de la máquina a cero.

Para el centro y , se procede de modo análogo, y ya se tiene el centro $x-y$ de la pieza.

Para encontrar la z del punto de partida, se debe crear el programa con compensación de herramienta en la punta, quitar el palpador del portaherramientas y colocar la fresa con que se va a realizar el mecanizado. Una vez puesta la fresa, se palpa con la ayuda de un papel, un plano de referencia conocido de la pieza, y se pone la z de la máquina al valor z del plano conocido (es habitual poner $z=0$), y ya se tienen los tres ejes localizados.

PLANO DE CONJUNTO

Para una visión general de la turbina y un correcto ensamblaje, se sigue el siguiente plano de conjunto.



PLANO DE CONJUNTO TURBINA		
1	2	Tuerca M12X125
2	1	Rodete Compresor
3	1	Tapadera del Difusor
4		Difusor
5	6	Tornillo Allen M6
6	1	Cojinete BUU322
7	1	Estructura Interna
8	1	Eje
9	3	Tirantes
10	3	Tornillo Allen M6
11	1	Carcasa Turbina
12	1	Corona Toberas
13	1	Rodete Turbina
14	1	Carcasa C. Combustión
15	1	Tubo de llama
16	1	Entrada combustible
17	2	Espárrago M5
MARCA	Nº DE PIEZAS	DESIGNACIÓN

COMPRESOR

MATERIALES

La construcción de la turbina de gas, se ha empezado por el compresor.

Para la construcción del rodete mecanizado, se ha elegido duraluminio. Este material, es una aleación de aluminio y cobre que tiene muy buenas propiedades mecánicas a temperatura ambiente.

En cambio, para la construcción de la tapa del rodete, se ha elegido aluminio no aleado, debido a que es más maleable y permite así darle forma más fácilmente.

Para el mecanizado del difusor, se ha elegido también aluminio no aleado debido a su menor precio y a que no debe soportar altas temperaturas ni esfuerzos elevados.

FABRICACIÓN

RODETE

Para su mecanizado, se ha partido de un cilindro de aluminio de 15cm de diámetro y 20 de altura.

El primer paso en el mecanizado, es dejar el diámetro exterior de 10cm a medida. A continuación, se hace el cono con el ángulo deseado y se hace el agujero central. Todas estas operaciones, se han hecho en un torno convencional y con una herramienta de acero rápido.

Posteriormente, se sujeta el compresor en el centro de mecanizado y se nivela con el comparador. Se pasa el programa de mecanizado del ordenador a la máquina y se empieza a mecanizar. En la imagen 12, se observa la primera fase de mecanizado y la sujeción del compresor previamente nivelado.

La primera parte del programa, realiza el mecanizado de la entrada de aire con una fresa de bola de 4mm, y la segunda parte del programa se utiliza también una fresa de 4mm, pero en este caso recta para hacer el contorno de los álabes.



Fotografía 1. Se observa la forma primitiva del troncocono realizado con el torno y puesto en la máquina de CNC con el refrigerante.

Para hacer el compresor de tipo hermético, se deberá utilizar una chapa para taparlo. Debido al poco grosor de la chapa (1mm) y la forma cónica que debe formar para tapar el compresor, se decide que la mejor solución constructiva, es cortando una chapa de 1,5mm y embutirla.

El embutido quitará espesor de la chapa, y por ese motivo se ha elegido algo más gruesa.

En la fotografía se aprecia el compresor ya mecanizado y la chapa de aluminio empleada para taparlo.



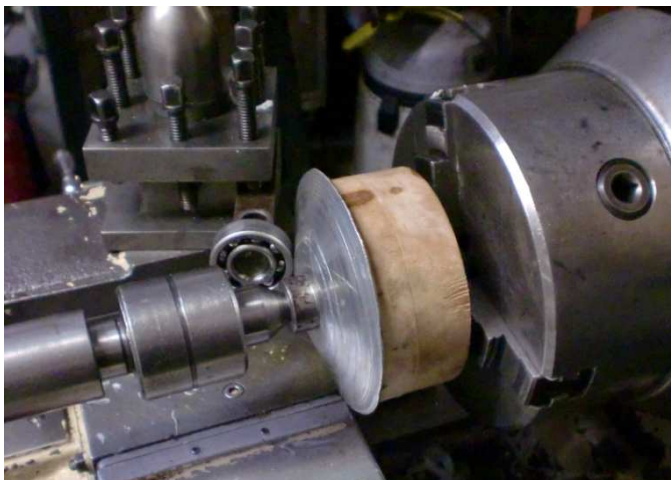
Fotografía 2. Rodete del TC mecanizado y chapa para taparlo

Para hacer el embutido, se fabricará un molde macho y uno hembra de madera. A continuación, con el molde macho se hará un primer embutido en el torno.



Fotografía 3. Fabricación del molde macho

Esto se hace con la ayuda de un cojinete. Con el molde una vez centrado, suavemente se empieza a embutir la chapa en el cono. Esto se hace inclinando la torreta los grados del cono, y colocando un cojinete en el portaherramientas. Nos ayudamos de un poco de aceite para que el cojinete deslice mejor y no deje marcas en el aluminio.



Fotografía 5. Embutido de la chapa en el torno

Para acabar el embutido, se coloca en una prensa manual la chapa entre el molde macho y el hembra, y la chapa queda con la conicidad deseada. Si se hubiera endurecido por el primer embutido, se puede recocer con un soplete y finalmente ponerla en la prensa.

Finalmente, se tornean los bordes sobresalientes de la chapa a medida.

Para la unión entre la chapa y el compresor, se piensa en un primer momento en la soldadura. Un buen método, podría haberse hecho mecanizando parte del contorno

de 5 álabes en la chapa y soldar por dichas ranuras. Pero la soldadura probablemente produciría deformaciones, además de que en aluminio es complicada, y más aún teniendo en cuenta lo laborioso de la operación de mecanizado, se decide que la mejor opción es el remachado.

Por ello, se practican en una fresadora manual, 2 agujeros de 1,1mm a 5 de los 15 álabes. Por estos agujeros se introducirán los remaches. Para que todos los agujeros queden a la misma altura, se marcará primero el punto de entrada de la broca con la máquina de electroerosión.

La siguiente fotografía muestra cómo se van a perforar los álabes, y se ve en detalle las entradas realizadas por la máquina de electroerosión.



Fotografía 6. Taladrado de los agujeros para el remachado. Se observa los puntos de entrada para el taladro realizados con la máquina de electroerosión

Una vez realizados los agujeros, se coloca la chapa encima del compresor, y desde la parte posterior del compresor, se perfora la chapa



Fotografía 7. Taladrado de la chapa embutida. El taladro pasa esta vez por los agujeros ya hechos y solo perfora la chapa que hay debajo.

El procedimiento de remachado, consiste en cortar un trozo alambre 1 mm de diámetro y colocarlo en el agujero de diámetro correspondiente de la remachadora manual. A continuación, se remacha la cabeza utilizando la cabeza redondeada del martillo. En la fotografía, se observa el alambre colocado en la remachadora y listo para ser picado. Es conveniente limar la cabeza antes del remachado.



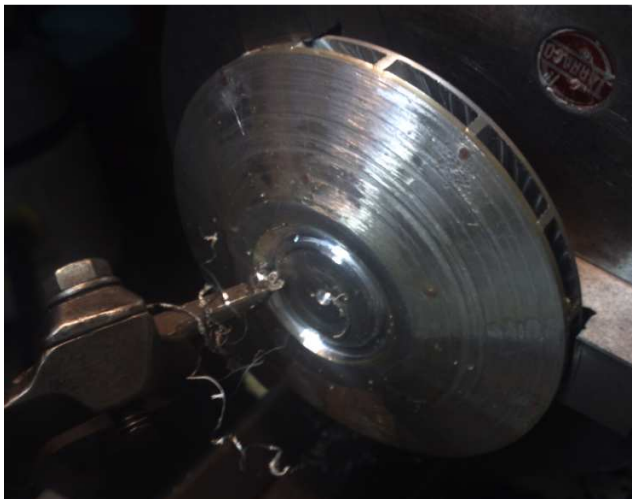
Fotografía 8. Herramientas utilizadas para el remachado.

Una vez hecho esto, se pasa el alambre remachado por el agujero de la parte del compresor, y se remacha por la cara de la chapa, como se observa en la fotografía.



Fotografía 9. Remachado manual del compresor

Finalmente, para acabar el rodete del compresor, con una lima se pule y deja a medida (1mm) la chapa en el torno, y se hace el agujero en la chapa para la entrada de aire. Se debe hacer con una herramienta de corte muy fina para evitar el embutido de la lámina.



Fotografía 11. Corte de la chapa que obstruye la entrada de aire.

DIFUSOR

El difusor, es más sencillo en su construcción. Para su construcción, primero se tornean los diámetros exterior e interior. A continuación, se fabrica una tapa para su

sujeción en el centro de mecanizado. Una vez hecho esto, se puede sujetar y nivelar en el centro.



Fotografía 12. Mecanizado CNC del difusor. Se puede ver el aceite refrigerante utilizado para poder utilizar mayores velocidades de corte.

La tapa del difusor, está fabricada en el torno convencional. El cono se hace con la torreta y el radio de la entrada del gas en la cámara de combustión con una herramienta de acero rápido para hacer radios.



Fotografía 13. Mecanizado de la tapa del difusor. En la segunda imagen, se está utilizando una herramienta de interiores.

ESTRUCTURA INTERNA

MATERIALES

La estructura interna, conforma el cuerpo resistente de la turbina, que soporta el resto de piezas. Esta construida de acero comercial F114.

Se trata de un acero con un 0,45% de carbono, que permite un fácil mecanizado.

FABRICACIÓN

Su mecanizado, está realizado íntegramente en torno convencional a partir de un bloque cilíndrico.



Fotografía 15. Torneado de los asientos del cojinete. Se puede observar el montaje con lunetas debido a la gran longitud de la pieza.

Debido a que se deben mecanizar ambos lados de la estructura, y solo se puede agarrar por un extremo con el plato de garras, se hace necesaria la colocación de una luneta. Se debe cuidar siempre la lubricación de las garras de esta para evitar excesivos rozamientos.



Fotografía 16. Centrado con el comparador.

Los mecanizados exteriores, se realizan en herramienta de widia, mientras que la cavidad para el eje se hace pasando una broca y dando el acabado con una herramienta de interiores de acero rápido. Los alojamientos de las arandelas sieger, se hacen con herramientas para cavidades.

Para hacer el agujero con la broca, se debe hacer primero un lado de la estructura y después el otro. Se hace para evitar un excesivo descentrado por la gran longitud de la broca. Para pasar la broca, se debe primero marcar el punto de entrada con un punto de acero rápido, e ir pasando sucesivamente brocas de mayor tamaño. Se hará siempre un cono de entrada con una herramienta de acero rápido para facilitar una buena entrada de la broca.

El alojamiento de los cojinetes, se debe cuidar especialmente, debido al perfecto ajuste a realizar, de manera que cuando queda aproximadamente 0,1mm para el diámetro nominal, se va quitando una centésima de milímetro a cada pasada para que el cojinete entre sin juego.

Finalmente, se hace el taladrado de los agujeros con CNC para un perfecto alineamiento con las toberas y difusor del compresor.



Fotografía 17. Simulación en la fresadora del programa y posterior mecanizado.

EJE

MATERIAL

El eje, se ha realizado en acero comercial F127. Se trata de un acero al carbono aleado adecuado para la fabricación de piezas sometidas a esfuerzos de fatiga, especialmente indicado para fabricación de ejes y bielas.

FABRICACIÓN

Se ha torneado a partir de un cilindro macizo de 20mm de diámetro. Para su torneado nos hemos ayudado de un perro de arrastre.



Fotografía 19. Torneado del eje. Se puede ver el perro de arrastre al final del eje.

Es importantísimo que este elemento esté bien centrado. Por ello, le damos un acabado muy fino dando muy poca velocidad de avance y poca profundidad de pasada con una herramienta de acero rápido.



Fotografía 20. Comprobación del buen centrado del eje mediante comparador. Tolerancia 0,01mm.

La rosca se hace en el torno. Es una rosca M12X1,25, es decir de paso fino para que pueda soportar más carga.

En la fotografía, se puede observar la rosca y la herramienta utilizada para fabricación de la cavidad para la arandela sieger.



Fotografía 21. Detalle de la rosca y asiento para la arandela sieger.

TURBINA

MATERIALES

Como ya se ha dicho, la turbina consta de dos partes esenciales; el cuerpo de toberas o estator, y la turbina o rotor. El rotor, a pesar de estar sometido a menor temperatura que el estator (Ya ha pasado una primera expansión), está sometido a esfuerzos centrífugos elevados, y por lo tanto el material deberá ser más resistente.

Para el estator, se ha elegido acero F114, ya descrito anteriormente para fabricar el cuerpo de toberas, y para el rotor acero inoxidable 314. Se ha elegido este acero debido a que dentro de la familia de los inoxidables, es un acero maleable, propiedad necesaria para la fabricación del rodete y sus características mecánicas son suficientes para esta aplicación.

FABRICACIÓN

CUERPO DE TOBERAS

El cuerpo de toberas, se ha mecanizado en control numérico, con fresa plana de 6mm.

Para su mecanizado, se ha fabricado primero un tronco de cono con la longitud y diámetro interior y exterior acordes con los planos. Después se ha acoplado al divisor, un plato de 4 garras independiente. Para agarrar el tronco de cono, se ha fabricado un soporte auxiliar y se ha centrado el tronco de cono, como se muestra en la imagen.



Fotografía 22. Centrado del cono de la tobera en el plato divisor.

A continuación, se ha programado en la fresa de CNC el mecanizado de un álabe y se ha sujetado el plato divisor a la mesa de trabajo del centro de mecanizado y apoyado con un contrapunto para evitar desplazamientos, como se observa en la imagen. Ahora, solo queda centrar la herramienta y se lanza el programa 17 veces, rotando el plato divisor $\frac{360}{17}$ grados cada vez que se lanza.

El resultado del mecanizado se puede ver en la imagen



Fotografía 23. Mecanizado del cuerpo de toberas en la fresa CNC.

Las entradas de los agujeros para la sujeción a la estructura interna, también se hacen en CNC para que estén bien centrados, y posteriormente se taladran y roscan en la fresadora manual.

RODETE

El rodete, como se ha dicho antes, se construye en acero inoxidable 317.

Un proceso utilizado en turbinas caseras, consiste en cortar una chapa redonda de acero inoxidable, cortar los álabes y doblarlos. Posteriormente, con una mola de mano se lijan y se acaban de perfilar.

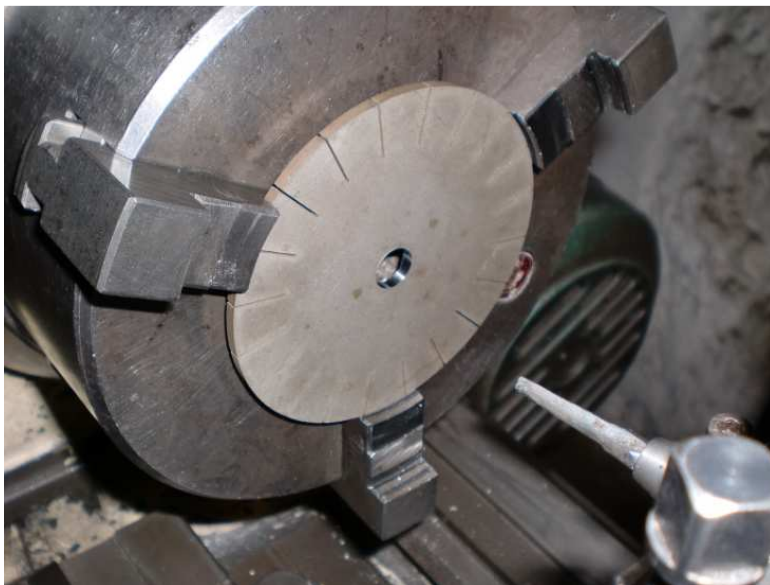
En este caso, se ha elegido este procedimiento, pero con algunas modificaciones para mayor precisión.

El corte de la chapa de acero inoxidable, se lleva a cabo con hilo de electroerosión por CNC. De esta manera, se hace el programa para cortar el disco. La entrada se realiza con arco de circunferencia, y se sitúa el punto de enhebrado del hilo a 5mm del inicio del álabe.



Fotografía 24. Corte de la chapa en la máquina CNC de hilo.

Una vez cortada la chapa, se centra en el torno y se le hace el agujero central para poder doblar los álbes. El agujero, debe ser ya de tolerancia ajustada para que entre bien en el eje, pero sin juego.



Fotografía 25. Rueda de la turbina montada en el plato de garras del torno para hacer el agujero del eje.

A continuación, se coloca con la ayuda de un torneador, en el plato divisor, y se van doblando los álbes. Para introducir el rodete en la máquina de electroerosión por penetración, primero se fabrican los moldes. En esta máquina, la pieza a electroerosionar está bañada en un dieléctrico. Los ánodos son de cobre, y tienen la forma definitiva del álabe. En la fotografía 23 se puede ver el electrodo de la cara de presión del álabe.



Fotografía 26. Rueda de la turbina puesta en la máquina de electroerosión. Se observa el ánodo de cobre utilizado para electroerosionar el acero inoxidable.

A continuación, se pulen los álabes con una mola manual. El resultado final se puede ver en la siguiente fotografía.



Fotografía 27. Muela manual de altas revoluciones. Se observa el cambio en la superficie del álabe antes.

Finalmente, se tornea la turbina para dejar el rodete completamente concéntrico con el eje y al diámetro correspondiente.



Fotografía 29. Toberas y toberopaletas. Se pueden observar los triángulos de velocidades calculados

CARCASA DE LA TURBINA

MATERIALES

La carcasa de la turbina, se ha fabricado mediante dos cilindros de acero comercial F114. Las razones por las cuales se ha elegido este material son las mismas que en el caso del cuerpo de toberas.

FABRICACIÓN

Simplemente se han torneado a su diámetro correspondiente y hecho los agujeros necesarios para su sujeción.



Fotografía 30. Torneado de los dos cilindros para la carcasa de la turbina.

A continuación, se han soldado. Esto se ha hecho así debido a que se tenían disponibles dos tubos de diámetros parecidos a los requeridos y con solo una soldadura se ahorra la compra de nuevo material. Para que la soldadura quedara bien centrada, se ha hecho un pequeño escalón al cilindro de mayor diámetro que encaja con el cilindro de menor diámetro, y de esta manera la soldadura se hace fácil.



Fotografía 31. Carcasa del estator. Se puede ver la unión soldada.

CÁMARA DE COMBUSTIÓN

MATERIALES

La cámara de combustión es del tipo anular. Está formada por dos tubos concéntricos de acero inoxidable. La adición de combustible se realiza en la zona primaria, donde los agujeros son escasos, y posteriormente, en la dirección del flujo el número de agujeros aumenta; es la llamada zona de dilución.

Para evitar tener que doblar las láminas, se escogen cazuelas de acero inoxidable embutido.

La entrada de combustible se realizará mediante tubos de cobre.

CONSTRUCCIÓN

La cazuela exterior se corta en el torno para poder encajarla con la interior, como se muestra en la fotografía32.



Fotografía 32. Corte del tubo de llama exterior.

El agujereado, se realiza en una fresadora manual y con la ayuda del plato divisor. Al ser las cazuelas de espesor muy fino, se debe introducir un rigidizador en el interior, y hacer un pequeño agujero con un punto y con lubricante antes de pasar la broca, para evitar que se embuta con la presión de la herramienta.



Fotografía 33. Agujereado de los tubos de llama.

El sistema de distribución de combustible, consta de cuatro entradas de combustible por tubos de cobre. El distribuidor, está soldado a los tubos de cobre mediante soldadura a la plata, debido a que si soldáramos el cobre con estaño, las altas temperaturas fundirían la unión.

Para soldar con esta técnica, se debe utilizar Borax, para facilitar que el metal fundido fluya por la unión. Es muy importante dejar las superficies de cobre bien limpias y exentas de grasas, ya de otra forma la soldadura será defectuosa.



Fotografía 34. Preparación para la soldadura a la plata.



Fotografía 35. Soldado del distribuidor a los tubos de llama.



Fotografía 35. Tubos de llama de la cámara de combustión finalizados.

Para construir la carcasa de la cámara de combustión, se ha utilizado un tubo de chimenea de acero inoxidable de 0,7mm de espesor. Para evitar posibles descentrados, se ha cortado a mida mediante el hilo de electroerosión. También se ha cortado con esta técnica la tapa que se observa a la izquierda de la imagen. A continuación, se han soldado ambas piezas para dar el cuerpo exterior de la cámara de combustión.



Fotografía 36. Tubo de la cámara de combustión y anillo para cerrarla.

ENSAMBLAJE Y PRUEBAS

Una vez fabricados todos los componentes de la turbina, se deben ensamblar. A continuación, se muestra el proceso hasta llegar a la turbina completa.



Fotografía 37. Vista del despiece de la turbina.

El primer paso es el montaje del eje en la estructura interna por medio de los cojinetes. Se deben colocar las arandelas sieger.

A continuación, se puede montar el rodete del compresor y taparlo con el difusor, que se atornillará a la estructura interna.



Fotografía 38. Montaje del eje, estructura interna y compresor.

El siguiente paso, es el montaje de los tubos de llama de la cámara de combustión, el cuerpo de toberas y los rigidizadores.



Fotografía 39. Montaje de la cámara de combustión, cuerpo de toberas y rigidizadores.

Una vez montado el cuerpo de toberas, se introduce grasa de alto punto de fusión en la cavidad existente en la estructura interna, y se tapa con la pieza atornillada fabricada especialmente para este fin. Esto se hace debido a que esa zona de la máquina alcanzará grandes temperaturas y el cojinete pierde su grasa rápidamente.

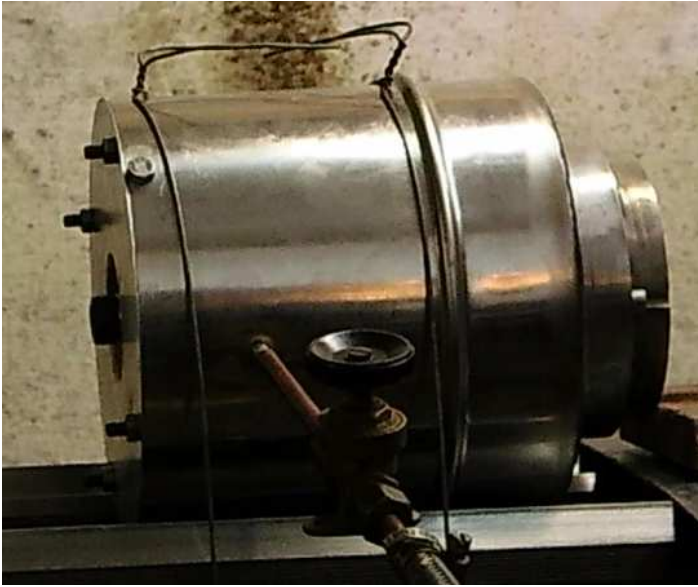
En la fotografía puede observarse un tornillo de la tapa marcado en rojo.



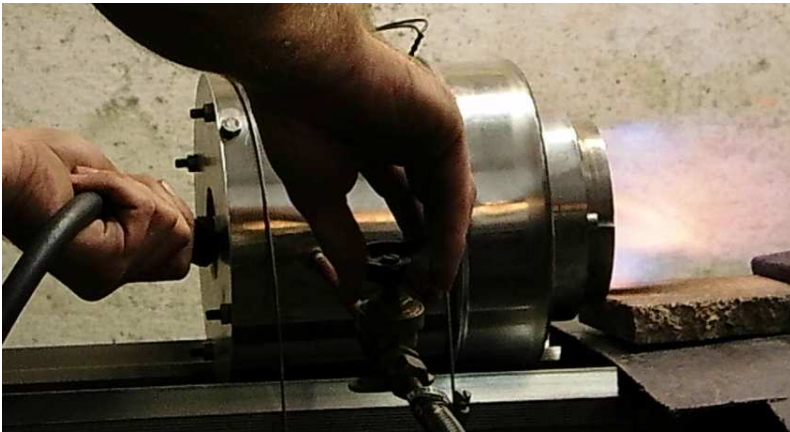
Ilustración 1Fotografía 40. Tapa para la lubricación del cojinete.

Finalmente, se inserta la carcasa de la cámara de combustión y está lista para poner en marcha.

El aspecto final es el de la fotografía 41, en la cual se puede observar la entrada de combustible a través de la carcasa de la cámara de combustión y en la fotografía 43, se muestran las primeras pruebas.



Fotografía 41. Turbina montada.



Fotografía 42. Primeras pruebas.

BIBLIOGRAFÍA

- MATAIX, CLAUDIO., 1991. *Turbomáquinas Térmicas*. 3ª Ed. Madrid: Editorial Dossat, s.a.
- ERIAN A. BASKHARONE., 2006. *Principles of Turbomachinery in Air-Breathing Engines*. Cambridge University Press.
- HANY, M. ZELESKY, M. BAINES, N. JAPIKSE, D., 2003. *Axial and Radial Turbines*. Concepts NREC
- MEHERWAN P. BOYCE., 2001. *Gas Turbine Engineering Handbook*. 2ª Ed. Gulf Professional Publishing.
- S.L.DIXON., 2005. *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. 5ª Ed. United States of America: Elsevier Butterworth-Heinemann.
- J.L. GUTIÉRREZ DE ROZAS SALTERÁIN., *Turbomáquinas Térmicas, Teoría y Problemas*. Guipúzcoa: Argitalpen Zerbitzua