



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Análisis y Diseño de Cámaras de Combustión para Miniturbinas de Gas

Autor

Abel Blanco Cordon

Director

Mariano Muñoz Rodríguez

Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2015



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. Abel Blanco Cordon

con nº de DNI 73160211V en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)
 _____, (Título del Trabajo)

Análisis y Diseño de Cámaras de Combustión para Miniturbinas de Gas

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada debidamente.

Zaragoza, 16 de junio del 2015

Fdo:



Análisis y Diseño de Cámaras de Combustión para Miniturbinas de Gas

RESUMEN

En el presente trabajo se aborda el análisis de la cámara de combustión actual de la instalación de miniturbina de gas que se encuentra en el Laboratorio de Motores de la Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad Zaragoza.

Para dicho análisis, en primer lugar se caracteriza la cámara de combustión ideal basada en aspectos teóricos con el fin de compararla con la cámara actual y situar esta última en contexto.

Teniendo en cuenta los aspectos de comportamiento de la cámara ideal y dado que el rediseño de una cámara es una tarea realmente comprometida, se va a considerar otra cámara de combustión de referencia, la cámara de la turbina de gas T33. El fin de esta última elección, radica en que resulta mucho más útil y veraz un rediseño basado en una cámara de combustión real que en otra únicamente basada en aspectos teóricos.

Así pues, se compara la cámara actual y la, desde ahora, cámara T33 con la finalidad de obtener una serie de conclusiones que sirven de entrada para llevar a cabo los rediseños tanto del tubo de llama como del torbellinador de la cámara actual.

Hasta aquí el objetivo principal del TFG que buscaba mejorar el comportamiento de la cámara de la instalación actual. No obstante, debido a las características de la instalación, el mejor comportamiento que se puede alcanzar con la cámara actual, a priori, se considera que puede tener limitaciones, incluso después de un rediseño adecuado. Es por ello por lo que en este trabajo también se aporta el diseño de una nueva cámara de combustión que sigue la metodología de análisis mencionada previamente.

TABLA DE CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN	6
2. LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN TEÓRICA.....	9
2.1. CARACTERÍSTICAS DE COMPORTAMIENTO	9
2.2. TIPOS DE CÁMARAS DE COMBUSTIÓN	10
2.3. PARÁMETROS BÁSICOS DE DISEÑO.....	13
3. DATOS CORRESPONDIENTES A LA CÁMARA ACTUAL	15
4. COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN TEÓRICA Y LA ACTUAL.....	17
5. PRESIÓN DE ALIMENTACIÓN DEL COMBUSTIBLE EN LA CÁMARA ACTUAL	19
5.1. CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CARGA EN EL INYECTOR	19
5.2. PRESIÓN DE ALIMENTACIÓN DEL COMBUSTIBLE	22
6. DISPOSITIVO DE ADMISIÓN: DISEÑO DE UN DIFUSOR	23
6.1. PARÁMETROS DE DISEÑO	23
6.2. DISEÑO DE UN DIFUSOR PARA LA CÁMARA ACTUAL	24
7. COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA ACTUAL Y LA CÁMARA T33	28
7.1. DIMENSIONES DE AMBAS CÁMARAS	28
7.2. FIGURAS DESCRIPTIVAS ACERCA DE LAS DIMENSIONES	30
7.3. RELACIONES ENTRE ÁREAS DE AMBAS CÁMARAS	33
8. REDISEÑO DE LA CÁMARA ACTUAL.....	36
8.1. REDISEÑO DEL TUBO DE LLAMA	36
8.2. REDISEÑO DEL TORBELLINADOR	39
9. DISEÑO DE UNA NUEVA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.....	49
9.1. CAUDAL MÁXIMO PROPORCIONADO POR EL TURBOCOMPRESOR	49
9.2. DISEÑO DE LA NUEVA CÁMARA	50

10. CONCLUSIONES	56
11. BIBLIOGRAFÍA	57
12. ÍNDICE DE FIGURAS	59
13. ÍNDICE DE TABLAS.....	62
14. NOMENCLATURA	65
ANEXO 1: LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN TEÓRICA	68
ANEXO 2: DATOS CORRESPONDIENTES A LA CÁMARA ACTUAL.....	83
ANEXO 3: COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA TEÓRICA Y LA ACTUAL	87
ANEXO 4: PRESIÓN DE ALIMENTACIÓN DEL COMBUSTIBLE	92
ANEXO 5: DISPOSITIVOS DE ADMISIÓN: DISEÑO DE UN DIFUSOR	96
ANEXO 6: COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA ACTUAL Y LA CÁMARA T33	105
ANEXO 7: REDISEÑO DE LA CÁMARA ACTUAL	118
ANEXO 8: DISEÑO DE UNA NUEVA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	141

1. INTRODUCCIÓN

El siguiente trabajo tiene como objetivo mejorar el comportamiento de la cámara de combustión actual para lo cual se analiza y compara con otras cámaras de combustión con el fin de rediseñar dicha cámara.

El alcance del TFG radica principalmente en el rediseño del tubo de llama y torbellinador de la cámara actual. Sin embargo, debido a limitaciones técnicas de la misma aun cuando se ha rediseñado, el alcance se extiende al diseño de una nueva cámara de combustión para solventar dichas limitaciones.

El trabajo previo en el que se apoya este documento pertenece a un antiguo alumno de la Escuela de Ingeniería y Arquitectura [5]. En dicho trabajo se recogen una gran cantidad de parámetros así como ensayos de laboratorio acerca no sólo de la cámara actual sino de la instalación en la que se encuentra.

Este TFG se encuentra en el ámbito de los motores térmicos, en concreto, tiene su contexto en el Área de Máquinas y Motores Térmicos de la Escuela de Ingeniería y Arquitectura de la Universidad de Zaragoza.

La metodología principal en la que se basa el rediseño de la cámara actual y diseño de una nueva cámara reside en la comparación entre relaciones de áreas de la cámara actual con la cámara de la turbina de gas T33. En dichas comparaciones se tienen presentes datos, características y rango de funcionamiento de la cámara teórica con los que se comprueba si el rediseño y nuevo diseño sigue un camino adecuado y correcto.

El comienzo del trabajo parte del análisis de la cámara de combustión basada en aspectos teóricos. En dicho apartado se exponen una serie de datos, requisitos y rangos de funcionamiento que se deben cumplir y se tienen presentes en todo momento para obtener un funcionamiento adecuado de la cámara en cuestión.

Posteriormente, se muestran las características de la cámara actual, extraídas del trabajo previo antes mencionado, y se comparan para poner esta última en contexto. Posteriormente, se amplía el análisis de la cámara actual mediante el cálculo de la presión de alimentación del combustible. Dicha presión debe ser capaz de vencer la presión a la que se encuentra la cámara y las pérdidas de carga producidas en el inyector de combustible.

Siguiendo con el análisis de la cámara actual, según las pérdidas de carga de la misma, se propone el diseño de un difusor que reparte el aire, procedente del turbocompresor, entre el primario y el secundario de la cámara.

Una vez analizada la cámara actual, se procede a compararla con la cámara T33. Para ello, en primer lugar se muestran una serie de tablas con las dimensiones generales de ambas cámaras, las dimensiones de los tubos de llama y torbellinadores así como las áreas calculadas a partir de dichas dimensiones. A continuación, se exponen los tubos de llama y torbellinadores de la cámara actual y la T33 indicando las dimensiones fundamentales en las mismas. En este mismo apartado, se describe el concepto de equivalencia de áreas utilizado a lo largo del trabajo para poder comparar el torbellinador actual y el T33.

Seguidamente, se relacionan las áreas obtenidas de ambas cámaras con el fin de llevar a cabo las comparaciones necesarias para el rediseño. Fijando como valor objetivo las relaciones entre áreas de la cámara T33, comienza el proceso de rediseño de la cámara actual. En concreto, se empieza a rediseñar el tubo de llama y a continuación se rediseña el torbellinador.

El rediseño del tubo de llama pasa por dimensionar la zona primaria y secundaria del mismo. Dicho dimensionamiento consiste en determinar la distribución, posición y cantidad de orificios a realizar en ambas zonas teniendo en cuenta aspectos como la refrigeración y las pérdidas de carga en el tubo de llama. Finalmente, se muestra el aspecto del tubo de llama rediseñado

Por otro lado, el rediseño del torbellinador estriba en dimensionar la zona externa e interna del mismo. Un parámetro muy importante relacionado con la zona interior es la velocidad del aire a la salida de dicha zona. Esto es porque el flujo de aire que descarga el torbellinador por esa zona, va dirigido directamente a la zona de combustión. Por tanto, el rediseño debe ser tal que permita una velocidad del aire adecuada en esa zona. Así pues, se proponen dos tipos de rediseños, uno más sofisticado y efectivo que el otro.

Para acabar, se realiza el diseño de una nueva cámara de combustión con el objetivo de trasegar el máximo caudal de aire que puede suministrar el turbocompresor del Laboratorio de Motores. Para ello, se hace uso de la hoja de regímenes de funcionamiento de dicho turbocompresor. A continuación se dimensiona la carcasa de la cámara teniendo en cuenta la velocidad del aire a través de la misma. Posteriormente, se procede a diseñar un nuevo tubo de llama siguiendo la misma metodología que en el rediseño del tubo de llama actual.

Fuera de la memoria, se indica un índice de figuras, un índice de tablas y un apartado de nomenclatura.

En cuanto a los anexos, son una ampliación de cada capítulo de la memoria y pueden ayudar a entender con mayor claridad los procedimientos llevados a cabo así como elecciones y datos escogidos. Cabe destacar que en el anexo 8 se muestra el diseño de un difusor para la nueva cámara de combustión.

2. LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN TEÓRICA

La cámara de combustión es la parte de la turbomáquina térmica que tiene por misión la puesta en contacto del aire a alta presión, procedente del turbocompresor, con el combustible, su combustión, el confinamiento de la llama, soportar las altas temperaturas sin dañarse y asegurar un perfil de temperaturas óptimo a la salida para no dañar la turbina.

Se distinguen tres partes en toda cámara de combustión: la zona de combustión, la zona de recirculación o refrigeración, y la zona de dilución. En la zona de combustión, el aire y el combustible se mezclan elevándose la temperatura y generando la llama de combustión. La zona de recirculación tiene la función de confinar dicha llama en la zona de combustión, en la cual todo el combustible debe ser quemado, así como refrigerar el tubo de llama. En la zona de dilución únicamente se diluyen los gases calientes de combustión que salen a altas temperaturas, con el aire “fresco” derivado por fuera del tubo de llama para disminuir la temperatura de los mismos con el fin de no dañar los álabes de la turbina.

2.1. CARACTERÍSTICAS DE COMPORTAMIENTO

El diseño de una cámara de combustión exige tener presentes una serie de consideraciones a las que hay que tender para conseguir un buen funcionamiento de una cámara de combustión. Algunas de las consideraciones más importantes se reflejan a continuación:

- ✓ La combustión en su interior debe ser completa lo cual requiere una ligera turbulencia en la zona de combustión.
- ✓ Las pérdidas de presión deben ser mínimas por lo que la turbulencia no puede ser elevada.
- ✓ El perfil de temperaturas debe ser uniforme tanto en el interior de la cámara como a la salida de la misma.
- ✓ La llama originada en la combustión debe, por un lado, ser lo más estable posible y, por otro lado, estar confinada en la zona de combustión.

- ✓ La cámara de combustión debe tener un mínimo volumen, sobre todo en el caso de la aviación.
- ✓ Generalmente, el dosado en una cámara de combustión se encuentra en el rango de entre 60:1 y 100:1. Sin embargo, en la zona de combustión, donde se genera la llama, la mezcla es rica en combustible.
- ✓ La velocidad del aire en la zona de combustión debe ser baja para evitar que la llama sea soplada fuera de la cámara.
- ✓ La metalurgia de los álabes de la turbina y el hecho de estar girando a elevadas revoluciones, limitan la temperatura máxima a la que pueden salir los gases de la cámara. Si no se cumple con esta temperatura máxima, los álabes de la turbina podrían acabar por romperse.

2.2. TIPOS DE CÁMARAS DE COMBUSTIÓN

Según su diseño, se encuentran tres tipos de cámaras de combustión: tubulares, anulares y tubo-anulares. A continuación se van describir las características más relevantes así como el funcionamiento básico de las mismas. En el ANEXO 1: LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN TEÓRICA se muestran más detalles.

i. Cámara de combustión tubular

Una serie de cámaras de combustión individuales formando una circunferencia alrededor de un motor es lo que se conoce como cámara de combustión tubular. Cada cámara individual está formada por una carcasa, un tubo de llama y un inyector de combustible. Por lo general, dos cámaras en posiciones diametralmente opuestas poseen el sistema de encendido. En la *Figura 2 - 1* se observa una cámara tubular de este tipo:

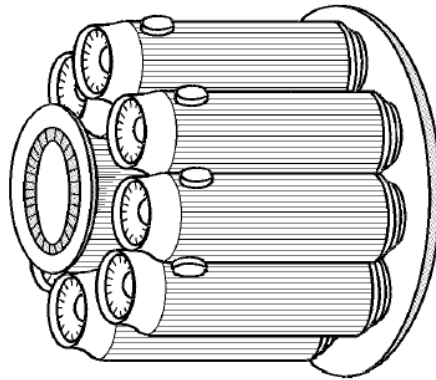


Figura 2 - 1. Cámara de combustión tubular [18].

Aproximadamente un 10 % del aire que llega a la cámara se utiliza para producir la combustión; entre un 30 y un 40 % se encarga de refrigerar y provocar la recirculación; y entre un 50 y un 55 % se dedica a la dilución de gases.

En cuanto a la trayectoria del aire, antes de entrar a la cámara pasa a través de un difusor que divide el flujo en aire primario y aire secundario. El aire primario comprende el 20% del total y pasa a través de un torbellinador situado justo a la entrada de la cámara. Dicho torbellinador genera una zona de turbulencia provocando que el aire primario y el combustible sean mezclados de manera adecuada en la zona de combustión.

El aire secundario, que comprende el 80% restante del aire que llega a la cámara, circula por el espacio anular que forman la carcasa y el tubo de llama aliviando las altas temperaturas producidas en la combustión y alimentando al tubo de llama a través de una serie de orificios practicados en su superficie. El aire que trasiega por estos orificios tiene como fin provocar la recirculación y confinamiento de la llama en la zona de combustión y disminuir la temperatura de los gases, producto de la combustión, en la zona de dilución para evitar daño alguno en la turbina. Por todo ello, los orificios en la zona de combustión y recirculación son más pequeños puesto que tienen que restringir la entrada de un exceso de aire y en el caso de la zona de dilución los orificios son de mayor diámetro para poder permitir que pase un mayor caudal de aire con la finalidad de disminuir la temperatura hasta el valor exigido por la turbina. Cabe destacar que puede haber ranuras en la superficie del tubo de llama que tienen la finalidad de crear una película de aire frío que actúe como escudo térmico.

A continuación se muestra el recorrido que sigue el aire a través de una cámara de combustión tubular así como el rango de velocidades en cada zona.

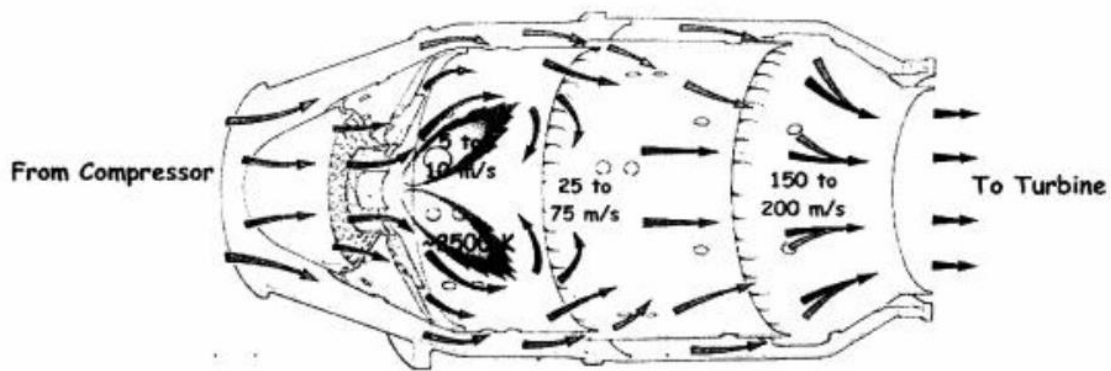


Figura 2 - 2. Flujo de aire y velocidades en una cámara tubular [2].

Esta configuración de cámara tubular no se usa actualmente en motores modernos y grandes.

ii. Cámara de combustión anular

Son las más simples, compactas y ligeras y se usan en aviación cuando se busca una mayor área frontal. Este tipo de configuraciones presentan las menores pérdidas de presión así como unas excelentes eficiencias y mezclados aunque el control de temperaturas es bastante complejo. En la *Figura 2 - 3* se muestra una cámara de este tipo.

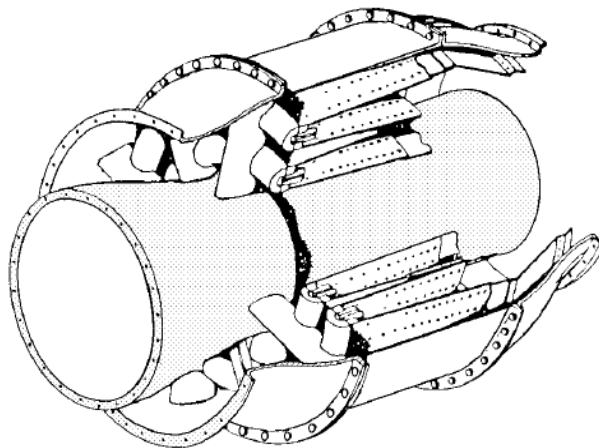


Figura 2 - 3. Cámara de combustión anular [18].

Esta cámara requiere menos aire de refrigeración que la tubular y tubo-anular por lo que se destina a aplicaciones en las que se alcanzan temperaturas más elevadas que en los otros dos casos.

iii. Cámara de combustión tubo-anular

Este tipo de cámara consiste en una serie de tubos de llama, dispuestos de la misma manera que en la cámara tubular, pero en este caso una carcasa general recubre todos los tubos de llama a diferencia de la cámara tubular en la que cada tubo de llama posee su carcasa. La *Figura 2 - 4* muestra la configuración de este tipo de cámaras.

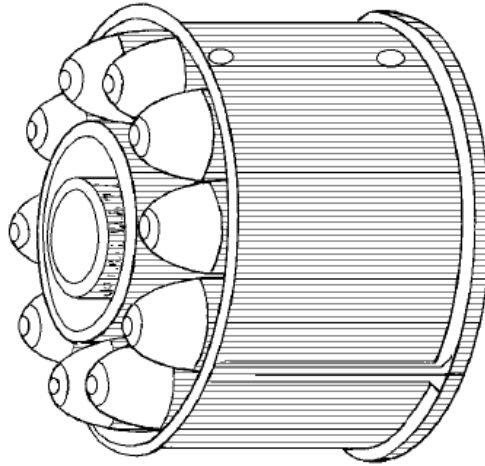


Figura 2 - 4. Cámara de combustión tubo-anular [18].

Requieren más aire de enfriamiento debido a su mayor área superficial por lo que no se suelen utilizar cuando se prevén temperaturas muy elevadas.

2.3. PARÁMETROS BÁSICOS DE DISEÑO

En primer lugar, cabe destacar la gran relevancia de las pérdidas de presión. Estas provocan una disminución del rendimiento en la combustión ya que disminuye la energía a la salida de la cámara. Por lo general, suelen representar entre un 2 y un 10 % de la presión estática a la salida del compresor. Dichas pérdidas alcanzan valores inasumibles a la velocidad a la que el aire, procedente del turbocompresor, llega a la cámara (152,4 m/s [1]). Para evitar que esto suceda, entre el turbocompresor y la cámara se sitúa un difusor para lograr disminuir la velocidad del aire con la reducción de pérdidas que conlleva.

En cuanto a la formación y estabilidad de llama, es necesaria una cierta presión, proporcionada por el turbocompresor, para quemar el combustible así como una mezcla ligeramente rica del mismo.

Para mantener estable la llama es fundamental además, que la velocidad de la mezcla aire-combustible tenga un valor similar a la velocidad de llama y en sentido opuesto. Es por ello por lo que se requiere cierta turbulencia junto con el fenómeno de la recirculación ya descrito.

La generación de estos flujos turbulentos y recirculantes se consigue de dos maneras. En primer lugar, mediante el torbellinador situado a la entrada de la cámara que permite la mezcla del aire con el combustible adecuada. En segundo lugar mediante los orificios practicados en la zona de combustión y recirculación del tubo de llama. El principio de la recirculación del aire en cámaras de combustión se basa en la zona de baja presión que se produce en el eje axial de la cámara.

Por otro lado el flujo a través de los orificios de la superficie del tubo de llama se muestra en la *Figura 2 - 5*.

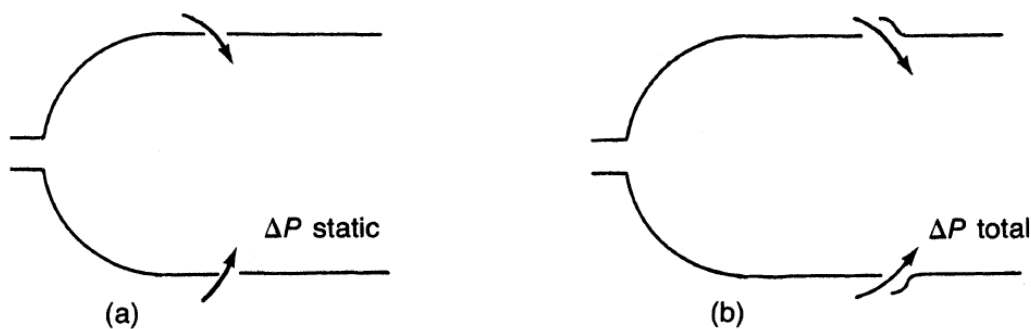


Figura 2 - 5. Forma de los orificios en función de la diferencia de presión [1].

La velocidad de este flujo turbulento y recirculante en la zona de combustión debe estar entre los 15 y 25 m/s [18]. En cuanto a los orificios del tubo de llama en la zona de combustión, deben tener un tamaño menor del 10 % del diámetro del tubo de llama [1]. Estas condiciones, principalmente, se tendrán en cuenta en el rediseño de la cámara actual y el diseño de una nueva cámara de combustión. Un diseño que proporciona una buena eficiencia es el de un tubo de llama con 10 anillos de 8 orificios cada anillo [1].

En cuanto a la geometría de la cámara, el área transversal de la carcasa se determina mediante el caudal y la velocidad del aire a la entrada de la misma. El caudal es conocido y, como se ha dicho, es proporcionado por el turbocompresor. Respecto a la velocidad, dependerá de si se desea una cámara de flujo directo o flujo inverso. Si es de flujo directo, como las cámaras que se tratan en este trabajo, la velocidad a escoger está entre los 24 y 41 m/s; si es de flujo inverso la velocidad es de aproximadamente 8 m/s [1]. Por otro lado, la longitud de la carcasa debe estar entre 2 y 4 veces su diámetro y la longitud del tubo de llama entre 3 y 6 veces su diámetro [1].

3. DATOS CORRESPONDIENTES A LA CÁMARA ACTUAL

Una vez analizada la cámara de combustión teórica, se pasa a exponer las características de la cámara actual para situarla en contexto respecto de la cámara teórica. Dichas características se han extraído de [5]. En el ANEXO 2: DATOS se muestran más detalles acerca de dichas características.

- Caudales manejados de diseño:
 - Caudal de aire primario = $21 \text{ m}^3/\text{h}$; supone el 15 % total
 - Caudal de aire secundario = $120 \text{ m}^3/\text{h}$; supone el 85 % total
- El aire que llega a la cámara procede de un compresor, en concreto el compresor Roots, cuya hoja de regímenes de funcionamiento se muestra en la *Figura A2 - 1*. Por tanto, para proporcionar los caudales de aire mencionados, el compresor Roots tiene que girar a 1450 rpm. Cabe destacar que, según los ensayos de [5], cuando se aumenta la velocidad del compresor por encima de las 1450 rpm, la llama de la cámara se apaga y como consecuencia la instalación de la miniturbina se para.
- La pérdida de presión total del aire primario y secundario en la cámara es de 100 mbar. La presión de descarga del compresor es 1,3 bar.
- El tubo de llama actual posee las siguientes características:

	Diámetro exterior (mm)	Área del conducto (cm^2)	Caudal máximo (m^3/h)	Velocidad (m/s)	Número de Mach
Conducto de aire primario	53	20	21	2,971	0,0085
Conducto de aire secundario	63,5	10	120	36,58	0,1045

Tabla 3 - 1. Dimensiones del tubo de llama actual [5].

Los conductos que se indican en esta tabla unen el compresor Roots con la cámara de combustión de la instalación [5]. Estos conductos se utilizan para realizar el reparto de aire entre el primario y el secundario de la cámara ya que no se dispone de difusor.

- La longitud tanto de la carcasa como del tubo de llama es de 175 mm. El diámetro de la carcasa es de 63,5 mm mientras que el diámetro del tubo de llama es de 53 mm. Obviamente, los diámetros de los conductos antes mencionados coinciden con los diámetros de la carcasa y tubo de llama.
- Se ha calculado la velocidad de descarga del compresor Roots mediante el caudal que proporciona y el área del conducto secundario que es donde descarga el aire. El caudal es obtenido de la *Figura A2 - 1* y el área del conducto secundario se calcula sabiendo que tiene un diámetro de 63,5 mm. En definitiva, la velocidad del aire en la descarga del compresor Roots es:

$$V_{\text{Roots}} = 15,65 \text{ m/s}$$

4. COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN TEÓRICA Y LA ACTUAL

Teniendo presentes las características de la cámara actual, se está en disposición de comparar dicha cámara con la cámara de combustión teórica. Por tanto, a continuación se muestran las concordancias y discrepancias más importantes entre ambas cámaras.

- a) El reparto de caudales en % por el primario y el secundario es 15 - 85 respectivamente en la cámara actual. Sin embargo, según [1], el reparto ideal es de 20 - 80 por lo que aquí se muestra la primera discrepancia.
- b) Las pérdidas de presión en la cámara actual son de 100 mbar siendo que la cámara trabaja aproximadamente a 1,3 bar luego las pérdidas suponen un 7,7 %. Según [1], las pérdidas de presión deben estar entre el 2 y el 10 % por lo que se cumple con dicho requisito.
- c) En cuanto a la velocidad del aire, se tiene la del conducto primario, 2,971 m/s y la del conducto secundario, 36,58 m/s. Sin embargo, para poder comparar con datos teóricos son necesarias las velocidades del aire en la cámara de combustión. En concreto se requiere calcular la velocidad de referencia, que según [1] debe estar entre 24 y 41 m/s para un flujo directo como es el caso; y la velocidad en la zona de combustión que según [18] debe estar entre 15 y 25 m/s.

En el caso de la cámara actual, la velocidad en la zona de combustión es de 12,6 m/s estando por tanto fuera del rango establecido por la bibliografía. En cuanto a la velocidad de referencia este valor es de 12,36 m/s no cumpliendo tampoco con el rango establecido. Los cálculos se muestran en el ANEXO 3: COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA TEÓRICA Y LA ACTUAL, apartado d) y e).

- d) Los gradientes térmicos que se pueden llegar a alcanzar en la cámara actual son de hasta 140 °C [5] lo cual no cumple con la uniformidad exigida por la bibliografía.
- e) El diseño óptimo que plantea [1], es decir, un tubo de llama con 10 anillos de 8 orificios cada anillo, no es cumplido por ningún modelo de [5].

- f) El diámetro de los orificios de la zona de combustión o zona primaria del tubo de llama actual es de 4 mm (ver *Figura A6 - 2*) siendo el diámetro del tubo de llama de 53 mm. Según [1], el diámetro de los orificios en la zona primaria no debe ser mayor del 10 % del diámetro del tubo de llama lo cual se cumple en la cámara actual.
- g) Según [1], el “Traverse Number” debe estar entre 0,05 y 0,15. El “Traverse Number” está relacionado con la distribución de temperaturas tanto en el eje vertical como en el eje horizontal de la cámara. En el caso del eje vertical este valor es de 0,0645 y en el caso del eje horizontal es de 0,179. Por tanto, el primer valor cumple con el rango admisible por [1] mientras que el segundo valor es inadecuado. El cálculo se muestra en el ANEXO 3: COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA TEÓRICA Y LA ACTUAL, apartado e).
- h) La velocidad del aire en la descarga del compresor Roots (15,65 m/s) es muy inferior a la expuesta por [1] y [7] que es de aproximadamente 150 m/s. Esto se debe a que en la instalación actual se utiliza un compresor Roots y no un turbocompresor que es la velocidad a la que hace referencia la bibliografía [1] y [7]. La velocidad del aire que descarga el compresor Roots está calculada en el ANEXO 3: COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA TEÓRICA Y LA ACTUAL, apartado e).

5. PRESIÓN DE ALIMENTACIÓN DEL COMBUSTIBLE EN LA CÁMARA ACTUAL

El análisis de la cámara actual continúa con el cálculo de la presión de alimentación necesaria para que el combustible penetre en la zona de combustión adecuadamente y se mezcle con el aire. Dicha presión debe ser capaz de vencer tanto la presión a la que se encuentra la cámara como las pérdidas de carga en el inyector. Así pues, se determina en primer lugar la presión de la cámara y seguidamente se calculan las pérdidas de carga en el inyector. Por último, se muestra la variación de la presión de alimentación del combustible en función del caudal suministrado.

5.1. CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CARGA EN EL INYECTOR

En primer lugar, se muestra el inyector en cuestión [11]:

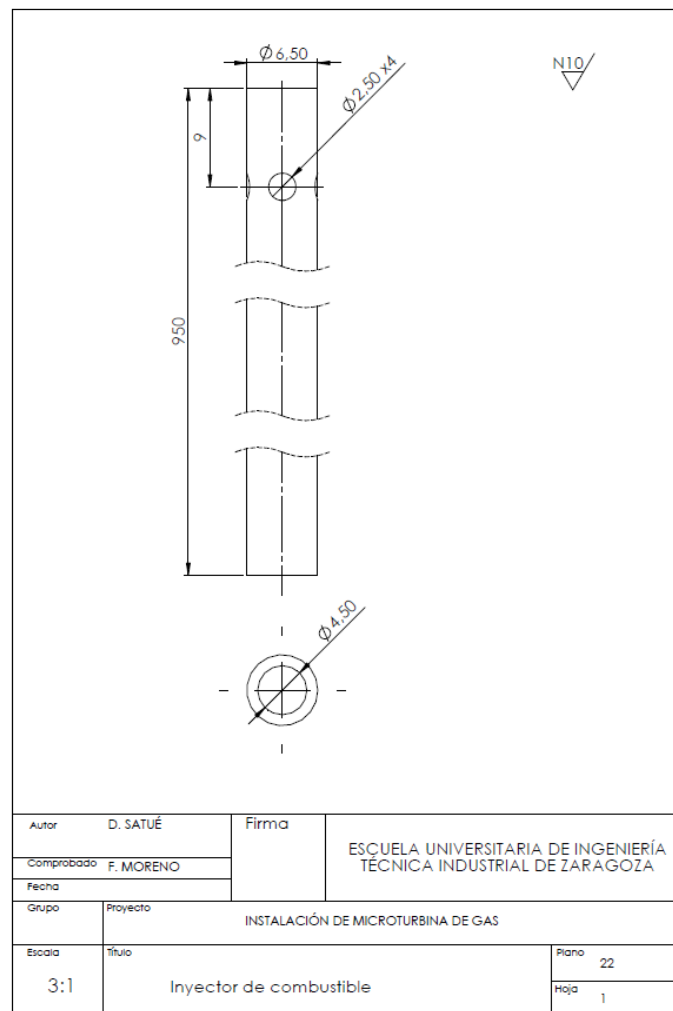


Figura 5 - 1. Inyector de combustible de la cámara actual [11].

El inyector posee 4 orificios a través de los cuales el combustible es descargado hacia la zona de combustión. Para que el combustible sea descargado de forma adecuada, la presión de alimentación de dicho combustible (P_1) debe ser suficiente como para vencer tanto la presión a la que se encuentra la cámara (P_j) como las pérdidas de carga producidas en el inyector (ΔP), es decir

$$P_1 = P_j + \Delta P \quad Ec.1$$

Así pues, se procede a determinar tanto la presión de la cámara como las pérdidas de carga en el inyector.

En primer lugar, se determina la presión a la que se encuentra la cámara. Para ello, se sabe que el compresor suministra el aire a una presión, en teoría, de 1,3 bar. Sin embargo, en la práctica no se llega a esas presiones con la instalación actual quedándose en aproximadamente la presión atmosférica.

$$P_j \sim 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar}$$

En cuanto a las pérdidas de carga en el inyector, se va a hacer uso de la ecuación básica para un flujo a través de un orificio [9]:

$$\dot{m} = C_D A_{h, \text{geom}} [2\rho_3 (\Delta P)]^{0,5} \quad \text{Ec. 2}$$

A continuación, se obtienen los parámetros de la Ec. 2:

- La densidad ρ_3 se ha calculado a 25°C y presión atmosférica ya que son las condiciones, aproximadamente, a las que el combustible, que es gas butano, se suministra a la cámara. Por tanto:

$$\rho_3 = 2,5 \text{ Kg/m}^3$$

- El flujo másico de combustible a través de los orificios del inyector (\dot{m}) se calcula a partir del caudal volumétrico del mismo (Q_{comb}) y de la densidad del gas butano (ρ_3). El caudal volumétrico se ha extraído de [5] en cuya referencia se indican varios ensayos realizados con distintos caudales. Para este apartado se escoge el caudal siguiente:

$$Q_{\text{comb}} = 3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Respecto a la densidad del gas butano, ya se ha calculado. Pasándolo todo a las mismas unidades:

$$\dot{m} = Q_{\text{comb}} \rho_3 = 0,0021 \text{ Kg/s}$$

- Sabiendo que el diámetro de los orificios es de 2,5 mm (*Figura 5 - 1*), el área geométrica de los mismos es:

$$A_{h, \text{geom}} = 19,63 \text{ mm}^2$$

- Como ya se ha comentado, la presión en la cámara es aproximadamente de 1 atm.
- Se ha estimado el siguiente coeficiente de descarga [19]:

$$C_D = 0,6$$

Por tanto, despejando de la Ec.2, se obtiene la caída de presión en los orificios del inyector:

$$\Delta P = \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{\dot{m}}{C_D A_{h, \text{geom}}} \right)^2 = 6.358 \text{ Pa} = 0,0636 \text{ bar} = 63,6 \text{ mbar}$$

5.2. PRESIÓN DE ALIMENTACIÓN DEL COMBUSTIBLE

Conocida la presión a la que se encuentra la cámara y las pérdidas de carga en el inyector, se obtiene la presión de alimentación de combustible:

$$P_1 = P_j + \Delta P = 1,013 + 0,0636 \sim 1,08 \text{ bar}$$

Dada la variabilidad de caudales de combustible utilizados en distintos ensayos de [5], se muestra en la *Figura 5 - 2* la variación de la presión de alimentación del combustible respecto del caudal que se suministra.

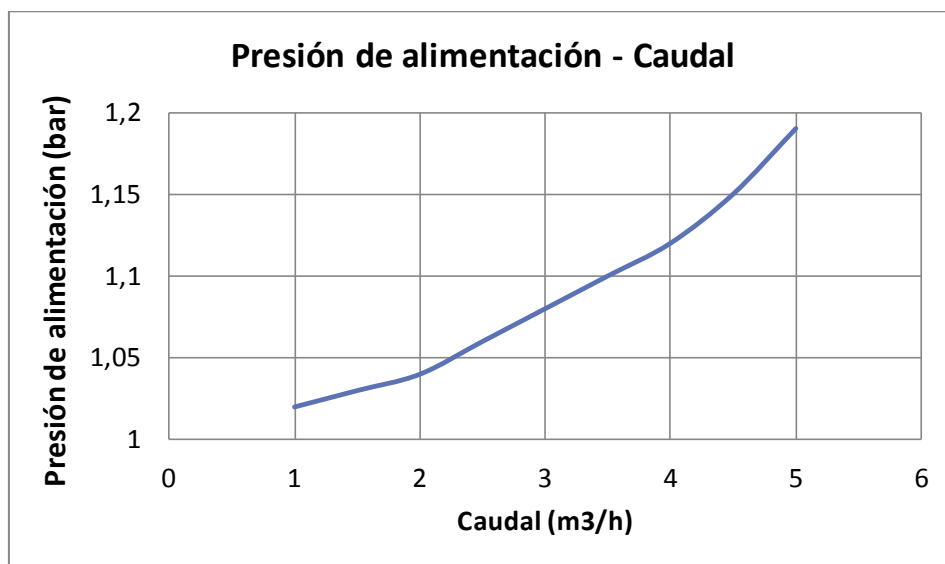


Figura 5 - 2. Presión del combustible en función del caudal suministrado.

Se observa como la presión de alimentación necesaria para que el combustible llegue a la zona de combustión adecuadamente evoluciona de forma ligeramente exponencial según se aumenta el caudal.

6. DISPOSITIVO DE ADMISIÓN: DISEÑO DE UN DIFUSOR

El diseño de un difusor para la cámara actual tiene por objetivo repartir el aire procedente del turbocompresor en dos flujos. Estos flujos corresponden al aire primario y secundario que la cámara requiere para su funcionamiento.

Para llevar a cabo el diseño mencionado, se tienen en cuenta aspectos teóricos así como las pérdidas de carga en caliente en el primario y secundario de la cámara actual.

6.1. PARÁMETROS DE DISEÑO

El parámetro básico de un difusor es el coeficiente de recuperación que depende principalmente de la relación entre el área de salida y entrada del difusor, del ángulo de divergencia y del coeficiente de bloqueo de la capa límite en la entrada.

➤ Relación de áreas: $Ar = \frac{A_2}{A_1}$ [6]

A mayor relación de áreas, mayor es la diferencia de presión que se puede conseguir entre la entrada y la salida, lo cual es deseable. Sin embargo, si la relación de áreas es elevada puede aparecer el fenómeno de la separación de la capa límite lo que produce grandes pérdidas de presión. Por otro lado, si la relación de áreas es baja no se consigue un gran aumento de presión lo cual resulta ineficiente.

➤ Ángulo de divergencia (2θ)

El ángulo de divergencia debe tener un valor de entre 5° y 15° [6] para evitar que las pérdidas por fricción o separación de la capa límite aumenten de forma excesiva.

➤ Coeficiente de bloqueo de la capa límite en la entrada (B_g)

El coeficiente de bloqueo es el cociente entre el área bloqueada por el flujo lento de la capa límite en la entrada y el área de entrada. El valor de B_g oscila entre 0,003 y 0,12. A mayor coeficiente de bloqueo, menor coeficiente de recuperación [6]. Aunque en este trabajo no se calcula, se tiene en cuenta en el diseño del difusor.

6.2. DISEÑO DE UN DIFUSOR PARA LA CÁMARA ACTUAL

El diseño de un difusor anular surge de la necesidad de separar el aire que llega del turbocompresor en dos flujos: el primario y el secundario. Estos flujos corresponden al reparto primario y secundario de la cámara de combustión.

El diseño de dicho difusor requiere del diseño de dos difusores cónicos. En la siguiente figura se muestra el aspecto de uno de ellos y los parámetros necesarios para caracterizarlo.

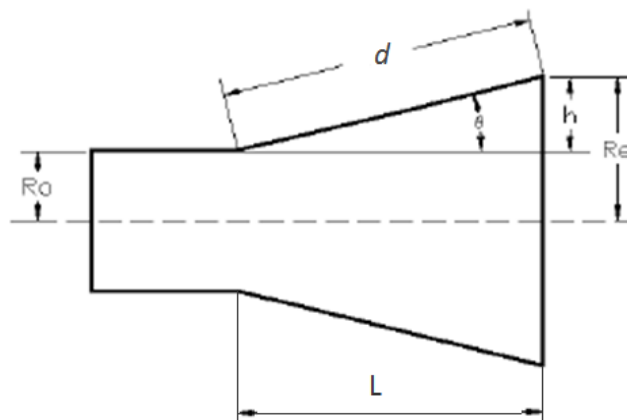


Figura 6 - 1. Parámetros de un difusor cónico [3].

En primer lugar se va a dimensionar el difusor cónico interior para, a partir de él, dimensionar el difusor cónico exterior.

- *Diseño del difusor interior.*

Para empezar, se desea que el caudal de aire procedente del turbocompresor se reparta en un 20% por el conducto primario del difusor y en un 80% por el conducto secundario del mismo. Para obtener dicho reparto, se tienen en cuenta las pérdidas de carga en el primario y secundario de la cámara actual (*Tabla 6 - 1*):

N_{Roots} (rpm)	ΔP primario (mbar)	ΔP secundario (mbar)
1500	20	60

Tabla 6 - 1. Pérdidas de carga en caliente de la cámara actual.

Como se puede observar en la *Tabla 6 - 1*, las pérdidas de carga en el secundario de la cámara son el triple que en el primario. Esto se traduce en que el conducto secundario requiere el triple de caudal de aire para que se siga cumpliendo el reparto de aire 20 - 80 deseado. Para ello, el área de entrada del difusor interior debe disminuir una tercera parte quedando la relación entre áreas que se indica a continuación:

Relación de áreas: 7% - 93%

Aplicando esta relación al área total del conducto (A_{TC}), que es conocida, se obtienen las áreas del primario y secundario a la entrada del difusor. El resto de parámetros se hallan mediante la *Figura 6 - 1*. En el ANEXO 5: DISPOSITIVOS DE ADMISIÓN: DISEÑO DE UN DIFUSOR se muestran los cálculos.

Los resultados finales se muestran en la *Tabla 6 - 2*:

		Difusor interior
Dimensiones	$A_{TC} (cm^2)$	14,52
	$A_1 (cm^2)$	1
	$A_2 (cm^2)$	13,52
	$R_o (mm)$	5,6
	$R_e (mm)$	26,5
	$2\theta (^{\circ})$	15
	$h (mm)$	20,9
	$d (mm)$	160
	$L (mm)$	159

Tabla 6 - 2. Dimensiones del difusor cónico interior.

Con el fin de evitar una entrada brusca del aire al difusor anular, se añade medio centímetro a la longitud del difusor exterior. De esta manera se reduce el coeficiente de bloqueo de la capa límite en la entrada disminuyendo así las pérdidas por presión.

- *Diseño del difusor exterior*

Según lo que se acaba de exponer, la longitud del difusor exterior ya está fijada en 16,4 cm. Por otro lado, el radio de entrada y salida del difusor son conocidos luego ya se puede determinar la altura de expansión. Finalmente se puede obtener, mediante la *Figura 6 - 1*, tanto el ángulo de divergencia como la distancia de expansión. Los resultados se muestran en la *Tabla 6 - 3*.

		Difusor exterior
Dimensiones	R_o (mm)	21,5
	R_e (mm)	31,75
	h (mm)	10,25
	d (mm)	164
	2θ (°)	7
	L (mm)	164

Tabla 6 - 3. Dimensiones del difusor cónico exterior.

- *Difusor anular*

Poniendo en conjunto ambos difusores, se obtiene el difusor anular. En la *Figura 6 - 2* se representan las medidas del mismo.

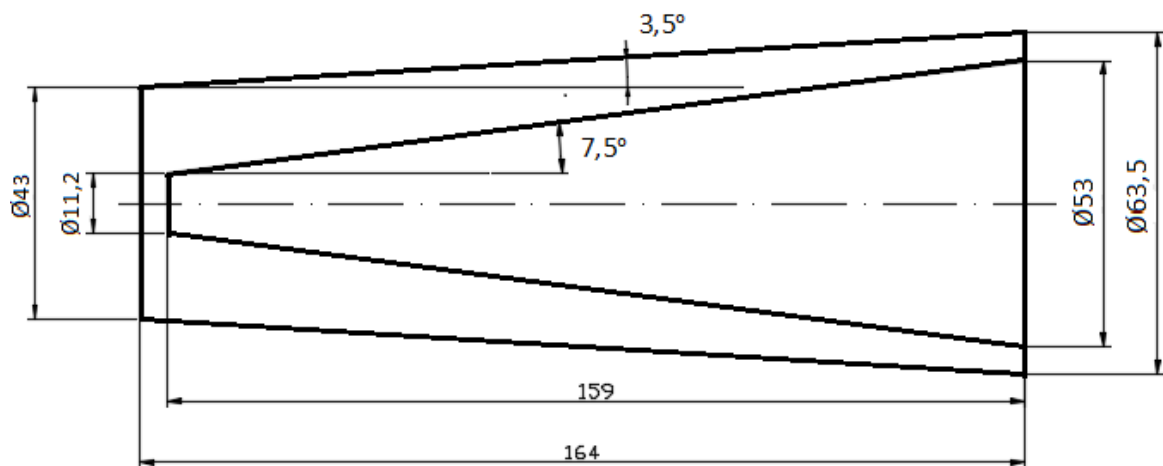


Figura 6 - 2. Disposición y dimensionamiento del difusor anular.

A continuación se muestra la trayectoria que toma el aire a través de dicho difusor.

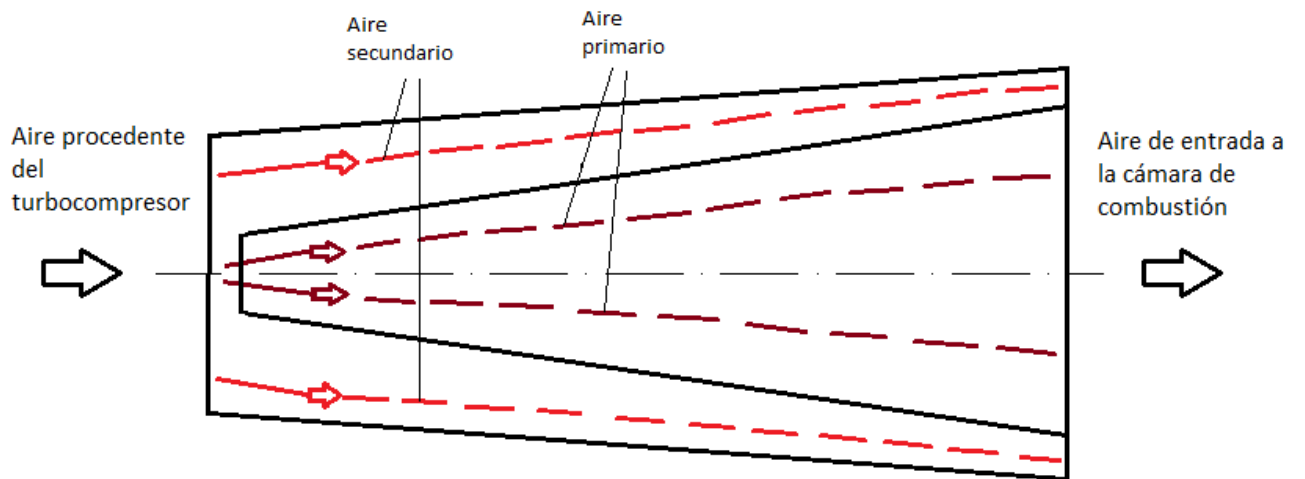


Figura 6 - 3. Esquema de corrientes de aire a través del difusor anular.

7. COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA ACTUAL Y LA CÁMARA T33

Una vez analizada la cámara de combustión actual, el objetivo se enfoca en mejorar el comportamiento de la misma y para ello se va a comparar con la cámara T33.

En primer lugar se exponen las dimensiones generales de ambas cámaras así como las dimensiones de sus tubos de llama y torbellinadores. Según estas dimensiones, se calculan las áreas necesarias para realizar las comparaciones pertinentes entre ambas cámaras. Antes de llevar a cabo dicha comparativa, se muestra un apartado con una serie de figuras acerca de los tubos de llama y de los torbellinadores en cuestión. Finalmente, se reflejan las relaciones entre áreas de las que se extraen las conclusiones que servirán de input al rediseño del tubo de llama y torbellinador actual.

7.1. DIMENSIONES DE AMBAS CÁMARAS

Con el fin de comparar ambas cámaras, se exponen en primer lugar las dimensiones generales en la *Tabla 7 - 1*.

		Cámara actual	Cámara T33
Dimensiones generales	D carcasa	6,35	17,8
	L carcasa	16,5	56
	D tubo de llama	5,3	13,6
	L tubo de llama	17,5	56
	D ext iny	0,65	2,5
	D int iny	0,45	1,7
D: diámetro (cm)	A carcasa	31,67	248,85
L: longitud (cm)	A tubo de llama	22,06	145,27
A: área (cm ²)	A _{EA}	9,61	103,58
	A _{ext iny}	0,33	4,91

Tabla 7 - 1. Dimensiones generales de la cámara actual y la cámara T33.

En cuanto a las *Tabla 7 - 2* y *Tabla 7 - 3*, la primera muestra las dimensiones de los orificios y ranuras de los tubos de llama y en la segunda se muestran las áreas correspondientes a dichas dimensiones. En las *Figura 7 - 1* y *Figura 7 - 2* se pueden observar ambos tubos de llama.

		Cámara actual	Cámara T33
Dimensiones de los orificios y ranuras en el tubo de llama	D _{o anillo 1}	4 (x6)	9,5 (x8)
	D _{o anillo 2}	4 (x6)	9,5 (x8)
	D _{o anillo 3}	6 (x6)	9,5 (x8)
	D _{o anillo 4}	5,5 (x4)	16,8 (x8)
	D _{o anillo 5}	7,5 (x4)	16,8 (x8)
			Hasta el anillo 13, el diámetro de los orificio es de 16,8 mm
	D _{o anillo 13}	-	16,8 (x8)
	B _{ran}	-	25
	H _{ran}	-	2,5
	A _{ran}	-	62,5
D: diámetro (mm) B: base (mm) H: altura (mm) A: área (mm ²) N: número	N _{ran}	-	20
			Todas las ranuras tienen las mismas dimensiones

Tabla 7 - 2. Dimensiones de los orificios y ranuras del tubo de llama actual y el T33.

		Cámara actual	Cámara T33
Áreas de entrada del aire al tubo de llama por el espacio anular	A _{o 1°}	1,51	17,01
	A _{ran 1°}	-	4,38
	A _{total 1°}	1,51	21,39
	A _{o 2°}	4,42	177,3
	A _{ran 2°}	-	17,5
	A _{total 2°}	4,42	194,8
	A _{total (1° + 2°)}	5,93	216,19
A: área (cm ²)			

Tabla 7 - 3. Áreas de entrada del aire en la superficie lateral de ambos tubos de llama.

En cuanto a las *Tabla 7 - 4* y *Tabla 7 - 5*, la primera hace referencia a las dimensiones de los torbellinadores de ambas cámaras y la segunda muestra las áreas que atraviesa el aire primario por dichos torbellinadores. Se pueden observar los torbellinadores en la *Figuras 7 - 5* y *7 - 6*.

		Cámara actual	Cámara T33
Dimensiones del torbellinador D: diámetro (mm) E: espesor (mm) B: base (mm) H: altura (mm) N: número W: anchura (mm) α : ángulo	D _{ext torb}	50	136
	D _{int torb}	18	57
	E _{EA4}	-	3
	D _{o ent}	-	9,5 (x8)
	B _{ran ext}	-	14
	H _{ran ext}	-	2,5
	N _{ran ext}	-	20
	B _{ran int ent}	-	6
	H _{ran int ent}	-	3
	N _{ran int ent}	-	14
	B _{ran int sal}	-	6
	H _{ran int sal}	-	2
	N _{ran int sal}	-	14
	W _{ran int sal}	-	5
	α _{ran int sal}	-	34
	D _{ran int sal}	-	40

Tabla 7 - 4. Dimensiones del torbellinador de la cámara actual y de la cámara T33.

Las áreas que se exponen en la siguiente tabla se han obtenido a partir de las dimensiones de la *Tabla 7 - 1* y la *Tabla 7 - 4*.

		Cámara actual	Cámara T33
Áreas de entrada del aire a la cámara por el torbellinador A: área (cm ²)	A _{EA2}	2,43	-
	A _{ran ext}	-	7
	A _{EA3}	2,21	-
	A _{ran int}	-	1,68
	A _{EA4}	-	5,37

Tabla 7 - 5. Áreas de entrada del aire a la cámara a través de ambos torbellinadores.

7.2. FIGURAS DESCRIPTIVAS ACERCA DE LAS DIMENSIONES

En el presente apartado se van a mostrar una serie de figuras que hacen referencia a las tablas del apartado anterior.

En primer lugar se muestran los tubos de llama actual y T33 respectivamente. En dichas figuras se indican las dimensiones de sus orificios y ranuras así como las zonas en las que se dividen los tubos.

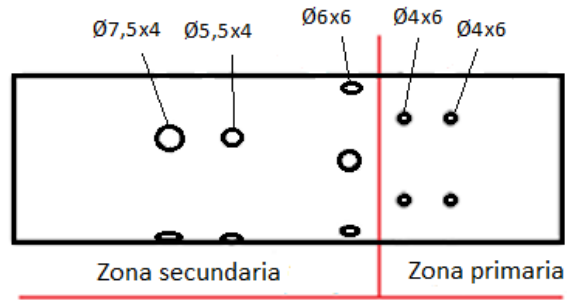


Figura 7 - 1. Tubo de llama de la cámara de combustión actual.

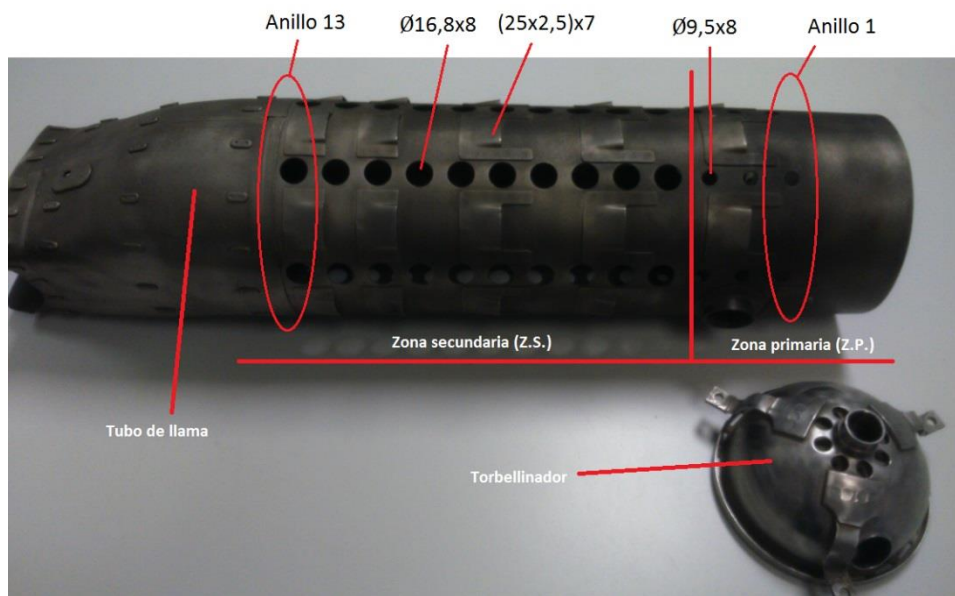


Figura 7 - 2. Tubo de llama de la cámara T33.

A continuación se muestra la sección de entrada de la cámara actual y la sección de salida del torbellinador T33.

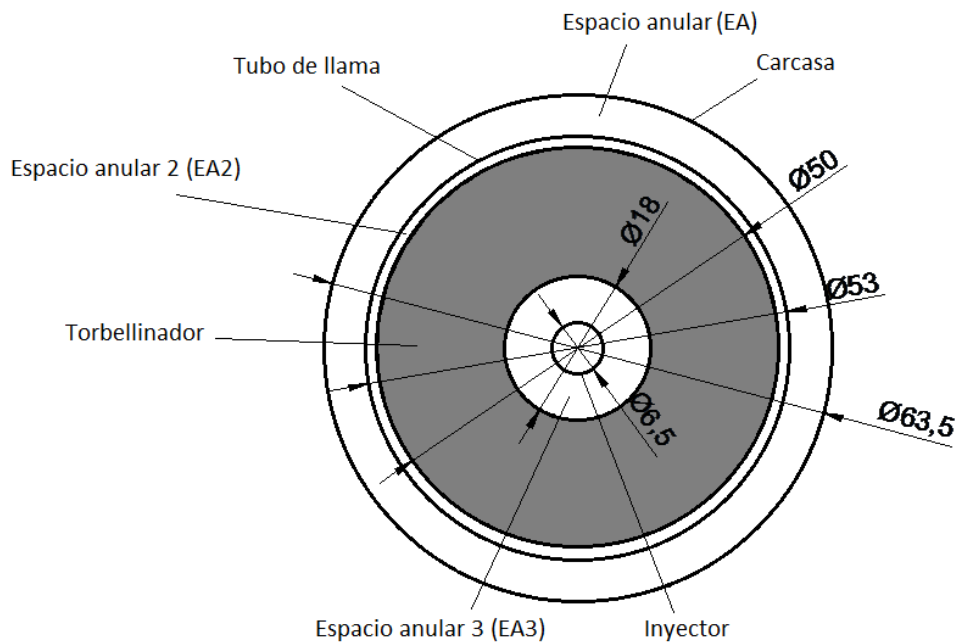


Figura 7 - 3. Sección de entrada a la cámara actual.

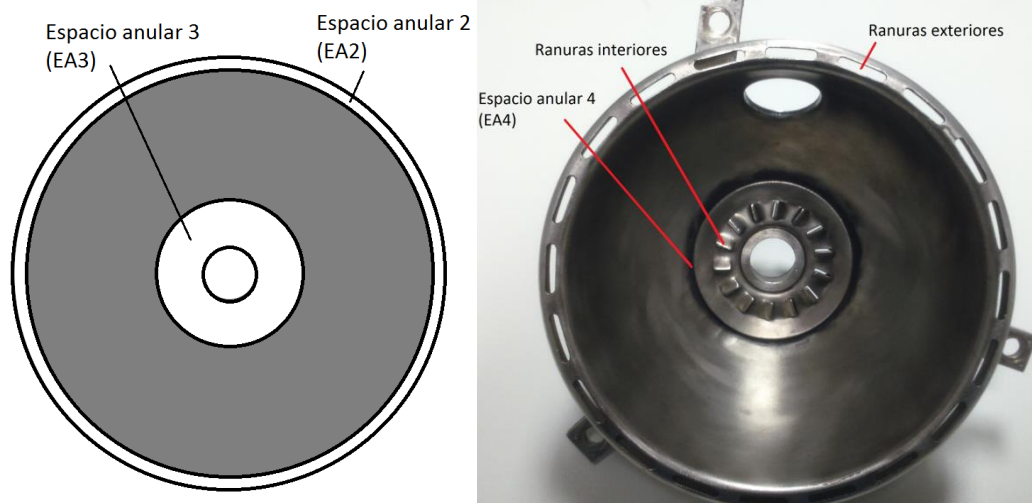


Figura 7 - 4. Sección de entrada del torbellinador de la cámara T33.

Un aspecto reseñable respecto a los torbellinadores que se acaban de mostrar es lo que se ha denominado *Equivalencia de áreas*. Este concepto se explica detalladamente en el ANEXO 6: COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA ACTUAL Y LA CÁMARA T33. Se muestra aquí una breve descripción y la conclusión de dicha equivalencia.

- *Equivalencia de áreas*

La explicación de este concepto requiere de las Figuras 7 - 5 y 7 - 6.



Figuras 7 - 5 y 7 - 6. Torbellinador actual y torbellinador T33

Como se puede observar en dichas figuras, tanto el espacio anular 2, en el caso del torbellinador actual, como las ranuras exteriores, en el caso del torbellinador T33, se encuentran en la parte exterior cumpliendo la función de refrigerar el tubo de llama. Por tanto se establece una equivalencia entre ambos cuya finalidad es poder compararlos posteriormente:

$$A_{EA2} \leftrightarrow A_{ran\ ext}$$

Análogamente, tanto el espacio anular 3 como las ranuras interiores y el espacio anular 4, se encuentran en la zona interior del torbellinador y su función principal es la de homogeneizar la mezcla aire-combustible. Por ello se consideran equivalentes:

$$A_{EA3} \leftrightarrow A_{ran\ int} + A_{EA4}$$

7.3. RELACIONES ENTRE ÁREAS DE AMBAS CÁMARAS

Una vez expuestas las dimensiones y las figuras de los tubos de llama y torbellinadores en cuestión, se procede a relacionar las áreas de las *Tabla 7 - 1*, *Tabla 7 - 3*, *Tabla 7 - 5* para obtener conclusiones y plantear el rediseño del tubo de llama y torbellinador de la cámara actual.

Así pues, se muestran a continuación las relaciones entre áreas obtenidas de la carcasa, tubo de llama y torbellinador de ambas cámaras.

	Cámara actual	Cámara T33
$A_{\text{tubo de llama}} / A_{\text{carcasa}}$	0,7	0,58

Tabla 7 - 6. Relación entre el área del tubo de llama y la carcasa de ambas cámaras.

Conclusión acerca de la carcasa y tubo de llama

- ➔ Según [18], el área del tubo de llama respecto de la carcasa debe estar entre 0,55 y 0,65. Sin embargo, a petición del director del TFG, tanto la carcasa como el tubo de llama no se van a modificar ya que supondría un cambio en los conductos que comunican el compresor Roots con la cámara actual y lo que se pretende es, sin modificar la instalación, mejorar el comportamiento de la cámara.

En la siguiente tabla se muestran las relaciones entre áreas, referidas a la superficie del tubo de llama, extraídas de la *Tabla 7 - 3* junto con el área del espacio anular (A_{EA}).

		Cámara actual	Cámara T33
Relaciones de áreas de la superficie del tubo de llama y espacio anular	$A_{o\ 2^\circ} / A_{o\ 1^\circ}$	2,93	10,42
	$A_{\text{total } 2^\circ} / A_{\text{total } 1^\circ}$	2,93	9,11
	$A_{EA} / A_{o\ 1^\circ}$	6,37	6,09
	$A_{EA} / A_{\text{total } 1^\circ}$	6,37	4,84
	$A_{EA} / A_{o\ 2^\circ}$	2,17	0,58
	$A_{EA} / A_{\text{total } 2^\circ}$	2,17	0,53
	$A_{EA} / A_{o\ \text{total } (1^\circ + 2^\circ)}$	1,62	0,53
	$A_{EA} / A_{\text{total } (1^\circ + 2^\circ)}$	1,62	0,48

Tabla 7 - 7. Relaciones entre áreas del tubo de llama actual y el tubo de llama T33.

Conclusiones acerca del tubo de llama

- ➔ Se debe aumentar el área de orificios de la zona secundaria ($A_{o\ 2^\circ}$). Se puede apreciar como el número de orificios en la zona secundaria del tubo de llama T33 es mucho mayor que en el tubo de llama actual (ver *Figura 7 - 1* y *Figura 7 - 2*).
- ➔ Se debe aumentar ligeramente el área de orificios de la zona primaria ($A_{o\ 1^\circ}$).

Finalmente se muestran las relaciones entre áreas respecto a los torbellinadores y el espacio anular entre la carcasa y el tubo de llama. Cabe destacar que se ha hecho uso de la *Equivalencia de áreas* antes mencionada.

		Cámara actual	Cámara T33
Relaciones de áreas del torbellinador y el espacio anular	A_{EA} / A_{EA2}	3,96	-
	$A_{EA} / A_{ran\ ext}$	-	14,8
	A_{EA} / A_{EA3}	4,35	-
	$A_{EA} / (A_{ran\ int} + A_{EA4})$	-	14,69
	A_{EA2} / A_{EA3}	1,1	-
	$A_{ran\ ext} / (A_{ran\ int} + A_{EA4})$	-	0,99

Tabla 7 - 8. Relaciones entre áreas del torbellinador actual y el torbellinador T33.

Conclusiones acerca del torbellinador

- ➔ Se debe disminuir el área del espacio anular 2. Se recuerda que el área del espacio anular (EA) no es posible modificar.
- ➔ El área del espacio anular 3 debe disminuir.
- ➔ El valor de A_{EA2}/A_{EA3} se puede considerar como correcto (1,1) pero tanto A_{EA2} como A_{EA3} deben disminuir por las dos conclusiones anteriores por lo que cuando se lleve a cabo el rediseño del torbellinador habrá que comprobar que la relación sigue teniendo un valor cercano al valor objetivo (0,99).

8. REDISEÑO DE LA CÁMARA ACTUAL

A partir de las relaciones entre áreas de las *Tabla 7 - 7* y *Tabla 7 - 8* junto con las conclusiones obtenidas acerca de las mismas, se comienza el rediseño del tubo de llama seguido del rediseño del torbellinador.

8.1. REDISEÑO DEL TUBO DE LLAMA

En primer lugar, se muestran los datos de partida para comenzar el rediseño del tubo de llama. Como ya se ha comentado anteriormente, no se tienen en cuenta las ranuras de la superficie del tubo de llama y de ahí que la tabla haya disminuido con respecto a la *Tabla 7 - 7*.

		Cámara de combustión	
		Actual	Objetivo (T33)
Tubos de llama actuales	A_{o2} / A_{o1}	2,93	10,42
	A_{EA} / A_{o1}	6,37	6,09
	A_{EA} / A_{o2}	2,17	0,58
	$A_{EA} / A_{o \text{ total } (1^\circ + 2^\circ)}$	1,62	0,53

Tabla 8 - 1. Relaciones entre áreas de partida del tubo de llama.

Se recuerda que el espacio anular no va a ser modificado ($A_{EA} = 9,61 \text{ cm}^2$). La descripción detallada de este proceso se encuentra en el ANEXO 7: REDISEÑO.

1º Cálculo del área inicial de los orificios de la zona primaria (A_{o1})

Comenzando con la segunda relación (A_{EA}/A_{o1}) y conociendo el valor de A_{EA} ($9,61 \text{ cm}^2$), se obtiene el área de los orificios de la zona primaria:

$$A_{o1} = 1,58 \text{ cm}^2$$

2º Dimensionamiento de la zona primaria

El siguiente paso es determinar el número de anillos y orificios de la zona primaria.

Respecto del número de anillos, una cantidad alta de los mismos haría que el diámetro de los orificios fuese bajo, con el aumento de pérdidas de carga que eso conlleva. Por otro lado, con un bajo número de anillos se obtendría una peor refrigeración y la entrada del aire sería más brusca que si se tiene más anillos y el aire va entrando gradualmente.

En definitiva, se considera que con dos anillos se consigue un equilibrio entre pérdidas de carga y una buena refrigeración.

En cuanto al número de orificios, se sigue el mismo razonamiento planteado con los anillos. Así pues, se considera que el equilibrio entre pérdidas de carga y refrigeración se obtiene con siete orificios por anillo.

	Diámetro (mm)	Número	Área total (mm ²)
Orificios del anillo 1	3,8	7	79,4
Orificios del anillo 2	3,8	7	79,4

Tabla 8 - 2. Dimensionado de la zona primaria del tubo de llama rediseñado.

Otra de los requisitos a tener en cuenta es que el diámetro de los orificios (3,8 mm) sea menor del 10% del diámetro del tubo de llama (53 mm) [1]. Como se puede observar, se cumple con lo establecido.

3° Cálculo del área definitiva de los orificios de la zona primaria ($A_{o1°}$)

Antes de pasar a la zona secundaria, se recalcula y comprueba el área de los orificios de la zona primaria con las áreas de la *Tabla 8 - 2*:

$$A_{o1°} = 1,59 \text{ cm}^2$$

4° Cálculo del área inicial de los orificios de la zona secundaria ($A_{o2°}$)

Con $A_{o1°}$, que se acaba de calcular, y la relación objetivo $A_{o2°}/A_{o1°}$ (*Tabla 8 - 1*), se obtiene el área de los orificios de la zona secundaria:

$$A_{o2°} = 16,57 \text{ cm}^2$$

5° Dimensionamiento de la zona secundaria

Para el dimensionamiento de la zona secundaria se han tenido en cuenta aspectos como la refrigeración y las pérdidas de carga y se ha seguido la misma metodología que en la zona primaria a la hora de determinar tanto el número de anillos como el de orificios y su diámetro. En definitiva, el dimensionado de la zona secundaria queda de la siguiente manera:

	Diámetro (mm)	Número	Área total (mm ²)
Orificios del anillo 3	6	8	226,19
Orificios del anillo 4	6,5	8	265,46
Orificios del anillo 5	7,5	8	353,43
Orificios del anillo 6	8	8	402,12
Orificios del anillo 7	8	8	402,12

Tabla 8 - 3. Dimensionado de la zona secundaria del tubo de llama rediseñado.

En el ANEXO 7: REDISEÑO se muestra el dimensionamiento en detalle.

6° Cálculo del área definitiva de los orificios de la zona secundaria ($A_{o2°}$)

Sumando las áreas de la *Tabla 8 - 3*, se recalcula y obtiene el área definitiva de los orificios de la zona secundaria:

$$A_{o2°} = 16,49 \text{ cm}^2$$

7° Relaciones entre áreas finales

En la *Tabla 8 - 4* se muestran las relaciones entre áreas finales del tubo de llama rediseñado así como las relaciones del tubo de llama actual y T33. Respecto del tubo de llama rediseñado, se pueden considerar cumplidas las relaciones entre áreas respecto a las relaciones objetivo.

		Cámara actual	Objetivo (T33)	Cámara rediseñada
Tubos de llama	$A_{o2°} / A_{o1°}$	2,93	10,42	10,37
	$A_{EA} / A_{o1°}$	6,37	6,09	6,04
	$A_{EA} / A_{o2°}$	2,17	0,58	0,58
	$A_{EA} / A_{o \text{ total } (1° + 2°)}$	1,62	0,53	0,53

Tabla 8 - 4. Relaciones entre áreas finales de varios tubos de llama.

8° Tubo de llama rediseñado

Tras considerar válido el rediseño, se muestra a continuación el aspecto del tubo de llama rediseñado.

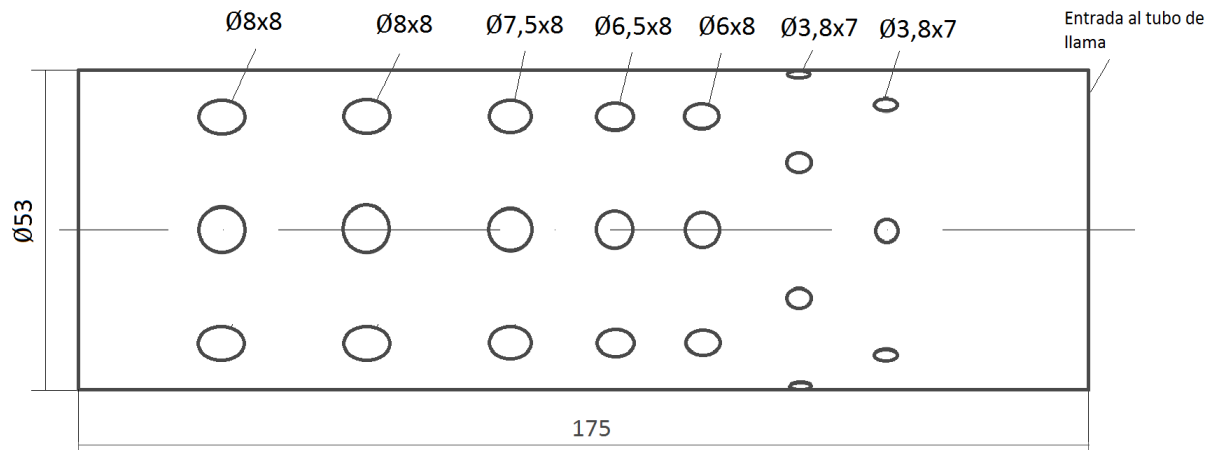


Figura 8 - 1. Tubo de llama rediseñado.

A continuación se representan las posiciones de los orificios en cada anillo. En anillo 1 es el más cercano a la entrada del tubo de llama:

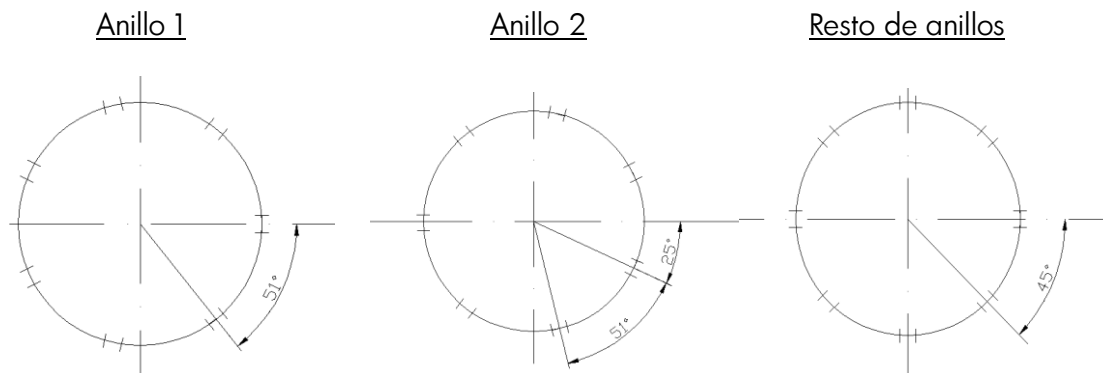


Figura 8 - 2. Posición de los orificios en cada anillo.

8.2. REDISEÑO DEL TORBELLINADOR

La dinámica en el proceso de rediseño del torbellinador es similar a la seguida con el tubo de llama. En este caso se parte de la *Tabla 7 - 8* y las relaciones objetivo que se mencionen en este apartado se muestran en dicha tabla. Se recuerda que el espacio anular no se va a modificar ($A_{EA} = 9,61 \text{ cm}^2$).

1º Cálculo del área de las ranuras exteriores

El torbellinador T33 posee ranuras exteriores a diferencia del torbellinador actual. Por tanto, para poder compararlos, se aplica el concepto de *Equivalencia de áreas* para así

utilizar la relación objetivo (14,8) del torbellinador T33 y aplicarla al torbellinador actual. Luego, según esa relación, se obtiene el área de ranuras exteriores para el torbellinador rediseñado:

$$A_{\text{ran ext}} = \frac{A_{\text{EA}}}{14,8} = 0,65 \text{ cm}^2$$

El siguiente paso es dimensionar dichas ranuras pero para ello se determina previamente cuántas se van a realizar. Para obtener una buena refrigeración del aire sin velocidades excesivas se consideran 6 ranuras exteriores. Esto se explica en detalle en el ANEXO 7: REDISEÑO DE LA CÁMARA ACTUAL.

$$N_{\text{ran ext}} = 6$$

Se pasa entonces a dimensionar las ranuras exteriores.

2° Rediseño de la zona exterior

Para dimensionar las ranuras, primero se va a obtener el área de una de ellas ($A_{\text{una ran ext}}$). Mediante el área total de las ranuras exteriores ($A_{\text{ran ext}}$) y el número de las mismas ($N_{\text{ran ext}}$) se obtiene el área en cuestión:

$$A_{\text{una ran ext}} = \frac{65}{6} \sim 11 \text{ mm}^2 = B_{\text{ran ext}} \cdot H_{\text{ran ext}}$$

Pero sólo con el área no se pueden obtener las dimensiones. Por tanto, se recurrió a la relación siguiente acerca de las ranuras del torbellinador T33, extraídas de la *Tabla 7 - 4*. Dimensiones del torbellinador de la cámara actual y de la cámara T33.:

$$\frac{B_{\text{ran ext}}}{H_{\text{ran ext}}} = 5,6$$

Operando con las dos ecuaciones anteriores, se obtienen las dimensiones de las ranuras exteriores:

$$H_{\text{ran ext}} = 1,4 \text{ mm} \quad B_{\text{ran ext}} = 8 \text{ mm}$$

3° Cálculo del área definitiva de las ranuras exteriores

Una vez obtenidas las dimensiones, se recalcula el área de las ranuras definitiva:

$$A_{\text{una ran ext}} = 1,4 \times 8 = 11,2 \text{ mm}^2 ; \quad A_{\text{ran ext}} = A_{\text{una ran ext}} \times 6 \text{ ranuras} = 67 \text{ mm}^2$$

Por tanto, la zona exterior queda dimensionada a falta de posicionar las ranuras. Esto se indica en el rediseño final. A continuación se pasa a dimensionar la zona interior del torbellinador.

4° Cálculo del área inicial del espacio anular 3 y de ranuras interiores

El torbellinador T33 no tiene espacio anular 3 sino que posee varias ranuras interiores con un pequeño espacio anular (espacio anular 4) que las rodea (*Figura 7 - 4*. Sección de entrada del torbellinador de la cámara T33). Aplicando el concepto de *Equivalencia de áreas*, se hace uso de la relación objetivo del torbellinador T33 (14,69) y se aplica al torbellinador actual.

Sin embargo, un parámetro crítico que también debe tenerse en cuenta en la zona interior es la velocidad a la que el aire sale de la misma y llega a la zona de combustión. En concreto, se tiene que cumplir lo siguiente:

- Si el torbellinador posee un espacio anular en la zona interior, como es el caso de la cámara actual (ver EA3 en la *Figura 7 - 3*), la velocidad del aire a la salida de dicho torbellinador debe estar entre 15 y 25 m/s [18].
- Si el torbellinador tiene una serie de ranuras practicadas en su zona interior (ver *Figura 7 - 4*), debido al efecto rotatorio que se le suministra al aire, la velocidad a la salida de dichas ranuras debe ser como mínimo de 25 m/s. Como límite superior se consideran 60 m/s [18].

Por tanto, teniendo en cuenta estas premisas, se procede a diseñar dos tipos de torbellinadores: uno con un espacio anular en la zona interior y otro con ranuras interiores.

5° Rediseño de la zona interior

a) Torbellinador con Espacio Anular (TEA)

En este caso, hay que determinar el diámetro interior del torbellinador y para ello, se requiere conocer el área del espacio anular 3 y el diámetro del inyector.

Por un lado, el área del espacio anular 3 se calcula a partir de la relación de área objetivo (14,69) y el área del espacio anular (9,61 cm²).

$$A_{EA3} = \frac{A_{EA}}{14,69} = 0,65 \text{ cm}^2$$

Por otro lado, el diámetro del inyector es 0,65 cm (ver *Tabla 7 - I*). En definitiva, el diámetro interior del torbellinador es:

$$D_{\text{int torb}} = 11,2 \text{ mm}$$

b) Torbellinador con Ranuras Internas (TRI)

El diseño de esta zona interior lleva implícito determinar el número de ranuras, la posición en la que van situadas y el dimensionamiento de las mismas.

○ Posición y número de ranuras

Para hallar el número de ranuras, se hizo uso de la relación indicada en la *Tabla 8 - 5*.

	Cámara actual	Cámara T33
$D_{\text{ran int}} \text{ (mm)}$	-	40
$N_{\text{ran int}}$	-	14
$D_{\text{ran int}}/N_{\text{ran int}}$	-	2,85

Tabla 8 - 5. Relación inicial entre diámetro de posición ranuras y su número

Con dicha relación y el diámetro donde se posicionan las ranuras ($D_{\text{ran int}}$), se obtiene el número de ranuras interiores para el rediseño ($N_{\text{ran int}}$).

Después de varios cálculos y mediante una herramienta informática, se llega a la conclusión de posicionar las ranuras en un diámetro de 15 mm (más detalles en el ANEXO 7: REDISEÑO DE LA CÁMARA ACTUAL).

$$D_{\text{ran int}} = 15 \text{ mm}$$

Por tanto, ya se puede hallar el número de ranuras buscado:

$$2,85 = \frac{D_{\text{ran int}}}{N_{\text{ran int}}} = \frac{15}{N_{\text{ran int}}} \rightarrow N_{\text{ran int}} = 5$$

○ Dimensionamiento de las ranuras interiores

El dimensionado de las ranuras interiores pasa por determinar su base, altura y ángulo de apertura. Para empezar, se calcula el área de las ranuras interiores según la relación objetivo de la *Tabla 7 - 8* (14,69). En este caso se considera nula el área del espacio

anular 4 (A_{EA4}) cuyo objetivo es refrigerar (no es necesario en este torbellinador por su reducido espesor):

$$A_{\text{ran int}} = \frac{A_{EA}}{14,69} = 0,65 \text{ cm}^2$$

A continuación se calcula el área de una ranura sabiendo ya el número de las mismas:

$$A_{\text{una ran int}} = \frac{65}{5} = 13 \text{ mm}^2$$

En cuanto a su base y altura, es recurre a la relación de las ranuras interiores del torbellinador T33 (dimensiones en la *Tabla 7 - 4*):

$$\frac{B_{\text{ran int}}}{H_{\text{ran int}}} = 3$$

Con esta relación y el área de una ranura, se obtiene la base y la altura en cuestión:

$$\begin{aligned} A_{\text{una ran int}} &= B_{\text{ran int}} \times H_{\text{ran int}} = 13 \text{ mm}^2 & H_{\text{ran int}} &= 2,1 \text{ mm} \\ \frac{B_{\text{ran int}}}{H_{\text{ran int}}} &= 3 & \rightarrow & B_{\text{ran int}} &= 6,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

Respecto al ángulo de apertura, se considera el mismo que el de las ranuras interiores del torbellinador T33. En la *Tabla 8 - 6* se muestran las dimensiones de las ranuras.

		Ranuras interiores
Dimensiones	$B_{\text{ran int}} \text{ (mm)}$	6,2
	$H_{\text{ran int}} \text{ (mm)}$	2,1
	$\alpha_{\text{ran int}} \text{ (}^\circ\text{)}$	34
	$D_{\text{ran int}} \text{ (mm)}$	15
	$N_{\text{ran int}}$	5

Tabla 8 - 6. Dimensiones de las ranuras interiores.

En el ANEXO 7: REDISEÑO DE LA CÁMARA ACTUAL se muestran los cálculos detallados.

6° Cálculo de la velocidad de descarga del torbellinador

Como se ha dicho antes, un parámetro crítico en la zona interior es la velocidad a la que el aire sale de dicha zona. Por tanto, se va a calcular la velocidad del aire de descarga del torbellinador para luego comprobar si cumple o no con lo establecido por la bibliografía. El cálculo de dicha velocidad requiere el caudal de aire que trasiega el torbellinador ($21 \text{ m}^3/\text{h}$) y el área que atraviesa dicho caudal. Aunque el diseño de la zona

interior del TEA y TRI es distinto, el área que atraviesa el caudal de aire es la misma luego:

$$A_{EA3} = A_{ran\ int} = A_i$$

Por tanto, el área que atraviesa el aire por el torbellinador (A_{1°) es la suma de las áreas correspondientes a la zona exterior e interior del mismo:

$$A_{1^\circ} = A_{ran\ ext} + A_i = 0,67 + 0,65 = 1,32\text{ cm}^2$$

En definitiva, la velocidad del aire a la salida del TEA y TRI es la misma:

$$V_{abs} = \frac{Q_{1^\circ}}{A_{1^\circ}} = \frac{21/3600}{1,32/10000} = 44,2\text{ m/s}$$

A continuación se comprueba si la velocidad calculada es válida o no para cada rediseño.

a) Torbellinador con Espacio Anular (TEA)

En este caso, la velocidad calculada está fuera del rango admisible (15 - 25 m/s) [1]. Para solucionar esto, se escoge una velocidad en el rango y se calcula el diámetro interior del torbellinador que permite esa velocidad. Así pues, se fija la velocidad del aire de diseño en 20 m/s.

$$V_{aire\ dis} = 20\text{ m/s}$$

b) Torbellinador con Ranuras Interiores (TRI)

El rango admisible en este caso está entre los 25 y 60 m/s por lo que la velocidad calculada cumple no siendo necesaria ninguna modificación.

7° Cálculo del área definitiva de la zona interior (A_{EA3} y $A_{ran\ int}$)

a) Torbellinador con Espacio Anular (TEA)

Con el fin de cumplir con la velocidad de diseño establecida (20 m/s), se aumenta el área del espacio anular interior (espacio anular 3). Para ello, primero se calcula el área que atraviesa el aire por el torbellinador mediante el caudal de aire que llega al mismo ($21\text{ m}^3/\text{h}$) y la velocidad de diseño:

$$A_{1^\circ} = 2,92\text{ cm}^2$$

A esta área se le resta el área de la zona exterior y se obtiene el área de la zona interior que, en este caso, es el área del espacio anular 3:

$$A_{EA3} = A_{1^\circ} - A_{ran\ ext} = 2,92 - 0,67 = 2,25\ cm^2$$

Con esta área y el diámetro exterior del inyector, se calcula el diámetro interior del torbellinador. Después, se recalcula el área del espacio anular 3 con el diámetro obtenido.

$$A_{EA3} = 2,25\ cm^2 \rightarrow D_{int\ torb} \sim 18\ mm \rightarrow A_{EA3} = 2,21\ cm^2$$

Cabe destacar que el diámetro obtenido es idéntico al que posee el torbellinador de la cámara actual (ver *Tabla 7 - 4*) lo que denota el correcto diseño del mismo en lo que se refiere a este aspecto.

b) Torbellinador con Ranuras Interiores (TRI)

Como se ha dicho antes, no se realiza ninguna modificación por lo que se mantienen las ranuras tal y como se rediseñaron en el paso 5°.

$$A_{una\ ran\ int} = 6,2 \times 2,1 = 13\ mm^2 ; \quad A_{ran\ int} = A_{una\ ran\ int} \times 5\ ranuras = 65\ mm^2$$

8° Relaciones entre áreas finales

En la *Tabla 8 - 7* se ilustran las relaciones entre áreas de los torbellinadores analizados hasta el momento. Como se puede observar, el TEA cumple uno de los tres valores objetivo (14,3). Por otro lado, el TRI cumple con los tres valores marcados como objetivo convirtiéndose en la tendencia a seguir para obtener un torbellinador más eficiente y sofisticado.

		Cámara actual	Cámara T33	Cámara rediseñada	
				TEA	TRI
Relaciones entre áreas de torbellinadores y espacio anular	A_{EA} / A_{EA2}	3,96	-	-	-
	$A_{EA} / A_{ran\ ext}$	-	14,8	14,3	14,3
	A_{EA} / A_{EA3}	4,35	-	4,35	-
	$A_{EA} / (A_{ran\ int} + A_{EA4})$	-	14,69	-	14,78
	$A_{ran\ ext} / A_{EA3}$	1,1	-	0,30	-
	$A_{ran\ ext} / (A_{ran\ int} + A_{EA4})$	-	0,99	-	1,03

Tabla 8 - 7. Relaciones entre áreas finales de varios torbellinadores.

10° Torbellinadores rediseñados

A continuación se muestran las dimensiones de los torbellinadores rediseñados.

a) Rediseño del TEA

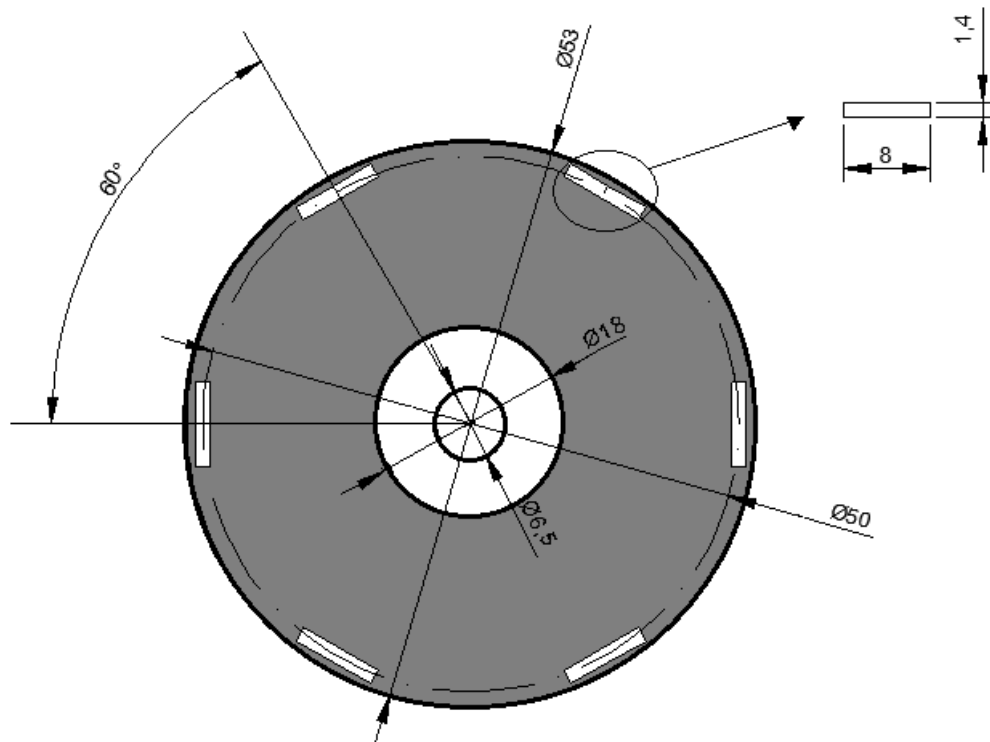


Figura 8 - 3. Dimensiones del TEA rediseñado.

El espesor del torbellinador rediseñado se considera el mismo que el del torbellinador actual: 1,5mm.

b) Rediseño del TRI

A diferencia del anterior torbellinador, en este caso la cara de entrada del aire es distinta a la cara de salida.

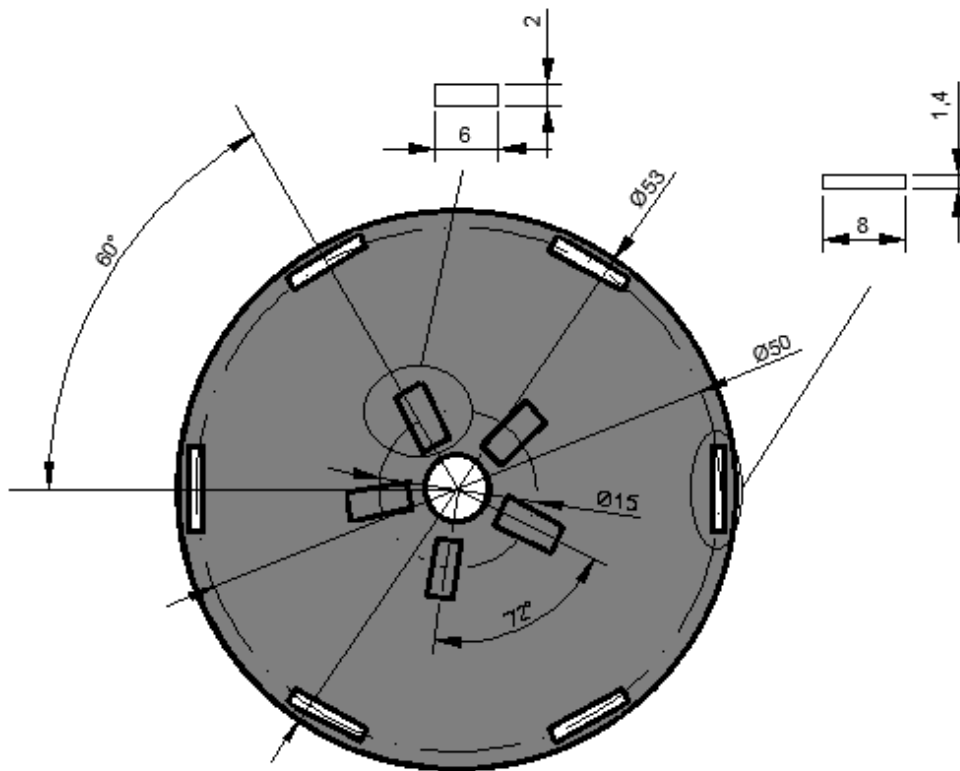


Figura 8 - 4. Dimensiones de la superficie de entrada del aire en el TRI.

En la *Figura 8 - 5* se muestra la superficie del torbellinador que descarga el aire en la zona de combustión. Además, se representa la trayectoria que toma el aire a través del mismo:

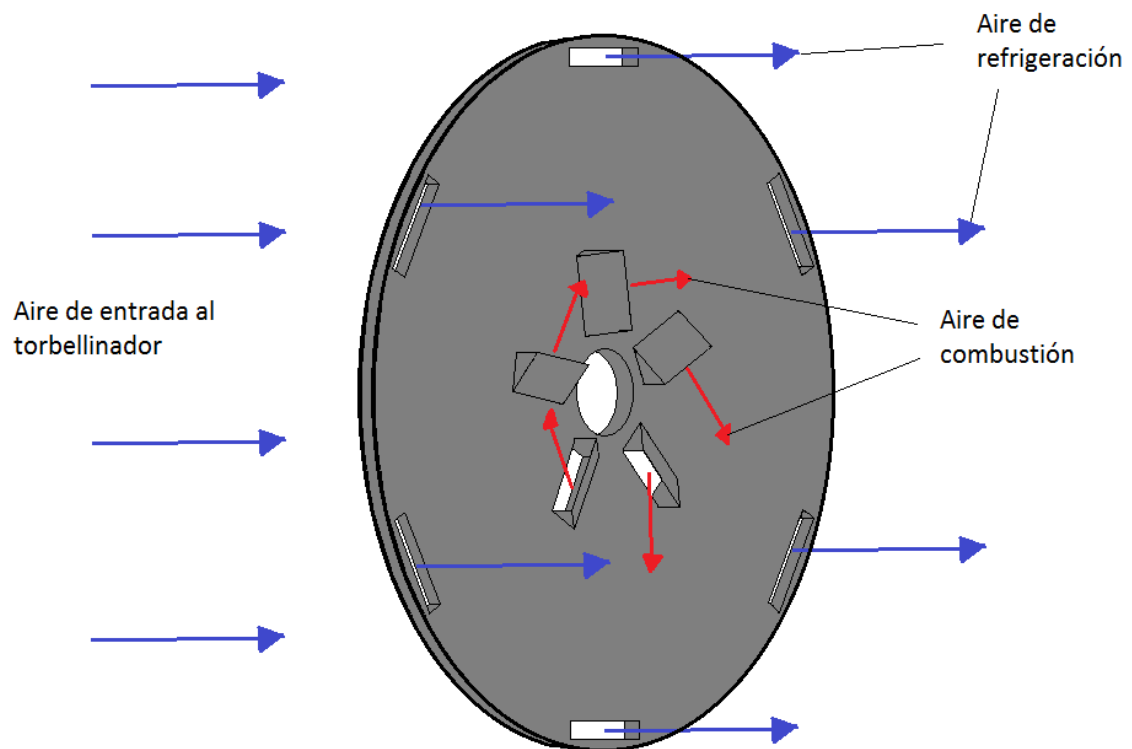


Figura 8 - 5. Circulación del aire a través de las ranuras del TRI.

9. DISEÑO DE UNA NUEVA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

El diseño de la nueva cámara comienza determinando el caudal máximo de aire, procedente del turbocompresor, que tiene que trasegar. En función de ese caudal máximo se dimensionará la carcasa para que la velocidad de referencia en la cámara sea admisible. Posteriormente se diseña el nuevo tubo de llama y se muestra su aspecto final.

9.1. CAUDAL MÁXIMO PROPORCIONADO POR EL TURBOCOMPRESOR

En primer lugar se determina el caudal máximo que es capaz de suministrar el turbocompresor mediante su hoja de regímenes de funcionamiento (*Figura 9 - 1*). Como se puede observar en dicha figura, el caudal máximo que puede suministrar el turbocompresor es de 33 lb/min a 120.000 rpm. Sin embargo este valor debe ser corregido teniendo en cuenta la temperatura y presión a la que turbocompresor absorbe el aire del medio (se muestran los cálculos en el ANEXO 8: DISEÑO DE UNA NUEVA CÁMARA DE COMBUSTIÓN). Así pues, el flujo másico real es el siguiente:

$$W = 35,3 \text{ lb/min} = 16 \text{ Kg/min} = 0,27 \text{ Kg/s}$$

Sin embargo, con vistas a cálculos posteriores, se pasa el flujo másico a flujo volumétrico mediante la densidad del aire. Dicha densidad se calcula a las condiciones en las que el aire se encuentra en la descarga del turbocompresor (cálculos en ANEXO 8: DISEÑO DE UNA NUEVA CÁMARA DE COMBUSTIÓN). En definitiva, la densidad del aire es la siguiente:

$$\rho = 0,14 \text{ lb/ft}^3 = 2,24 \text{ Kg/m}^3$$

Ahora ya se puede realizar la conversión antes mencionada. El caudal máximo de aire que descarga el turbocompresor es el siguiente:

$$Q_{\text{desc}} = \frac{W}{\rho} = \frac{0,27}{2,24} = 0,12 \text{ m}^3/\text{s} = 433 \text{ m}^3/\text{h} = Q_{\text{max}}$$

Con este caudal se pasa a dimensionar la nueva cámara de combustión.

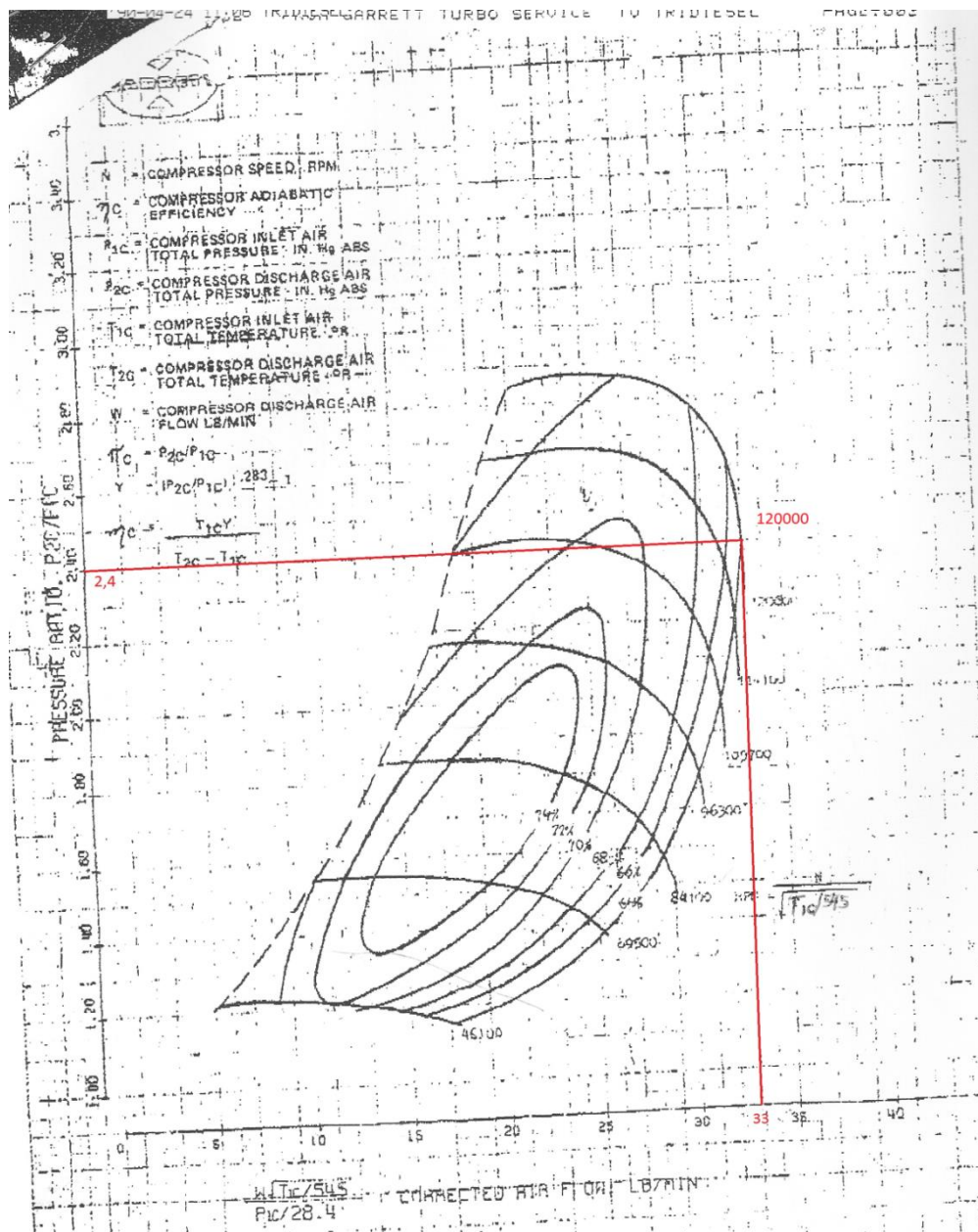


Figura 9 - 1. Hoja de regímenes de funcionamiento del turbocompresor.

9.2. DISEÑO DE LA NUEVA CÁMARA

Con la finalidad de trasegar el caudal máximo de aire que se acaba de calcular, comienza el diseño de la nueva cámara. En primer lugar, se dimensiona la carcasa para obtener una velocidad del aire a la entrada de la cámara en un rango de valores admisible. Posteriormente, se diseña el nuevo tubo de llama en base a las relaciones entre áreas del tubo de llama T33 sin dejar de lado los aspectos teóricos.

1º Dimensionamiento de la carcasa

Para empezar, se obtiene el área de la carcasa necesaria para trasegar el caudal de aire máximo. Para ello, es necesario fijar la velocidad que debe tener el aire a la entrada de la cámara. Dicha velocidad se va a suponer de 30 m/s según [1] y según el director del TFG. En definitiva, el área de la carcasa, y por consiguiente, el diámetro de la misma, son los siguientes:

$$A_{\text{carcasa}} = \frac{Q_{\text{max}}}{V_{\text{ref}}} = \frac{433/0,36}{30} = 40 \text{ cm}^2 \rightarrow D_{\text{carcasa}} = 71,4 \text{ mm}$$

En cuanto a la longitud de la carcasa, se recurrió a la relación que posee la cámara T33, que además se encuentra dentro del rango admisible.

	Cámara T33	Rango admisible [1]
$L_{\text{carcasa}} / D_{\text{carcasa}}$	3,14	2 - 4

Tabla 9 - 1. Relación entre longitud y diámetro de la carcasa T33.

Luego la longitud de la nueva carcasa es:

$$L_{\text{carcasa}} = 224 \text{ mm}$$

Una vez dimensionada la carcasa se pasa a dimensionar el tubo de llama.

2º Dimensionamiento del tubo de llama

En primer lugar, se va a determinar el área del tubo de llama mediante la relación que se muestra en la *Tabla 9 - 2* (0,58) y el área de la carcasa ya calculada:

	Cámara T33	Rango admisible [1]
$A_{\text{carcasa}} / A_{\text{tubo de llama}}$	0,58	0,55 - 0,65

Tabla 9 - 2. Relación entre el área de la carcasa y tubo de llama de la cámara T33.

$$A_{\text{tubo de llama}} = 23,2 \text{ cm}^2 \rightarrow D_{\text{tubo de llama}} = 54,3 \text{ mm}$$

Respecto a la longitud del tubo de llama, es la misma que la de la carcasa por tanto, solo queda comprobar si cumple con la relación de valores admisibles de la *Tabla 9 - 3*.

	Nueva cámara	Rango admisible [1]
$L_{\text{tubo de llama}} / D_{\text{tubo de llama}}$	4,12	3 - 6

Tabla 9 - 3. Relación entre longitud y diámetro del tubo de llama.

Como se puede observar, el nuevo tubo de llama cumple con el rango establecido.

Una vez obtenidos el diámetro y longitud del tubo de llama, se pasa a dimensionar las zonas primaria y secundaria del mismo. Para ello, se parte de la *Tabla 9 - 4*.

		Objetivo (T33)
Tubo de llama	$A_{o\ 2^\circ} / A_{o\ 1^\circ}$	10,42
	$A_{EA} / A_{o\ 1^\circ}$	6,09
	$A_{EA} / A_{o\ 2^\circ}$	0,58
	$A_{EA} / A_{o\ total\ (1^\circ + 2^\circ)}$	0,53

Tabla 9 - 4. Relaciones entre áreas objetivo.

3º Dimensionamiento de la zona primaria del tubo de llama

Para entrar en la *Tabla 9 - 4*, se calcula el área del espacio anular de la nueva cámara:

$$A_{EA} = A_{carcasa} - A_{tubo\ de\ llama} = 40 - 23,2 = 16,8\ cm^2$$

A partir del espacio anular, ya se pueden obtener el resto de parámetros. En primer lugar, se halla el área de los orificios de la zona primaria teniendo en cuenta la relación de área objetivo (6,09) *Tabla 9 - 4*:

$$A_{o\ 1^\circ} = \frac{A_{EA}}{6,09} = 2,76\ cm^2 = 276\ mm^2$$

Mediante esta área y el número de orificios, aún por determinar, se obtiene el área de un orificio y por consiguiente su diámetro, que es a donde se quiere llegar.

Así pues, se va a calcular el número de orificios y para ello, se debe obtener la cantidad de anillos a realizar. Dicha cantidad se calcula considerando el mismo razonamiento que se siguió en el rediseño del tubo de llama acerca del equilibrio entre las pérdidas de carga y una buena refrigeración. En definitiva, se consideran 3 anillos en la zona primaria.

Con la cantidad de anillos ya conocida, se considera adecuado realizar 7 orificios por cada anillo para conseguir un compromiso entre pérdidas de carga y refrigeración. Por tanto, con lo expuesto hasta ahora, se tienen 21 orificios en la zona primaria.

Por tanto, sabiendo el número de orificios de la zona primaria, mediante el área antes calculada se puede obtener el área de cada orificio y su diámetro:

$$A_{un\ o\ 1^\circ} = \frac{A_{o\ 1^\circ}}{21} = 13,1\ mm^2 \quad \rightarrow \quad D_{o\ 1^\circ} \sim 4\ mm$$

Recalculando el área para este diámetro de 4 mm, se obtiene el área definitiva de un orificio:

$$A_{\text{un o } 1^{\circ}} = 12,57 \text{ mm}^2$$

Los resultados del dimensionamiento de la zona primaria se muestran a continuación:

	Diámetro (mm)	Número	Área (mm ²)	Distancia (mm)
Orificios del anillo 1	4	7	88	20
Orificios del anillo 2	4	7	88	35
Orificios del anillo 3	4	7	88	50
Orificios de la Z.P.	-	21	264	-

Tabla 9 - 5. Dimensionamiento de la zona primaria del nuevo tubo de llama.

Como comprobación, el diámetro de los orificios (4 mm) es menor del 10 % del diámetro del tubo de llama (5,43 mm) por lo que se cumple el requisito de [1], dándose por válido el diseño de la zona primaria.

En la *Tabla 9 - 5* se indica también la distancia a la que se ha posicionado cada anillo respecto la entrada del tubo de llama. Se explica con más detalle en el ANEXO 8: DISEÑO DE UNA NUEVA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.

4° Dimensionamiento de la zona secundaria del tubo de llama

Para dimensionar la zona secundaria, en primer lugar, se determina el área de los orificios de la zona secundaria a partir de la relación objetivo (10,42) de la *Tabla 9 - 4*. Por tanto:

$$A_{\text{o } 2^{\circ}} = 27,5 \text{ cm}^2$$

A continuación se recurre a una relación acerca de los diámetros de los orificios del tubo de llama T33 con el fin de obtener el diámetro de los orificios de la zona secundaria del nuevo tubo de llama:

$$\frac{D_{\text{o } 2^{\circ}}}{D_{\text{o } 1^{\circ}}} = 1,768 \rightarrow D_{\text{o } 2^{\circ}} = 7 \text{ mm} \rightarrow A_{\text{un o } 2^{\circ}} = 38,5 \text{ mm}^2$$

En cuanto al número de orificios, considerando un cierto equilibrio entre las pérdidas de carga y refrigeración y, después de probar con varias configuraciones, se determinó la cantidad que se indica en *Tabla 9 - 6*.

Respecto del número de anillos, en función de la longitud, las pérdidas de carga y la refrigeración se obtuvo la configuración indicada en *Tabla 9 - 6*:

	Diámetro (mm)	Número	Área (mm ²)	Distancia (mm)
Orificios del anillo 4	7	7	269	65
Orificios del anillo 5	8	7	352	82
Orificios del anillo 6	8	7	352	100
Orificios del anillo 7	8	7	352	118
Orificios del anillo 8	8	7	352	136
Orificios del anillo 9	8	7	352	154
Orificios del anillo 10	8	7	352	172
Orificios del anillo 11	8	7	352	190
Orificios de la Z.S.	-	56	2.732	-

Tabla 9 - 6. Dimensionamiento de la zona secundaria del nuevo tubo de llama.

También se ha indicado la distancia de cada anillo a la entrada del tubo de llama. Se explica en el ANEXO 8: DISEÑO DE UNA NUEVA CÁMARA DE COMBUSTIÓN cómo se han calculado dichas distancias. En cualquier caso, se ha intentado obtener una separación entre anillos razonable y homogénea.

5° Tubo de llama diseñado y posición de sus orificios

Finalmente, se muestran las dimensiones del tubo de llama así como sus orificios. Seguidamente se indica la posición de los orificios en cada anillo.

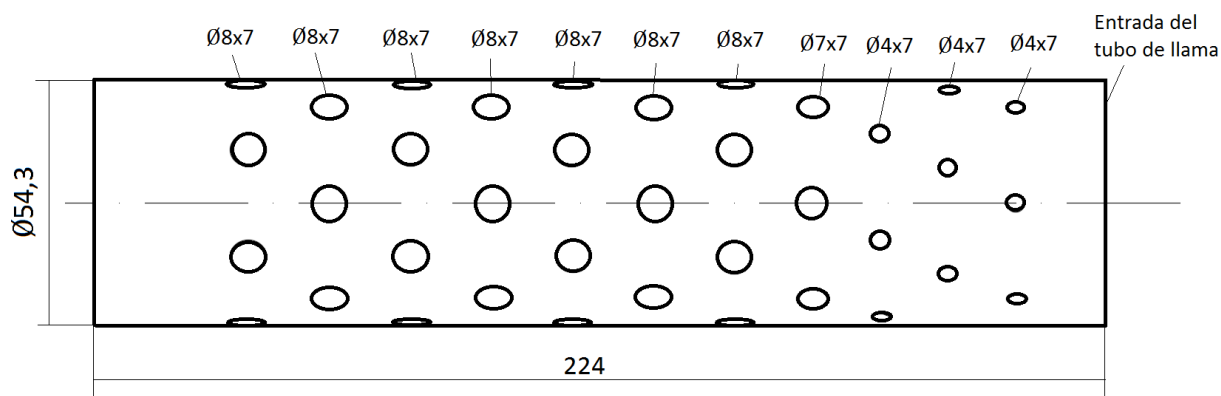


Figura 9 - 2. Tubo de llama rediseñado.

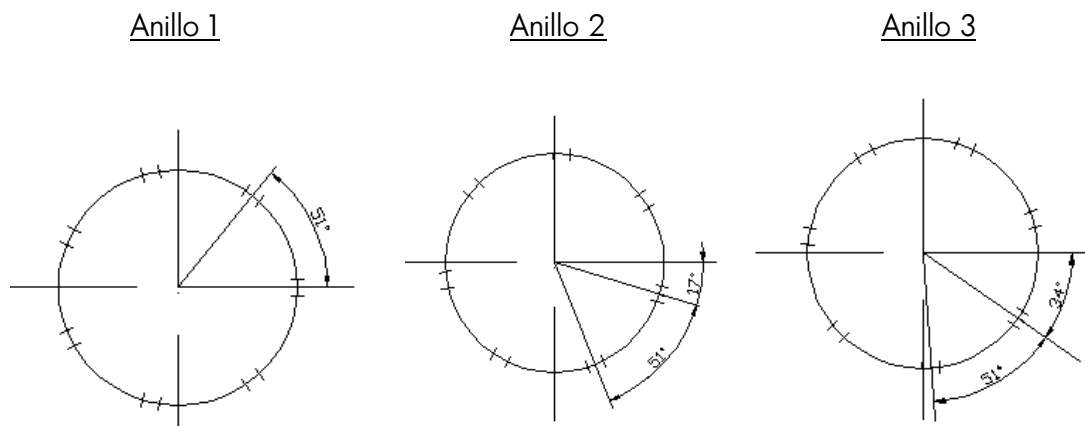


Figura 9 - 3. Posición de los orificios en el anillo 1, 2 y 3.

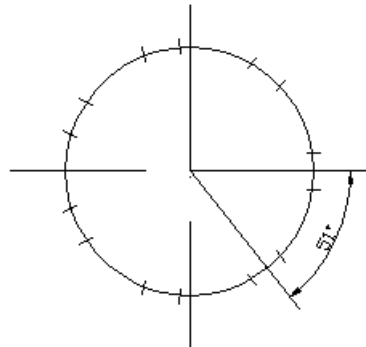


Figura 9 - 4. Posición de los orificios de los anillos 4, 6, 8 y 10.

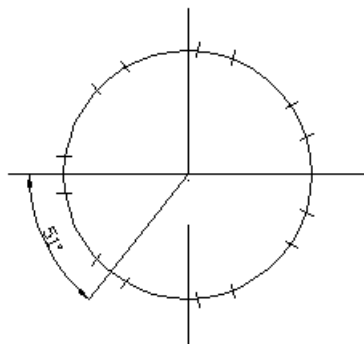


Figura 9 - 5. Posición de los orificios de los anillos 5, 7, 9 y 11.

10. CONCLUSIONES

Como resultado del análisis de la cámara actual, comparación de la misma con la cámara teórica y la cámara T33 así como el rediseño de la cámara actual y el diseño de una nueva cámara, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1. La presión de alimentación del combustible calculada para la cámara actual, aumenta de forma exponencial en función del caudal de combustible suministrado.
2. El diseño del difusor para la cámara actual permite realimentar el circuito de miniturbina de gas pudiéndose utilizar el turbocompresor de la instalación en vez del compresor Roots actual, que posee menos potencia.
3. En la zona secundaria del tubo de llama actual, hay una gran ausencia de orificios lo que se solventa con el rediseño aportado del mismo.
4. Se considera que el torbellinador actual posee un diseño adecuado. Sin embargo, el uso de uno de los rediseños propuestos, permitiría una mayor eficiencia en la combustión.
5. La nueva cámara de combustión propuesta puede trasegar una mayor cantidad de aire generando así una potencia mayor que la cámara actual.

En cuanto a los objetivos del TFG, se consideran alcanzados pues se aportan mejoras para el comportamiento de la cámara actual incluso el diseño de una nueva cámara.

Cabe destacar que el tubo de llama rediseñado se ha llegado a fabricar por lo que aquí surge la primera posibilidad de continuación de este trabajo. Se pueden realizar ensayos a la cámara con el tubo de llama rediseñado y con el actual y compararlos, observar las diferencias, donde se consigue realmente una mejora, etc... También cabe la posibilidad de fabricar los torbellinadores y compararlos entre ellos con la cámara en funcionamiento.

Respecto a mi opinión personal, la labor de realizar un trabajo como este en el cual se requiere una gran autonomía y profundización de un tema, es realmente necesario y gratifica a todo aquel que pueda llevarlo a cabo pues demuestra a la persona lo que puede llegar a hacer.

11. BIBLIOGRAFÍA

1. Boyce, Meherwan P. *Gas Turbine Engineering Handbook*. Second Edition. Houston : Gulf Professional Publishing, 2002. ISBN 0-88415-732-6.
2. Flack, Ronald D. *Fundamentals of Jet Propulsion with Applications*. First Edition. s.l. : Cambridge Aerospace Series, 2005. ISBN: 978-0-521-81983-1.
3. *Diseño y construcción de una cámara de combustión para una microturbina de gas*. Trejos Valencia, Jorge Mario, Vargas Arboleda, Hader Adolfo y Tibaquirá Giraldo, Juan Esteban. núm. 50, Pereira : s.n., 30 de Abril de 2012, Scientia Et Technica, Vol. XVII, págs. 15-21. Disponible en: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=84923878003>. ISSN: 0122-1701.
4. Comisión de Regulación de Energía y Gas. *ESPECIFICACIONES DE CALIDAD DEL GAS NATURAL EN EL PUNTO DE ENTRADA DEL SISTEMA NACIONAL DE TRANSPORTE DE GAS -NÚMERO DE WOBBE-*. [PDF] 25 de Julio de 2008. DOCUMENTO CREG-062;.
5. Orós Arnas, Fernando. *Optimización y puesta a punto de una cámara de combustión para microturbina de gas*. Zaragoza : s.n., 2005. Área de Máquinas y Motores Térmicos. Departamento de Ingeniería Mecánica. Escuela de Ingeniería y Arquitectura. Universidad de Zaragoza.
6. White, Frank M. *MECÁNICA DE FLUIDOS*. Sexta Edición. Basauri : McGRAW-HILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA, S. A. U., 2008. ISBN: 978-84-481-6603-8.
7. Frost BSc (Tech), T. H. *A first course in gas turbine technology*. Newcastle Upon Tyne : G Cussons Limited.
8. Bruno, J. C., Hineiro, A. y Coronas, A. *Estado actual de la tecnología de las microturbinas de gas*. [PDF] [prod.] CREVER. Tarragona, España : Universidad Rovira i Virgili, Marzo/Abril de 2002. Generación dispersa. Disponible en: http://jrguezs.webs.ull.es/tecnologia/bibliografia/micro_tg.pdf.
9. Lefebvre, Arthur H. *Gas Turbine Combustion*. Washington : Hemisphere Publishing Corporation, 1983. pág. 531. Vol. XVII. ISBN: 0-89116-896-6.

10. Rasero, Victoria. Universidad Carlos III de Madrid. *Cómo citar bibliografía: UNE-ISO 690*. [En línea] Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-CompartirIgual 3.0 España, 23 de Abril de 2015. [Citado el: 22 de Junio de 2015.] Disponible en: http://portal.uc3m.es/portal/page/portal/biblioteca/aprende_usar/como_citar_bibliografia.
11. Satué, D. "sin título" [*Planos de la instalación de miniturbina de gas actual*]. [PDF] Zaragoza, España : s.n. Laboratorio de Máquinas y Motores Térmicos. Escuela de Ingeniería y Arquitectura. Universidad de Zaragoza.
12. Valvias: La guía independiente de Válvulas y Actuadores. *Densidad de gases*. [En línea] Copyright, 2007. [Citado el: 2015 de Abril de 27.] Disponible en: <http://www.valvias.com/prontuario-propiedades-materiales-densidad-gases.php>.
13. Air Liquide. *Enciclopedia de los gases*. [En línea] Copyright, 2013. [Citado el: 28 de Abril de 2015.] Disponible en: <http://encyclopedia.airliquide.com/encyclopedia.asp?languageid=9&GasID=8&CountryID=19>.
14. The Engineering ToolBox. *Chemical, Physical and Thermal Properties of n-Butane*. [En línea] Copyright. [Citado el: 28 de Abril de 2015.] Disponible en: http://www.engineeringtoolbox.com/butane-d_1415.html.
15. ANVER. ANVER Corporation. *Free Vacuum Level Conversion Calculator*. [En línea] Copyright, 2015. [Citado el: 2 de Mayo de 2015.] Disponible en: <http://www.anver.com/document/company/Reference%20Guides/pressure.html>.
16. The Engineering ToolBox. *Air density for pressures and temperatures ranging 0 - 1000 psi and 30 - 600 deg F*. [En línea] Copyright. [Citado el: 2 de Mayo de 2015.] Disponible en: http://www.engineeringtoolbox.com/air-temperature-pressure-density-d_771.html.
17. Universidad de Sevilla. *Ciclo Brayton*. [En línea] Creative Commons, 20 de Mayo de 2009. [Citado el: 15 de Mayo de 2015.] Disponible en: http://laplace.us.es/wiki/index.php/Ciclo_Brayton.
18. VIII.- CÁMARAS DE COMBUSTIÓN DE TURBINAS DE GAS. [PDF] Disponible en: <http://kimerius.com/app/download/5783027518/C%C3%A1maras+de+combusti%C3%B3n+de+turbinas+de+gas.pdf>.
19. Profesores Titulares del Laboratorio de Ingeniería Química. Universidad Nacional Autónoma de México. *MEDIDORES DE FLUJO*. [En línea] Agosto de 2002. [Citado el: 3 de Mayo de 2015.] Disponible en: <http://depa.fquim.unam.mx/IQ/iq/practica4n.htm>.

12. ÍNDICE DE FIGURAS

MEMORIA

FIGURA 2 - 1. CÁMARA DE COMBUSTIÓN TUBULAR [18].	11
FIGURA 2 - 2. FLUJO DE AIRE Y VELOCIDADES EN UNA CÁMARA TUBULAR [2].	12
FIGURA 2 - 3. CÁMARA DE COMBUSTIÓN ANULAR [18].	12
FIGURA 2 - 4. CÁMARA DE COMBUSTIÓN TUBO-ANULAR [18].	13
FIGURA 2 - 5. FORMA DE LOS ORIFICIOS EN FUNCIÓN DE LA DIFERENCIA DE PRESIÓN [1].	14
FIGURA 5 - 1. INYECTOR DE COMBUSTIBLE DE LA CÁMARA ACTUAL [11].	20
FIGURA 5 - 2. PRESIÓN DEL COMBUSTIBLE EN FUNCIÓN DEL CAUDAL SUMINISTRADO.	22
FIGURA 6 - 1. PARÁMETROS DE UN DIFUSOR CÓNICO [3].	24
FIGURA 6 - 2. DISPOSICIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DEL DIFUSOR ANULAR.	26
FIGURA 6 - 3. ESQUEMA DE CORRIENTES DE AIRE A TRAVÉS DEL DIFUSOR ANULAR.	27
FIGURA 7 - 1. TUBO DE LLAMA DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN ACTUAL.	31
FIGURA 7 - 2. TUBO DE LLAMA DE LA CÁMARA T33.	31
FIGURA 7 - 3. SECCIÓN DE ENTRADA A LA CÁMARA ACTUAL.	32
FIGURA 7 - 4. SECCIÓN DE ENTRADA DEL TORBELLINADOR DE LA CÁMARA T33.	32
FIGURAS 7 - 5 Y 7 - 6. TORBELLINADOR ACTUAL Y TORBELLINADOR T33	33
FIGURA 8 - 1. TUBO DE LLAMA REDISEÑADO.	39
FIGURA 8 - 2. POSICIÓN DE LOS ORIFICIOS EN CADA ANILLO.	39
FIGURA 8 - 3. DIMENSIONES DEL TEA REDISEÑADO.	46
FIGURA 8 - 4. DIMENSIONES DE LA SUPERFICIE DE ENTRADA DEL AIRE EN EL TRI.	47
FIGURA 8 - 5. CIRCULACIÓN DEL AIRE A TRAVÉS DE LAS RANURAS DEL TRI.	48
FIGURA 9 - 1. HOJA DE RÉGIMENES DE FUNCIONAMIENTO DEL TURBOCOMPRESOR.	50
FIGURA 9 - 2. TUBO DE LLAMA REDISEÑADO.	54
FIGURA 9 - 3. POSICIÓN DE LOS ORIFICIOS EN EL ANILLO 1, 2 Y 3.	55
FIGURA 9 - 4. POSICIÓN DE LOS ORIFICIOS DE LOS ANILLOS 4, 6, 8 Y 10.	55
FIGURA 9 - 5. POSICIÓN DE LOS ORIFICIOS DE LOS ANILLOS 5, 7, 9 Y 11.	55

ANEXOS

FIGURA A1 - 1. FLUJO Y REGIÓN DE ESTABILIZACIÓN DE LLAMA CREADA POR EL TORBELLINADOR [1].	70
FIGURA A1 - 2. PATRÓN DEL FLUJO DE AIRE DENTRO DE LA CÁMARA TUBULAR [2].	71
FIGURA A1 - 3. CÁMARA DE COMBUSTIÓN ANULAR [1].	73
FIGURA A1 - 4. VISTA DE UNA CÁMARA DE COMBUSTIÓN TUBO-ANULAR [2].	74
FIGURA A1 - 5. MAPA DE INFLAMABILIDAD [2].	78
FIGURA A1 - 6. FORMA DE LOS ORIFICIOS EN FUNCIÓN DE LA DIFERENCIA DE PRESIÓN [1].	79
FIGURA A2 - 1. HOJA DE RÉGIMEN DE FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR ROOTS.	86
FIGURA A4 - 1. INYECTOR DE COMBUSTIBLE DE LA MINITURBINA [11].	92
FIGURA A4 - 2. PRESIÓN DEL COMBUSTIBLE EN FUNCIÓN DEL CAUDAL SUMINISTRADO.	95
FIGURA A5 - 1. SITUACIÓN REAL DE UN DIFUSOR CON SEPARACIÓN DE CAPA LÍMITE [6].	96
FIGURA A5 - 2. GEOMETRÍA DE UN DIFUSOR DE PAREDES PLANAS [6].	97
FIGURA A5 - 3. GEOMETRÍA DE UN DIFUSOR CÓNICO [6].	97
FIGURA A5 - 4. DIAGRAMA DE ESTABILIDAD DE UN DIFUSOR DE PAREDES PLANAS [6].	100
FIGURA A5 - 5. PARÁMETROS DE UN DIFUSOR CÓNICO [3].	101
FIGURA A5 - 6. DISPOSICIÓN Y DIMENSIONAMIENTO DEL DIFUSOR ANULAR.	103
FIGURA A5 - 7. ESQUEMA DE LAS CORRIENTES DE AIRE A TRAVÉS DEL DIFUSOR ANULAR.	104
FIGURA A6 - 1. TURBINA DE GAS T33.	105
FIGURA A6 - 2. PLANO DEL TUBO DE LLAMA DE LA CÁMARA ACTUAL [11].	110
FIGURA A6 - 3. ZONAS Y POSICIÓN DE LOS ANILLOS DEL TUBO DE LLAMA ACTUAL.	111
FIGURA A6 - 4. ZONAS Y ORIFICIOS DEL TUBO DE LLAMA DE LA CÁMARA ACTUAL.	111
FIGURA A6 - 5. ZONAS DEL TUBO DE LLAMA DE LA TURBINA T33.	112
FIGURA A6 - 6. ORIFICIOS Y RANURAS DEL TUBO DE LLAMA DE LA TURBINA T33.	112
FIGURA A6 - 7. SECCIÓN DE ENTRADA A LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN ACTUAL.	113
FIGURA A6 - 8. SECCIÓN DE ENTRADA DEL TORBELLINADOR DE LA TURBINA T33.	114
FIGURA A6 - 9. SECCIÓN DE SALIDA DEL TORBELLINADOR DE LA TURBINA T33.	115

FIGURA A7 - 1. TUBO DE LLAMA REDISEÑADO.	124
FIGURA A7 - 2. POSICIÓN DE LOS ORIFICIOS EN CADA ANILLO.	125
FIGURA A7 - 3. DIMENSIONES DE LA RANURA INTERIOR.	132
FIGURA A7 - 4. RANURA INTERIOR IMPLEMENTADA EN UNA PORCIÓN DE TORBELLINADOR.	132
FIGURA A7 - 5. CIRCULACIÓN DEL AIRE A TRAVÉS DE LAS RANURAS INTERIORES.	134
FIGURA A7 - 6. DIMENSIONES DEL TEA REDISEÑADO.	138
FIGURA A7 - 7. DIMENSIONES DE LA SUPERFICIE DE ENTRADA DEL AIRE EN EL TRI.	139
FIGURA A7 - 8. CIRCULACIÓN DEL AIRE A TRAVÉS DE LAS RANURAS DEL TRI.	140
 FIGURA A8 - 1. HOJA DE RÉGIMEN DE FUNCIONAMIENTO DEL TURBOCOMPRESOR.	 143
FIGURA A8 - 2. DISTANCIA ENTRE ANILLOS DE LA ZONA SECUNDARIA.	149
FIGURA A8 - 3. DISEÑO DEL NUEVO TUBO DE LLAMA.	152
FIGURA A8 - 4. POSICIÓN DE LOS ORIFICIOS DE LOS ANILLOS 1, 2 Y 3.	153
FIGURA A8 - 5. POSICIÓN DE LOS ORIFICIOS DEL RESTO DE ANILLOS 4, 6, 8 Y 10.	153
FIGURA A8 - 6. POSICIÓN DE LOS ORIFICIOS DE LOS ANILLOS 5, 7, 9 Y 11.	153
FIGURA A8 - 7. DIFUSOR ANULAR PARA LA NUEVA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.	156

13. ÍNDICE DE TABLAS

MEMORIA

TABLA 3 - 1. DIMENSIONES DEL TUBO DE LLAMA ACTUAL [5].....	15
TABLA 6 - 1. PÉRDIDAS DE CARGA EN CALIENTE DE LA CÁMARA ACTUAL.	24
TABLA 6 - 2. DIMENSIONES DEL DIFUSOR CÓNICO INTERIOR.	25
TABLA 6 - 3. DIMENSIONES DEL DIFUSOR CÓNICO EXTERIOR.....	26
TABLA 7 - 1. DIMENSIONES GENERALES DE LA CÁMARA ACTUAL Y LA CÁMARA T33.	28
TABLA 7 - 2. DIMENSIONES DE LOS ORIFICIOS Y RANURAS DEL TUBO DE LLAMA ACTUAL Y EL T33.	29
TABLA 7 - 3. ÁREAS DE ENTRADA DEL AIRE EN LA SUPERFICIE LATERAL DE AMBOS TUBOS DE LLAMA.	29
TABLA 7 - 4. DIMENSIONES DEL TORBELLINADOR DE LA CÁMARA ACTUAL Y DE LA CÁMARA T33.	30
TABLA 7 - 5. ÁREAS DE ENTRADA DEL AIRE A LA CÁMARA A TRAVÉS DE AMBOS TORBELLINADORES.	30
TABLA 7 - 6. RELACIÓN ENTRE EL ÁREA DEL TUBO DE LLAMA Y LA CARCASA DE AMBAS CÁMARAS.	34
TABLA 7 - 7. RELACIONES ENTRE ÁREAS DEL TUBO DE LLAMA ACTUAL Y EL TUBO DE LLAMA T33.	34
TABLA 7 - 8. RELACIONES ENTRE ÁREAS DEL TORBELLINADOR ACTUAL Y EL TORBELLINADOR T33.	35
TABLA 8 - 1. RELACIONES ENTRE ÁREAS DE PARTIDA DEL TUBO DE LLAMA.	36
TABLA 8 - 2. DIMENSIONADO DE LA ZONA PRIMARIA DEL TUBO DE LLAMA REDISEÑADO.	37
TABLA 8 - 3. DIMENSIONADO DE LA ZONA SECUNDARIA DEL TUBO DE LLAMA REDISEÑADO.....	38
TABLA 8 - 4. RELACIONES ENTRE ÁREAS FINALES DE VARIOS TUBOS DE LLAMA.	38
TABLA 8 - 5. RELACIÓN INICIAL ENTRE DIÁMETRO DE POSICIÓN RANURAS Y SU NÚMERO.....	42
TABLA 8 - 6. DIMENSIONES DE LAS RANURAS INTERIORES.....	43
TABLA 8 - 7. RELACIONES ENTRE ÁREAS FINALES DE VARIOS TORBELLINADORES.	45
TABLA 9 - 1. RELACIÓN ENTRE LONGITUD Y DIÁMETRO DE LA CARCASA T33.....	51
TABLA 9 - 2. RELACIÓN ENTRE EL ÁREA DE LA CARCASA Y TUBO DE LLAMA DE LA CÁMARA T33.	51
TABLA 9 - 3. RELACIÓN ENTRE LONGITUD Y DIÁMETRO DEL TUBO DE LLAMA.	51
TABLA 9 - 4. RELACIONES ENTRE ÁREAS OBJETIVO.	52
TABLA 9 - 5. DIMENSIONAMIENTO DE LA ZONA PRIMARIA DEL NUEVO TUBO DE LLAMA.	53
TABLA 9 - 6. DIMENSIONAMIENTO DE LA ZONA SECUNDARIA DEL NUEVO TUBO DE LLAMA.	54

ANEXOS

TABLA A2 - 1. DIMENSIONES DEL TUBO DE LLAMA ACTUAL [5].	85
TABLA A4 - 1. VARIACIÓN DE LA PRESIÓN DE ALIMENTACIÓN EN FUNCIÓN DEL CAUDAL.	94
TABLA A5 - 1. PÉRDIDAS DE CARGA EN CALIENTE DE LA CÁMARA ACTUAL.	101
TABLA A5 - 2. DIMENSIONES DEL DIFUSOR CÓNICO INTERIOR.	102
TABLA A5 - 3. DIMENSIONES DEL DIFUSOR CÓNICO EXTERIOR.	103
TABLA A6 - 1. DIMENSIONES GENERALES DE LA CÁMARA ACTUAL Y LA CÁMARA T33.	106
TABLA A6 - 2. DIMENSIONES DE LOS ORIFICIOS Y RANURAS DE AMBOS TUBOS DE LLAMA.	106
TABLA A6 - 3. ÁREAS DE ENTRADA DEL AIRE AL TUBO DE LLAMA POR LA SUPERFICIE LATERAL.	107
TABLA A6 - 4. DIMENSIONES DEL TORBELLINADOR ACTUAL Y TORBELLINADOR T33.	108
TABLA A6 - 5. ÁREAS DE ENTRADA DEL AIRE POR EL TORBELLINADOR ACTUAL Y EL T33.	108
TABLA A6 - 6. DISTANCIA DE CADA ANILLO A LA ENTRADA DEL TUBO DE LLAMA.	110
TABLA A6 - 7. RELACIÓN ENTRE EL TUBO DE LLAMA Y CARCASA.	115
TABLA A6 - 8. RELACIONES ENTRE ÁREAS DEL TUBO DE LLAMA Y ESPACIO ANULAR.	116
TABLA A6 - 9. RELACIONES ENTRE ESPACIOS ANULARES Y RANURAS DEL TORBELLINADOR.	117
TABLA A7 - 1. RELACIONES ENTRE ÁREAS DEL TUBO DE LLAMA ACTUAL Y EL TUBO DE LLAMA T33.	118
TABLA A7 - 2. DIMENSIONAMIENTO DE LA ZONA PRIMARIA.	119
TABLA A7 - 3. DIMENSIONAMIENTO DE LA ZONA SECUNDARIA.	121
TABLA A7 - 4. RELACIONES DE ÁREAS ENTRE LA CÁMARA T33 Y LA REDISEÑADA.	122
TABLA A7 - 5. DIMENSIONES DE LOS ORIFICIOS Y RANURAS DE VARIOS TUBOS DE LLAMA.	123
TABLA A7 - 6. ÁREAS DE ENTRADA DEL AIRE POR LA SUPERFICIE LATERAL DEL TUBO DE LLAMA.	123
TABLA A7 - 7. RELACIONES ENTRE ÁREAS DE VARIOS TUBOS DE LLAMA.	124
TABLA A7 - 8. DISTANCIA DE CADA ANILLO A LA ENTRADA DE LA CÁMARA.	125
TABLA A7 - 9. RELACIONES ENTRE ÁREAS DEL TORBELLINADOR ACTUAL Y EL OBJETIVO.	126
TABLA A7 - 10. RELACIÓN INICIAL ENTRE DIÁMETRO POSICIÓN RANURAS Y SU NÚMERO.	129
TABLA A7 - 11. RELACIÓN INICIAL ENTRE DIÁMETRO RANURAS Y DEL INYECTOR.	129
TABLA A7 - 12. RELACIÓN FINAL ENTRE DIÁMETRO DE POSICIÓN RANURAS Y DEL INYECTOR.	130
TABLA A7 - 13. RELACIÓN FINAL ENTRE DIÁMETRO DE POSICIÓN RANURAS Y SU NÚMERO.	130
TABLA A7 - 14. DIMENSIONES DE LAS RANURAS INTERIORES.	131
TABLA A7 - 15. RELACIONES ENTRE ÁREAS DEL TORBELLINADOR T33 Y LOS REDISEÑADOS.	136
TABLA A7 - 16. DIMENSIONES DE VARIOS TORBELLINADORES.	137
TABLA A7 - 17. ÁREAS DE ENTRADA DEL AIRE A LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN.	137
TABLA A7 - 18. RELACIONES ENTRE ÁREAS FINALES DE VARIOS TORBELLINADORES.	138

TABLA A8 - 1. RELACIÓN ENTRE LA LONGITUD Y EL DIÁMETRO DE LA NUEVA CARCASA	144
TABLA A8 - 2. RELACIÓN ENTRE EL ÁREA DE CARCASA Y TUBO DE LLAMA DE LA NUEVA CÁMARA .	144
TABLA A8 - 3. RELACIÓN ENTRE LA LONGITUD Y EL DIÁMETRO DEL TUBO DE LLAMA.....	145
TABLA A8 - 4. RELACIONES DE ÁREA OBJETIVO.	145
TABLA A8 - 5. DIMENSIONAMIENTO DE LA ZONA PRIMARIA.....	147
TABLA A8 - 6. DIMENSIONAMIENTO DE LA ZONA SECUNDARIA.	148
TABLA A8 - 7. RELACIONES ENTRE ÁREAS.	149
TABLA A8 - 8. DIMENSIONES GENERALES DE VARIAS CÁMARAS DE COMBUSTIÓN.	150
TABLA A8 - 9. DIMENSIONES DE LOS ORIFICIOS Y RANURAS DE VARIOS TUBOS DE LLAMA.	151
TABLA A8 - 10. ÁREAS DE ENTRADA DEL AIRE AL TUBO DE LLAMA.	151
TABLA A8 - 11. RELACIONES ENTRE ÁREAS DE VARIAS CÁMARAS DE COMBUSTIÓN.	152
TABLA A8 - 12. ÁREAS Y CAUDALES A LA ENTRADA DEL DIFUSOR INTERIOR.	154
TABLA A8 - 13. DIMENSIONES DEL DIFUSOR CÓNICO INTERIOR.	155
TABLA A8 - 14. DIMENSIONES DEL DIFUSOR CÓNICO EXTERIOR.....	155

14. NOMENCLATURA

La nomenclatura que se muestra a continuación está ordenada alfabéticamente.

2θ : ángulo de divergencia de un difusor.

d : distancia de expansión del difusor.

h : altura de expansión del difusor.

L : longitud del difusor.

R_e : radio de salida del difusor o radio de entrada a la cámara.

R_o : radio de entrada al difusor.

A_1 : área de entrada de un difusor.

A_2 : área de salida de un difusor.

A_{1° : área que atraviesa el caudal de aire primario.

A_{2° : área que atraviesa el caudal de aire secundario.

$A_{carcasa}$: área de la carcasa.

A_{EA} : área del espacio anular formado por la carcasa y el tubo de llama.

A_{EA2} : área del espacio anular 2 formado por el tubo de llama y el torbellinador.

A_{EA3} : área del espacio anular 3 formado por el torbellinador y el inyector.

A_{EA4} : área del espacio anular 4.

$A_{h, geom}$: área geométrica de los orificios del inyector de combustible.

A_i : área de la zona interior.

A_{o1° : área de los orificios de la zona primaria o zona de combustión.

A_{o2° : área de los orificios de la zona secundaria.

$A_{o total (1^\circ + 2^\circ)}$: área total de los orificios de la zona primaria y secundaria.

A_r : relación de áreas de salida y entrada de un difusor.

A_{ran} : área de las ranuras de la superficie del tubo de llama.

$A_{ran int}$: área de las ranuras interiores del torbellinador.

$A_{ran ext}$: área de las ranuras exteriores del torbellinador.

$A_{ran 1^\circ}$: área de las ranuras en la zona primaria de la superficie del tubo de llama.

$A_{ran 2^\circ}$: área de las ranuras en la zona secundaria de la superficie del tubo de llama.

A_{TC} : área del conducto que une el turbocompresor con el difusor.

$A_{total 1^\circ}$: área total de la zona primaria ($A_{o1^\circ} + A_{ran 1^\circ}$).

$A_{total 2^\circ}$: área total de la zona secundaria ($A_{o2^\circ} + A_{ran 2^\circ}$).

$A_{total (1^\circ + 2^\circ)}$: área total ($A_{total 1^\circ} + A_{total 2^\circ}$).

$A_{tubo de llama}$: área del tubo de llama.

$A_{un o 1^\circ}$: área de un orificio de la zona primaria.

$A_{un o 2^\circ}$: área de un orificio de la zona secundaria.

$A_{una ran ext}$: área de una ranura exterior.

$A_{una ran int}$: área de una ranura interior del torbellinador.

B_g : coeficiente de bloqueo de la capa límite en la entrada.

B_{ran} : base de las ranuras de la superficie del tubo de llama.

$B_{ran ext}$: base de las ranuras exteriores del torbellinador.

$B_{ran int}$: base de las ranuras interiores del torbellinador.

$B_{\text{ran int ent}}$: base de las ranuras interiores a la entrada del torbellinador.
 $B_{\text{ran int sal}}$: base de las ranuras interiores a la salida del torbellinador.
 C_D : coeficiente de descarga.
 d : distancia de expansión de un difusor.
 $d_{\text{anillo "i"}}$: distancia del anillo "i" a la entrada de la cámara de combustión.
 D_{carcasa} : diámetro de la carcasa.
 $D_{\text{ext iny}}$: diámetro exterior del inyector.
 $D_{\text{ext torb}}$: diámetro exterior del torbellinador.
 $D_{\text{int iny}}$: diámetro interior del inyector.
 $D_{\text{int torb}}$: diámetro interior del torbellinador.
 $D_{o 1^\circ}$: diámetro de los orificios de la zona primaria.
 $D_{o 2^\circ}$: diámetro de los orificios de la zona secundaria.
 $D_{o \text{ anillo "i"}}$: diámetro de los orificios del anillo "i" con $i = 1, 2, \dots$
 $D_{o \text{ ent}}$: diámetro de los orificios de entrada al torbellinador T33.
 $D_{o \text{ max}}$: diámetro máximo de los orificios.
 $D_{\text{ran int}}$: diámetro en el que están posicionadas las ranuras interiores del torbellinador.
 $D_{\text{tubo de llama}}$: diámetro del tubo de llama.
 E_{EA4} : espesor del espacio anular 4.
 H_{ran} : altura de las ranuras de la superficie del tubo de llama.
 $H_{\text{ran ext}}$: altura de las ranuras exteriores del torbellinador.
 $H_{\text{ran int}}$: altura de las ranuras interiores del torbellinador.
 $H_{\text{ran int ent}}$: altura de las ranuras interiores a la entrada del torbellinador T33.
 $H_{\text{ran int sal}}$: altura de las ranuras interiores a la salida del torbellinador T33.
 h : altura de expansión de un difusor.
 L : longitud de un difusor.
 L_{carcasa} : longitud de la carcasa.
 $L_{\text{tubo de llama}}$: longitud del tubo de llama.
 \dot{m} : flujo másico de aire.
 N_{anillos} : número de anillos.
 $N_{\text{max anillos}}$: número máximo de anillos.
 $N_{o \text{ min}}$: número mínimo de orificios.
 $N_{o \text{ max}}$: número máximo de orificios.
 N_{Roots} : velocidad de giro del compresor Roots.
 N_{ran} : número de ranuras en la superficie del tubo de llama.
 $N_{\text{ran ext}}$: número de ranuras en la zona externa del torbellinador.
 $N_{\text{ran int}}$: número de ranuras interiores del torbellinador.
 $N_{\text{ran int ent}}$: número de ranuras interiores a la entrada del torbellinador T33.
 $N_{\text{ran int sal}}$: número de ranuras interiores a la salida del torbellinador T33.
 P_1 : presión de alimentación del combustible.
 P_{1c} : presión total del aire a la entrada del turbocompresor.
 P_{descarga} : presión de descarga del turbocompresor.
 P_j : presión a la que se encuentra la cámara de combustión.
 Q_{1° : caudal de aire primario.

Q_{comb} : caudal de combustible
 Q_{desc} : caudal de aire que descarga el turbocompresor.
 Q_{max} : caudal de aire máximo que descarga el turbocompresor.
 R_e : radio de salida de un difusor.
 R_o : radio de entrada de un difusor.
 T_{1c} : temperatura total del aire a la entrada del turbocompresor.
TEA: torbellinador rediseñado con espacio anular interior.
TRI: torbellinador rediseñado con ranuras interiores.
 V_{abs} : velocidad absoluta del aire a la salida del torbellinador o ranura interior.
 $V_{aire\ dis}$: velocidad del aire de diseño a través del torbellinador.
 V_{axial} : velocidad del aire longitudinal a la salida de la ranura interior.
 V_{Roots} : velocidad del aire de descarga del compresor Roots.
 V_{ref} : velocidad de referencia.
 V_{tan} : velocidad del aire a la salida de la ranura interior.
 W : Flujo másico de aire en la descarga del turbocompresor.
 W_{corr} : Flujo másico de aire corregido en la descarga del turbocompresor.
 $W_{ran\ int}$: anchura de las ranuras interiores del torbellinador.
 $W_{ran\ int\ sal}$: anchura de las ranuras interiores a la salida del torbellinador.
 $\alpha_{ran\ int}$: ángulo de las ranuras interiores del torbellinador.
 $\alpha_{ran\ int\ sal}$: ángulo de las ranuras interiores a la salida del torbellinador T33.
 ΔP : pérdidas de carga en el inyector.
 $\Delta P_{primario}$: pérdida de carga en el primario de la cámara actual.
 $\Delta P_{secundario}$: pérdida de carga en el secundario de la cámara actual.
 ρ : densidad del aire en la descarga del turbocompresor.
 ρ_3 : densidad del gas butano que circula por el inyector.

ANEXO 1: LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN TEÓRICA

▪ CARACTERÍSTICAS DE COMPORTAMIENTO

Las consideraciones a tener en cuenta en el diseño de una cámara de combustión son las siguientes [2]:

- ✓ La combustión en su interior debe ser completa lo cual requiere una ligera turbulencia para el correcto mezclado del aire con el combustible.
- ✓ Las pérdidas de presión deben ser reducidas al máximo lo cual requiere una mínima turbulencia para restringir dichas pérdidas.
- ✓ La combustión debe llevarse a cabo íntegramente en la cámara de combustión ya que las altas temperaturas de las llamas y de los gases de combustión sin diluir dañarían la turbina.
- ✓ Se deben reducir al mínimo los depósitos de suciedad derivados de una quema incompleta ya que distorsionan los patrones de flujo previstos aumentando considerablemente las pérdidas de presión efectivas. Esto implica llegar a un compromiso entre una buena turbulencia que propicie combustiones completas y las pérdidas de presión que ésta turbulencia entraña.
- ✓ Las cámaras de combustión deben tener una gran resistencia al desgaste y a la fatiga térmica así como tener una vida útil lo más amplia posible, ya que fallos imprevistos en la misma provocarán, con total seguridad, explosiones en el motor.
- ✓ El perfil de temperaturas debe ser lo más homogéneo posible en toda la sección de la cámara de combustión, tanto en su interior, como a su salida.
- ✓ La llama debe ser uniforme, no ser propensa a extinguirse y estar confinada en la cámara de combustión ya que una llama inestable implica cambios bruscos de temperatura que derivan en una mayor fatiga térmica de los componentes.
- ✓ La cámara de combustión debe tener un mínimo volumen, sobre todo en turbomáquinas destinadas a la aviación.

- ✓ Las emisiones de contaminantes a la atmósfera deben estar controladas. Las emisiones de CO_2 y NO_x son las más relevantes.

Algunos de los criterios de diseño más relevantes a tener en cuenta son los siguientes [2]:

- ✓ Buen ratio de mezcla en el quemador. Normalmente, aunque el dosado suele estar entre 60:1 y 100:1, el aire que se deriva a la zona de combustión origina finalmente una mezcla ligeramente rica en combustible. Si el ratio estequiométrico está en torno de 0,06 - 0,07 combustible/aire, el ratio operativo ronda los 0,08 Kg de combustible por Kg de aire.
- ✓ Los reactantes deben ser calentados por encima del punto de ignición antes de entrar al quemador. Además se debe mantener la temperatura por encima de un valor que permita que la llama no se extinga.
- ✓ La formación de una cierta turbulencia para el buen mezclado del aire y combustible.
- ✓ Una baja pérdida de presión.
- ✓ La velocidad del aire en el interior del tubo de llama debe ser menor que la velocidad de propagación de la llama para que ésta no se extinga. La velocidad de propagación de la llama está entre 0,3 y 1,5 m/s en régimen laminar y entre 18 y 30 m/s en régimen turbulento. Así pues, la velocidad en el tubo de llama debe ser pequeña con la pérdida de presión que ello acarrea.
- ✓ La temperatura de los gases que salen de la cámara de combustión, y por lo tanto, que entran e impactan con los álabes de la turbina, debe ser adecuada ya que las temperaturas que aguantan los álabes de la misma se ven reducidas por la metalurgia de la turbina y por el hecho de estar girando, lo cual aumenta su nivel de estrés de forma considerable.

▪ TIPOS DE CÁMARAS DE COMBUSTIÓN

Hay tres tipos de cámaras de combustión atendiendo a su diseño: tubulares, anulares y tubo-anulares. A continuación se comentan las características y funcionamiento de cada uno de estos diseños.

i. Cámara de combustión tubular

Esta configuración consiste en la disposición de cámaras de combustión unitarias de forma circunferencial alrededor del motor. Cada cámara está formada por un tubo de llama y una carcasa, así como por un inyector de combustible y un sistema de encendido (bujía). El aire se divide en dos flujos antes de entrar en la cámara de combustión. Un primer flujo (aire primario) que representa el 20 % del aire entra directamente en el tubo de llama. El resto (aire secundario) entra por la corona circular concéntrica que forma el tubo de llama con la carcasa.

Al aire primario, como al combustible, se le hace pasar a través de un torbellinador o “swirler”, el cual le imprime un flujo tipo vórtice para aumentar la turbulencia, y por tanto, el buen mezclado de aire y combustible tal y como se aprecia en la *Figura A1 - 1*. Asimismo, el flujo en vórtice que adquiere el aire primario implica la formación de una zona de baja presión a lo largo del eje del tubo de llama que favorece la recirculación del aire hacia el inyector. Esta recirculación permite la estabilización y confinamiento de la llama en la zona de combustión.

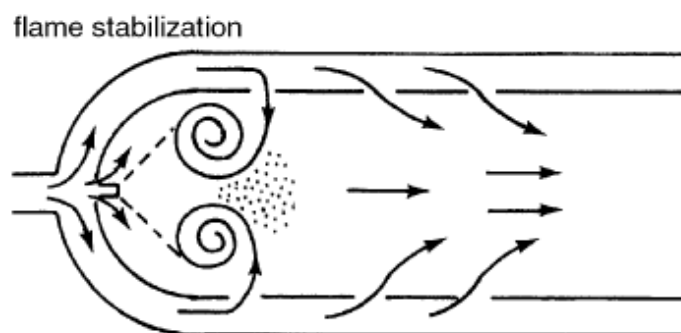


Figura A1 - 1. Flujo y región de estabilización de llama creada por el torbellinador [1].

El aire secundario, que circula por el espacio anular entre la carcasa y el tubo de llama, actúa como escudo térmico y va alimentando al tubo de llama a través de una serie de orificios practicados en el mismo. El aire entra por estos agujeros creando una cierta turbulencia, mezclándose con el aire primario y los gases de combustión y alejando la combustión de las paredes del tubo de llama. En la zona de recirculación, estos orificios tienen diámetros más pequeños para restringir un exceso de aire de entrada pero permitiendo que éste estabilice y retenga a la llama. Además, pueden estar dotados de cierta inclinación para facilitar la recirculación [2]. En la zona de dilución, el diámetro de los agujeros es mayor para permitir una mayor entrada de aire en vista a disminuir la

temperatura de entrada a la turbina [2]. Además, a lo largo del tubo de llama pueden verse una serie de ranuras que tienen como propósito la formación de una capa de aire frío que circule por el interior del mismo refrigerándolo [2]. En la *Figura A1 - 2* puede verse el patrón que sigue el aire en el interior de la cámara.

Del total de aire que entra a la cámara, un 10 % se utiliza para llevar a cabo la combustión; entre un 30 y un 40 % se encarga de la refrigeración; y el resto, tiene como misión diluir los gases de combustión y disminuir su temperatura [1].

Estas cámaras de combustión pueden ser de flujo directo o inverso, resultando estos últimos en diseños más cortos. Los tamaños de la cámara oscilan entre un diámetro de 15,24 cm a 3 m y una altura de 30 cm a 12 m, lo cual permite una baja velocidad del fluido de trabajo [1]. Las velocidades del fluido a lo largo de la cámara de combustión están representadas en la *Figura A1 - 2*.

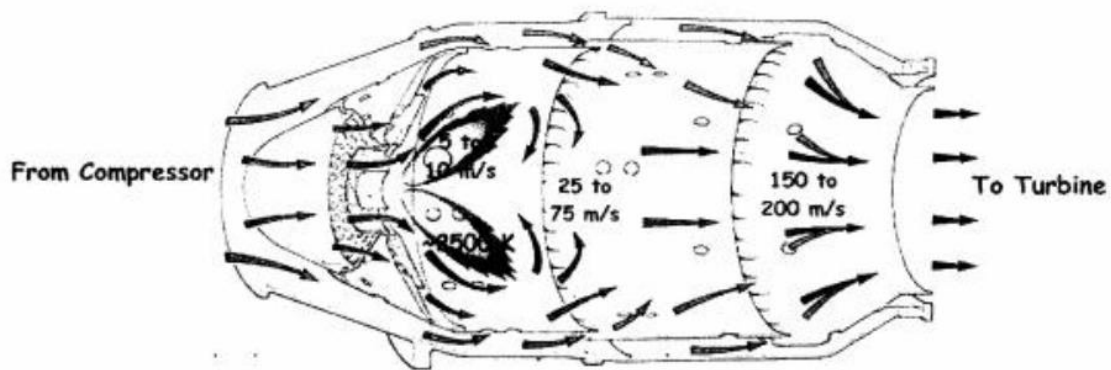


Figura A1 - 2. Patrón del flujo de aire dentro de la cámara tubular [2].

El número de Mach normal de descarga del compresor suele ser de 0,3.

Entre las ventajas de este tipo de cámara de combustión se pueden destacar las siguientes [2]:

- Diseño simple.
- Largo ciclo de vida debido a la refrigeración del mismo que limita las temperaturas haciendo sufrir mucho menos al material térmicamente.
- Mantenimiento sencillo.
- Fácil de comprobar si hay alguna parte dañada.

- Simplicidad y ahorro a la hora de cambiar alguna cámara de combustión defectuosa ya que son independientes unas de otras.

Entre las desventajas de este diseño en particular cabe destacar lo siguiente [2]:

- Mayores pérdidas de presión que con los otros dos tipos. En este caso la pérdida de presión en la cámara de combustión asciende típicamente hasta un 7 %.
- Mala distribución de temperaturas, es decir, la distribución radial y circunferencial de temperaturas a la salida de la cámara de combustión no es uniforme. Se consiguen mejores perfiles de temperatura con los otros dos diseños.
- Cada cámara de combustión puede llevar su sistema de encendido (bujía), aunque es más común colocar bujías sólo en dos cámaras que estén diametralmente opuestas y se consigue una correcta combustión igualmente. La llama se expandirá al resto de cámaras a través de unos orificios practicados en la zona primaria de la cámara.

Esta configuración no se usa actualmente en motores modernos y grandes [2].

ii. Cámara de combustión anular

Son las más simples, compactas y ligeras. Normalmente son de flujo directo y se usan en aviación cuando se busca una mayor área frontal [2]. En la *Figura A1 - 3* puede verse la arquitectura de estas cámaras de combustión.

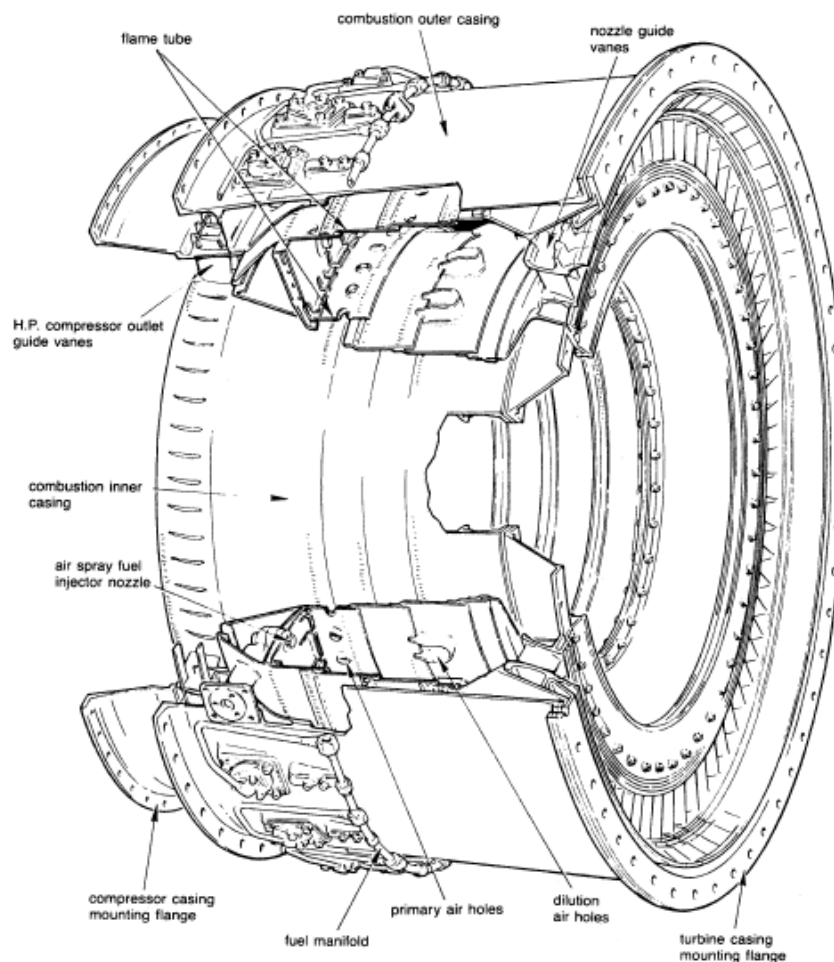


Figura A1 - 3. Cámara de combustión anular [1].

Las cámaras de combustión anulares son las que menos pérdidas de presión presentan, en torno a un 5 % [2]. Además han demostrado tener mejores eficiencias y mezclados. Sin embargo, aunque, de forma natural, tienden a proporcionar un perfil uniforme de temperaturas a la salida, el control del perfil circunferencial y radial de temperaturas es complejo [2]. Asimismo el mantenimiento es más complicado ya que para reparar una cámara de combustión anular, en muchas ocasiones es necesario retirar el motor de la aeronave y desmontarlo. Esta cámara requiere menos aire de refrigeración que las anteriores por lo que está destinada a aplicaciones en las que se alcanzan temperaturas más elevadas que en las otras dos cámaras.

iii. Cámara de combustión tubo-anular

Se trata de una serie de tubos de llama conectados circunferencialmente y recubiertos por una misma carcasa. Es la tipología de cámara de combustión más utilizada en turbinas de gas ya que aúna las ventajas de las cámaras de combustión anular y tubular. La *Figura A1 - 4* muestra la arquitectura de este tipo de cámaras.

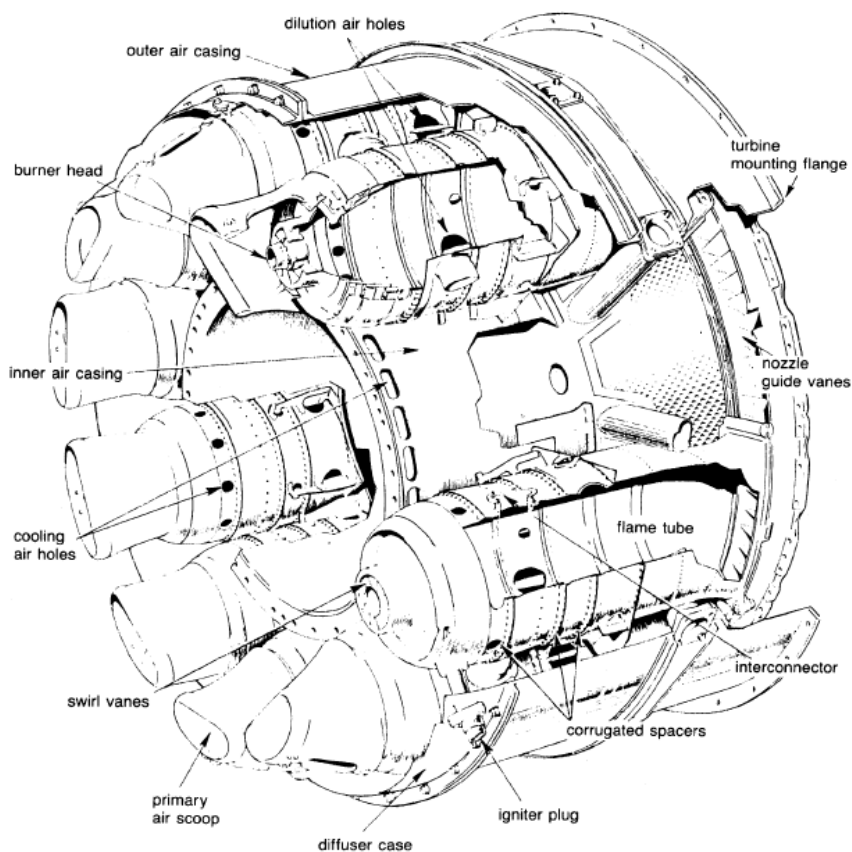


Figura A1 - 4. Vista de una cámara de combustión tubo-anular [2].

En cuanto a las ventajas de este tipo de cámaras de combustión se pueden enumerar las siguientes [2]:

- Tienen un fácil mantenimiento pero más costoso que en el caso de la cámara tubular.
- Tienden a tener menores secciones transversales, y por lo tanto, un menor peso.
- Se necesita un menor número de sistemas de ignición ya que el flujo puede propagarse circunferencialmente a través de orificios que unen los tubos de llama entre sí.

- Posee una mejor distribución (mayor uniformidad) de temperaturas de los gases a la salida.
- Las pérdidas de presión son menores que en el caso de las cámaras de combustión tubulares, dándose unas caídas de presión de entorno al 6 %.

Estas cámaras de combustión requieren más aire de enfriamiento en comparación con el que usan las cámaras tubulares debido al mayor área superficial que presenta con lo que si se trabaja con altas temperaturas pueden ser más interesante usar una de las otras dos tipologías. Las cámaras de combustión tubo-anulares, al igual que las tubulares, pueden ser de flujo directo o inverso, teniendo las de flujo directo una menor área frontal. La mayor parte de los motores de aviación utilizan cámaras tubo-anulares de flujo directo [1].

▪ ASPECTOS CONSTRUCTIVOS Y CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN

A continuación se van a comentar algunos de los parámetros que caracterizan a las cámaras de combustión y que repercuten en el diseño de las mismas.

En primer lugar hay que caracterizar el rango de temperaturas de entrada del aire a la cámara de combustión, temperatura dependiente de la relación de compresión. Normalmente estas temperaturas suelen rondar los 454 - 649 °C [1]. El conocer estas temperaturas es muy importante ya que un aumento sustancial en las mismas aumentará considerablemente la temperatura a la entrada de la turbina, algo indeseado.

Otro parámetro muy importante, y que ya se ha comentado anteriormente, son las pérdidas de presión. Éstas, por término general, suelen representar entre un 2 y un 10 % de la presión estática del aire a la salida del compresor [1]. Las pérdidas de presión están íntimamente relacionadas con el consumo, haciendo que este aumente si se incrementa la pérdida de presión. Este hecho afecta al tamaño y peso del motor que deben redimensionarse al alza para compensar esas pérdidas. Asimismo, la eficiencia del motor disminuye en un porcentaje igual al que aumenta la caída de presión en la cámara de combustión, lo cual pone de relieve lo trascendental de este parámetro.

El buen comportamiento del motor se cuantifica a través del rendimiento cuya expresión [1] se presenta a continuación:

$$\eta_{\text{comb}} = \frac{\Delta h_{\text{actual}}}{\Delta h_{\text{teórico}}} = \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)h_3 - \dot{m}_a h_2}{\dot{m}_f (\text{LHV})}$$

Siendo \dot{m}_a el flujo másico de aire que entra a la cámara; \dot{m}_f el flujo másico de combustible; h_2 la entalpía a la entrada de la cámara; h_3 la entalpía a la salida de la cámara; y LHV es el poder calorífico inferior del combustible.

A partir de esta fórmula puede verse que una pérdida de presión, es decir, de energía a la salida del quemador supone una merma en el rendimiento de la turbomáquina.

Otro parámetro relevante es el perfil de temperaturas a la salida de la cámara de combustión ya que temperaturas excesivamente altas deteriorarían la turbina y los componentes del quemador. La temperatura máxima que se alcanza en la cámara de combustión viene dada, obviamente, por la temperatura máxima alcanzada en la combustión, temperatura que puede llegar a alcanzar los 2230 °C [1]. Sin embargo, la temperatura de salida de los gases de la cámara de combustión, o a la entrada de la turbina, puede llegar a tener un valor de 1370 °C [1]. La dilución de los gases de combustión con el aire de la carcasa permite disminuir la temperatura, limitada por la metalurgia de la turbina.

Asimismo los gradientes de temperatura son un fenómeno indeseable ya que causan deformaciones excesivas y roturas en los componentes de quemador. Así pues una uniformidad en el perfil de temperaturas a la salida asegura la durabilidad de la turbina y el resto de componentes anexos. A este respecto se ha definido el “*Traverse number*” [1] que se tratará más adelante. En la boquilla de salida de los gases, se busca que este parámetro valga entre 0,05 y 0,15. [1]

▪ PARÁMETROS BÁSICOS DE DISEÑO

Fundamentalmente, las pérdidas de presión son proporcionales a la velocidad al cuadrado. A la velocidad que el compresor descarga el aire en la cámara de combustión, del orden de 152,4 m/s [1], las pérdidas de presión serían superiores a un cuarto del incremento logrado por el compresor, lo cual es inasumible. Por esta razón, se hace pasar al aire a través de un difusor para disminuir su velocidad, pero aun así, alrededor de la mitad de las pérdidas de presión se deben a esta etapa de difusión. Algunos valores genéricos de caídas de presión son los siguientes [1]:

- Pérdidas de presión del 4 % para velocidades de 30 m/s.
- Pérdidas de presión del 2,5 % para velocidades de 24 m/s.

- Pérdidas de presión del 2 % para velocidades de 21 m/s.
- Pérdidas de presión del 1 % para velocidades de 15 m/s.

Las pérdidas de presión tienen un valor mínimo para un valor de 0,6 del cociente entre el área del tubo de llama y la de la carcasa [1].

En cuanto a la estabilidad de la llama, en primer lugar hay que propiciar las condiciones precisas para que se produzca la ignición. Como ya se ha comentado anteriormente, para quemar el combustible en la cámara se necesita cierta presión (proporcionada por el compresor) y una mezcla ligeramente rica de combustible. Este hecho queda reflejado en la *Figura A1 - 5*.

La velocidad de llama es también un parámetro muy importante y es la velocidad a la cual se mueve una llama a través del aire en reposo. Si la velocidad del flujo de aire-combustible es mayor que la velocidad de propagación de la llama, ésta será arrastrada aguas abajo de la cámara de combustión y se extinguirá. Sin embargo, si la velocidad de la mezcla es de sentido opuesto a la velocidad de llama y tiene el mismo valor, la llama será estacionaria.

Para esto se necesita una región turbulenta, para alcanzar un buen mezclado así como un flujo recirculante de baja velocidad que confine la llama en la zona de combustión del quemador.

Estos patrones de flujo pueden verse en la *Figura A1 - 2*. Aunque la velocidad en régimen turbulento de propagación de llama depende del tipo de combustible, de la relación aire-combustible, del proceso de mezclado y de parámetros del flujo turbulento, se puede afirmar que por lo general, para una presión de 1 atm esta velocidad es de unos 40 m/s [2].

A fin de crear estos flujos turbulentos, de tipo vórtice y recirculante, se usan láminas que ofrecen resistencia al paso de aire o torbellinadores. La velocidad del aire a través de los torbellinadores o láminas no está claramente definida pero en la zona de combustión el aire debe circular a una velocidad de entre 15 y 25 m/s [18].

Asimismo, en el tubo de llama se practican una serie de orificios para que entre el aire derivado por el hueco que hay entre el tubo de llama y la carcasa de manera que entre aire al tubo de llama para crear los perfiles de flujo mostrados en la *Figura A1 - 2* y para enfriar los gases de combustión (dilución).

Normalmente, los orificios de la zona de recirculación son más pequeños que los de la zona de dilución ya que es en esta última donde se necesita más aire [2]. Por regla general, el diámetro de estos orificios en la zona de combustión o zona primaria no debe ser mayor del 10 % del diámetro del tubo de llama, mientras que no hay restricción, en principio, con el tamaño de los orificios de la zona de dilución, ya que estos deben ser dimensionado de tal forma que se consiga el perfil deseado de temperaturas a la salida de la cámara de combustión [1]. Un diseño que proporciona una buena eficiencia es el de un tubo de llama con 10 anillos con 8 agujeros cada uno [1].

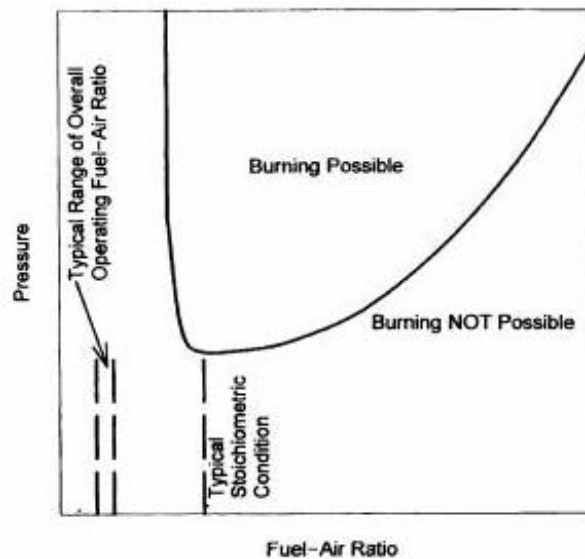


Figura A1 - 5. Mapa de inflamabilidad [2].

El aire entra por estos orificios porque existe una diferencia de presión entre la parte exterior e interior del tubo de llama. Si esta diferencia es muy pequeña es necesario hacer los agujeros como se muestra en la *Figura A1 - 6 (b)*.

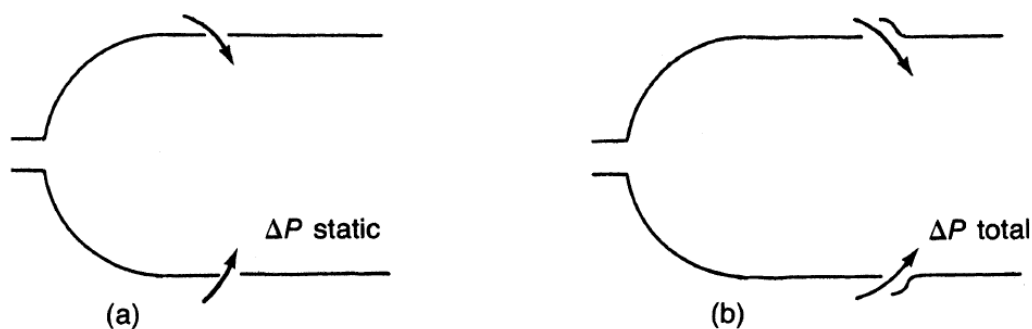


Figura A1 - 6. Forma de los orificios en función de la diferencia de presión [1].

Además de estos orificios, alrededor del tubo de llama hay una serie de ranuras para crear una fina película de aire en el interior del tubo de llama para soportar mejor las altas temperaturas alcanzadas durante la combustión [1].

En cuanto al área transversal que debe tener la carcasa de la cámara de combustión, ésta se determina dividiendo el flujo volumétrico a la entrada de la misma por la velocidad de entrada del aire que se ha escogido en función de si el flujo es directo o inverso. Si se trata de un flujo directo la velocidad del aire a la entrada debe estar entre 24 y 41 m/s; en el caso de flujo inverso la velocidad debe ser de aproximadamente 8 m/s [1]. Un flujo directo, por tanto, tendrá una mayor velocidad de entrada de aire a la cámara que un flujo inverso.

En cuanto a la longitud de las cámaras de combustión, normalmente, los tubos de llama suelen tener una longitud de entre 3 y 6 veces su diámetro, mientras que las carcassas suelen tener una longitud de entre 2 y 4 veces su diámetro [1].

▪ NÚMERO DE WOBBE

Las cámaras de combustión están diseñadas para operar con una cierta composición del combustible y aire. Si la mezcla tiene una composición para la que no está preparada la cámara, pueden incrementar las emisiones contaminantes, perder la confiabilidad o disponibilidad y dañar componentes como el tubo de llama.

Por tanto, existe un número o indicador que evalúa el intercambio de gases dando una caracterización detallada en algunas aplicaciones y requiere que la composición del gas resultante de la mezcla no cambie significativamente. Éste número o índice es el denominado índice de Wobbe. El número de Wobbe, por tanto, da una idea de la estabilidad del proceso [4].

- Números de Wobbe elevados indican que la llama producida en la cámara está cerca de la superficie interna del tubo de llama lo que puede provocar daños y un mal confinamiento de la misma. Esta situación se puede dar principalmente a la salida del inyector donde siempre hay una mezcla de combustible rica. Se puede apreciar en la fórmula ya que si se aumenta el poder calorífico, el número de Wobbe aumenta. La zona donde hay más poder calorífico por unidad de volumen es la zona de combustión, a la salida del inyector.
- En cambio, números de Wobbe bajos indican fluctuaciones de la llama lo que deriva en una inestabilidad y posible extinción de la llama. En las zonas donde el número de Wobbe es bajo, hay una mezcla pobre de combustible que genera una mala uniformidad de las temperaturas. Esto genera oscilaciones térmicas que fatigan al material y reducen su vida útil.

$$W_b = \frac{LHV}{\sqrt{Sp \cdot Gr \cdot T_{amb}}} \quad [4]$$

LHV (MJ/m³): Poder calorífico inferior.

Sp, Gr : Gravedad específica.

La gravedad específica es el cociente entre la densidad del gas y la densidad del aire medidas ambas en las mismas condiciones de presión y temperatura.

T_{amb} (°R): Temperatura del gas en la boquilla de entrada del combustible en grados Rankine.

Para evitar que el número de Wobbe sea muy elevado o muy bajo, lo cual es indeseable por los efectos previamente mencionados, se limita el poder calorífico de los combustibles a utilizar.

El número de Wobbe tiene su utilidad por ejemplo, en que para un orificio dado, todas las mezclas de combustible que tengan el mismo índice de Wobbe producirán la misma cantidad de calor [4].

▪ EMISIONES CONTAMINANTES

Las emisiones contaminantes son de gran relevancia por ello es importante controlar su emisión y garantizar que su producción está dentro de unos límites. Puede producirse NO_x, CO₂, CO, HC y humos.

i. Óxidos de nitrógeno (NO_x)

Los principales óxidos de nitrógeno que se forman son el NO y el NO_2 . Existe un tipo de cámaras de combustión, las llamadas DLE (Dry Low Emission) destinadas a emitir la menor cantidad posible de contaminantes (el más relevante el NO_x ya que es el que más posibilidades tiene de formarse) [1].

La mayor parte de NO_x generado en la cámara de combustión se debe al mecanismo térmico. El NO_x se forma a partir de los 1815°C [1] y la temperatura máxima que se alcanza en una cámara de combustión convencional es de 2230°C [1] por lo que la formación de NO_x está asegurada. Por ello, del aire que entra a la zona primaria, un 10% entra al torbellinador y el resto (entre el 8 y 10%) se mezcla con el aire ya reaccionado para así disminuir la temperatura en la cámara [1].

Para controlar y reducir la producción de óxidos de nitrógeno se suelen llevar a cabo las siguientes operaciones:

- Utilizar una relación de combustible-aire enriquecido en la zona primaria en la que se forme una pequeña cantidad de NO y que se diluya a continuación en la zona que le corresponde.
- Usar una relación de combustible-aire empobrecida para disminuir la temperatura máxima de llama.
- Inyección de vapor de agua al combustible para refrigerar la zona que está justo después del inyector de combustible.
- Uso de una corriente de recirculación de los gases inertes a la zona de combustión.
- Uso de un catalizador que elimine el NO_x de la corriente a la salida.

ii. Dióxido de carbono (CO_2)

La formación del dióxido de carbono en la combustión dependerá de la cantidad de combustible que se quema. Por cada mol de combustible, se generan 3,14 moles de CO_2 . Por tanto la mejor manera de reducir estas emisiones es reducir la cantidad de combustible que se quema y esto se consigue aumentando la eficiencia de la turbina [1].

iii. Monóxido de carbono (CO) e hidrocarburos inquemados (HC)

Se generan en condiciones de combustión incompleta que en las turbinas de gas es típico que se den cuando la turbina se encuentra arrancando o parando. Debido a que la turbina trabaja con un gran exceso de aire, en condiciones de funcionamiento normal no se genera CO ni hidrocarburos inquemados. Para evitar estas emisiones se puede atomizar de una manera más eficiente el combustible para conseguir más altas temperaturas y así mayor reacción del combustible con el aire [1].

iv. Humos

Se generan en zonas ricas de combustible. Para evitar su formación se puede utilizar una relación de aire-combustible de entre 0,9 a 1,5 o introducir aire en exceso en las zonas donde se desea disminuir la formación de humos [1].

ANEXO 2: DATOS CORRESPONDIENTES A LA CÁMARA ACTUAL

1. Rangos de caudales para el funcionamiento de la cámara: Estos rangos se marcaron como objetivo de partida para el diseño de la cámara.

$$\left. \begin{array}{ll} \text{Caudal de aire primario (m}^3/\text{h)} = 21 & \rightarrow 15 \% \\ \text{Caudal de aire secundario (m}^3/\text{h)} = 120 & \rightarrow 85 \% \end{array} \right\} R_a = 5,714$$

R_a : relación del caudal de aire secundario respecto del caudal de aire primario.

2. El compresor Roots es capaz de suministrar a 1450 rpm un caudal de 2972,5 l/min (178,4 m³/h). Según los ensayos de [5], es el máximo caudal que puede dar el compresor Roots sin que la turbomáquina se pare. Por otro lado, debido a las pérdidas de carga en la instalación, los caudales que llegan a la cámara son los mencionados en el punto anterior siendo el caudal total de entrada a la cámara de 141 m³/h.
3. En la última tanda de experimentación de los ensayos de funcionamiento, se obtuvieron los siguientes resultados de caudales de aire por el primario (tubo de llama) y el secundario (carcasa):
 - Con la válvula de primario abierta $\frac{3}{4}$ de su capacidad:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{Caudal de aire primario (m}^3/\text{h)} = 24,348 & \\ \text{Caudal de aire secundario (m}^3/\text{h)} = 133,665 & \end{array} \right\} R_a = 5,490 \quad (\text{Adecuada})$$
 - Con la válvula abierta $\frac{1}{2}$ de su capacidad:

$$\left. \begin{array}{ll} \text{Caudal de aire primario (m}^3/\text{h)} = 16,12 & \\ \text{Caudal de aire secundario (m}^3/\text{h)} = 128,925 & \end{array} \right\} R_a = 7,998 \quad (\text{No adecuada})$$

En todos los casos la válvula del secundario está completamente abierta.

La relación de caudales de aire entre el secundario y el primario de la cámara (R_a) con la válvula del primario abierta a la mitad de su capacidad no es la adecuada ya que el caudal de aire que circula por el primario es menor del esperado. En el proyecto ya existente asume como válida esta relación porque el resto de condiciones de operación se cumplían y por consiguiente esta desviación era aceptable. La válvula del secundario está, en todo momento, completamente abierta.

4. En cuanto a las modificaciones en el tubo de llama, el autor del proyecto en cuestión buscaba una mayor refrigeración del tubo de llama mediante la inclinación de los agujeros (aproximadamente de 20°); fijar la llama cerca del torbellinador acercando los agujeros de la primera y segunda fila; y confinar la llama dentro de la cámara acercando los agujeros de la cuarta y quinta fila 1 cm hacia la tercera fila.
5. Se han implementado 2 tipos de tubos de llama:
 - Tubo de llama modelo 1, n° de plano 1 del 2° tomo [5].
 - Tubo de llama modelo 2, n° de plano 2 del 2° tomo [5].
6. En el tubo de llama modelo 1 se desplazaron los agujeros de las dos primeras filas de 1,5 cm a 0,75 cm. El resultado no fue el esperado.
7. En el modelo 2, que estaba destinado a un inyector de descarga transversal, se desplazaron los agujeros 1 cm hacia la salida de gases para hacer coincidir la entrada de combustible por el inyector con la entrada de aire por los agujeros de la zona primaria del tubo de llama con el objetivo de mejorar la homogeneización en la mezcla.
8. La pérdida de presión total de la cámara del aire primario y secundario es de 100 mbar. La presión de descarga del compresor es 1,3 bar.
9. La temperatura de salida de los gases de combustión no debería ser mayor de 500 °C para no dañar la turbina, parámetro que se cumple para una temperatura de entrada a la cámara de combustión de unos 20 - 25 °C. Sin embargo, al utilizar el compresor Roots, el aire entra a unos 80 °C a la cámara de combustión, lo cual hace que la temperatura de salida de los gases de combustión fuera de unos 700 °C.
10. Características del tubo de llama actual:

	Diámetro exterior (mm)	Área del conducto (cm ²)	Caudal máximo (m ³ /h)	Velocidad (m/s)	Número de Mach
Conducto de aire primario	53	20	21	2,971	0,0085
Conducto de aire secundario	63,5	10	120	36,58	0,1045

Tabla A2 - 1. Dimensiones del tubo de llama actual [5].

11. La longitud del tubo de llama es de 175 mm y su diámetro es de 53 mm mientras que el diámetro de la carcasa es de 63,5 mm siendo su longitud la misma que la del tubo de llama.
12. Se han implementado dos tipos de inyectores. El primero tiene un diámetro de 1,5 mm y el segundo tiene un diámetro de 2 mm. El aumento del diámetro provoca una disminución de la velocidad con lo que aumenta la presión.
13. Las pérdidas de carga en frío y en caliente se han establecido para el primario y el secundario en [5]. Conforme se aumentan las rpm aumentan las pérdidas de carga, más acusadamente en el secundario debido al mayor número de elementos resistivos que se encuentra a su paso.
14. La distribución de temperaturas a la salida se muestra en [5] y ha de tenerse en cuenta para el cálculo del "Traverse Number".
15. Se ha calculado la velocidad de descarga del compresor Roots mediante el caudal de aire que suministra y el área del conducto donde descarga el aire (conducto secundario). El caudal se ha obtenido de la *Figura A2 - 1* sabiendo que el compresor gira a una velocidad de 1450 rpm y que la presión que suministra es de 0,3 bar manométricos:

$$Q_{\text{Roots}} = 105 \text{ CFM} = 2972,5 \text{ l/min} = 178,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

Por otro lado, el área del conducto secundario, que es el mismo que el de la carcasa, es de 31,67 cm² luego la velocidad de descarga del compresor Roots es:

$$V_{\text{Roots}} = \frac{Q_{\text{Roots}}}{A_{\text{carcasa}}} = \frac{178,4/3600}{31,67/10000} = 15,65 \text{ m/s}$$

ANEXO 3: COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA TEÓRICA Y LA ACTUAL

- a) El reparto de aire entre el primario y secundario debe estar alrededor de un 20 % de aire entrando al tubo de llama y un 80 % de aire circulando por el espacio anular entre el tubo de llama y la carcasa [1]. Sin embargo, en el proyecto ya existente el reparto de diseño es de un 15 % de aire por el primario y un 85 % de aire por el secundario, ya que al introducir más aire por la carcasa hay más aire que se introduce al tubo de llama por los agujeros primarios favoreciendo el confinamiento de la llama. Esto supone una relación de aire (R_a) entre el secundario y el primario de 5,714. Aquí se presenta la primera discrepancia entre la bibliografía (que indica que R_a debe ser 4) y el proyecto ya existente sobre la cámara actual, pero la desviación no es muy importante, por lo que no puede considerarse que sea una mala elección.
- b) El caudal máximo de aire que es capaz de suministrar el compresor Roots a 1450 rpm es de 178,4 m³/h. Posteriormente, en el proyecto se hicieron dos experimentos estrangulando la válvula de entrada de aire primario a la cámara de combustión para simular diferentes regímenes de funcionamiento. En primer lugar se estranguló la válvula del aire primario hasta obtener $\frac{3}{4}$ partes de su capacidad, obteniéndose unos caudales de 24,348 m³/h y de 133,665 m³/h por el primario y secundario respectivamente. Así pues, se obtuvo una R_a de 5,49, lo cual no se desvía de forma apreciable del R_a de diseño (5,714).

A continuación, se dejó la válvula del primario medio abierta suministrando un caudal de aire de 16,120 m³/h y 128,925 m³/h en el primario y en el secundario respectivamente, lo que supone un R_a de 7,998. En éste caso no se cumple la relación de aire (R_a) de diseño porque disminuye de forma más acusada el aire que circula por el primario con respecto a la disminución de aire que circula por el secundario.

- c) En cuanto a las pérdidas de presión en cámaras de combustión, la bibliografía indica que éstas oscilan, por lo general, entre el 2 y el 10 % [1]. Según el proyecto ya existente, las pérdidas de presión en la cámara son de 100 mbar trabajando a una presión de 1,3 bar, es decir, las pérdidas suponen un 7,7 %, lo cual es aceptable.

- d) Tal y como se muestra en la *Figura A1 - 2*, debería existir un perfil de velocidades dentro del tubo de llama que permita realizar tanto la combustión a bajas velocidades, como la recirculación y el confinamiento de la llama a velocidades medias, como la dilución y salida de gases a la turbina a elevada velocidad. En el caso del conducto primario, la velocidad que indica el proyecto existente es de 2,971 m/s y la velocidad en el conducto secundario es de 36,58 m/s. Sin embargo, para poder realizar comparaciones con valores teóricos, se calculó la velocidad del aire en la zona de combustión. En cuanto a la zona secundaria, se calculó la velocidad en el espacio anular.

Así pues, la velocidad media del aire primario a la salida del torbellinador y por tanto, en la zona de combustión es:

$$V_{1^{\circ}} = \frac{Q_{1^{\circ}}}{A_{1^{\circ}}} = \frac{21/3600}{4,64/10000} = 12,6 \text{ m/s}$$

$$A_{1^{\circ}} = A_{EA2} + A_{EA3} = 2,43 + 2,21 = 4,64 \text{ cm}^2$$

$Q_{1^{\circ}}$ (m³/h): caudal de aire primario, es decir, el que llega al torbellinador.

$A_{1^{\circ}}$ (cm²): área que atraviesa el aire por el torbellinador y, por tanto, llega a la zona de combustión.

A_{EA2} (cm²): área del espacio anular 2. Es el área del espacio anular formado por el tubo de llama y el torbellinador (ver *Figura A6 - 7*). Este espacio anular se considera que pertenece al torbellinador y su función es la de refrigerar el tubo de llama.

A_{EA3} (cm²): área del espacio anular 3. Es el área del espacio anular formado por el torbellinador y el inyector (ver *Figura A6 - 7*).

La velocidad del aire primario debe posibilitar tener un régimen de flujo laminar haciendo que la velocidad de propagación de la llama sea menor de lo que sería en régimen turbulento. Este dato no coincide con el extraído de [18] que indica que la velocidad en la zona de combustión debe estar entre 15 y 25 m/s.

En cuanto a la velocidad del aire secundario:

$$V_{2^{\circ}} = \frac{Q_{2^{\circ}}}{A_{2^{\circ}}} = \frac{120/3600}{9,61/10000} = 34,7 \text{ m/s} \quad \text{donde} \quad A_{2^{\circ}} = A_{EA} = 9,61 \text{ cm}^2$$

$Q_{2^{\circ}}$ (m³/h): caudal de aire secundario, es decir el que circula por el espacio anular.

A_2 (cm²): área que atraviesa el aire por el espacio anular (A_{EA}). Este espacio anular lo forman la carcasa y el tubo de llama (ver *Tabla A6 - 1* y *Figura A6 - 7*).

Para la velocidad del aire secundario no se han encontrado valores teóricos para poder comparar pero se considera admisible dicho valor si la velocidad de referencia y la velocidad en la zona de combustión se encuentran en el rango especificado por la bibliografía. En este caso, la velocidad en la zona de combustión no cumple, pero tampoco se puede asegurar que la velocidad por el espacio anular sea inadecuada.

- e) Se ha calculado la velocidad del aire en la descarga del compresor Roots a partir del caudal volumétrico que proporciona dicho compresor y el área de la carcasa:

$$V_{\text{Roots}} = \frac{Q_{\text{Roots}}}{A_{\text{carcasa}}} = \frac{178,4/3600}{31,67/10000} = 15,65 \text{ m/s}$$

Q_{Roots} (m³/h): caudal de aire que descarga el compresor Roots.

A_{carcasa} (cm²): área de la carcasa de la cámara de combustión actual (ver *Tabla A6 - 1*)

Por otro lado, se ha calculado la velocidad de referencia [1] a la entrada de la cámara de combustión que como se puede observar es menor que la velocidad del aire en la descarga del Roots ya que, debido a las pérdidas de carga, el caudal ha disminuido.

$$V_{\text{ref}} = \frac{Q_{\text{carcasa}}}{A_{\text{carcasa}}} = \frac{141/3600}{31,67/10000} = 12,36 \text{ m/s}$$

Q_{carcasa} (m³/h): caudal de aire que llega a la cámara de combustión

La velocidad de referencia esta fuera del rango especificado por la bibliografía (24-41 m/s).

- f) En cuanto al perfil de temperaturas en la salida, éste se supone que tiene que ser lo más uniforme posible para evitar gradientes térmicos dañinos en la turbina. Tal como se puede comprobar en [5] sobre el perfil de temperaturas, la cámara de combustión está mal diseñada debido a que en el perfil de temperaturas de salida se pueden alcanzar gradientes de temperatura en función de la posición de hasta 140 °C.

- g) Un diseño óptimo del tubo de llama es el que posee 10 anillos con 8 agujeros en cada anillo. Ninguno de los modelos de tubo de llama que se presentan en [5] cumplen este requisito de diseño.
- h) El diámetro de los orificios de la zona de combustión o zona primaria del tubo de llama debe ser menor del 10% del diámetro del tubo de llama. Dichos agujeros tienen un diámetro de 4 mm (ver *Figura A6 - 2*) y puesto que el diámetro del tubo de llama es de 53 mm, se cumple ésta condición en ambos modelos de tubo de llama mencionados en [5].
- i) Tal y como se especifica en la referencia [1] y [2], los orificios de la zona de dilución del tubo de llama deben ser más grandes que los orificios de la zona primaria no habiendo restricción de tamaño en un principio. Ésta característica se cumple en los dos modelos de tubo de llama expuestos en el proyecto en cuestión.
- j) En la referencia [1] y [2] se indica que es posible dotar a los orificios del tubo de llama de una cierta inclinación para favorecer la introducción del aire secundario dentro del tubo de llama facilitando la recirculación del aire y homogeneizar la mezcla con el combustible de una manera más efectiva. Éste aspecto es tenido en cuenta en el proyecto ya existente mediante la introducción de una inclinación de 20° en ciertos orificios del tubo de llama.
- k) Según [1], el “Traverse Number” tiene que tener un valor entre 0,05 y 0,15. Según [5], la temperatura media en el eje vertical es de 487,5°C (media de todos los puntos de la gráfica). Asimismo, la mayor temperatura alcanzada en ese eje es de 520°C y la temperatura media de aumento es 503,75°C (es la media entre 487,5°C y 520°C). Con estos datos, se pasa a calcular el “Traverse Number” mediante la siguiente fórmula:

$$\text{Traverse Number} = \frac{T_{\text{gas máxima}} - T_{\text{gas media}}}{T_{\text{aumento media}}} = \frac{520 - 487,5}{503,75} = 0,0645$$

Por lo que el “Traverse Number” cumple con las especificaciones de la bibliografía al estar dentro del rango permitido (entre 0,05 y 0,15).

Respecto al eje horizontal, el “Traverse Number” la temperatura media es de 472°C y la temperatura máxima 565°C siendo la temperatura media de aumento 518,5.

$$\text{Traverse Number} = \frac{T_{\text{gas máxima}} - T_{\text{gas media}}}{T_{\text{aumento media}}} = \frac{565 - 472}{518,5} = 0,179$$

En este caso, el “Traverse Number” se encuentra fuera del rango establecido en [1].

- l) La velocidad calculada de descarga del compresor Roots (15,65 m/s) es muy inferior a la indicada por [1] y [7] que es 150 m/s aproximadamente. Esto se debe a que en la instalación actual de la miniturbina de gas se utiliza un compresor Roots y no un turbocompresor que es la velocidad a la que hace referencia la bibliografía [1] y [7]. El turbocompresor gira entre uno y dos órdenes de magnitud más rápido que el compresor Roots. En concreto, la instalación actual tiene un turbocompresor que puede girar hasta las 120.000 rpm pero no se utiliza dado que no se consigue hacer funcionar la instalación con el mismo.

ANEXO 4: PRESIÓN DE ALIMENTACIÓN DEL COMBUSTIBLE

- CÁLCULO DE PÉRDIDAS DE CARGA EN EL INYECTOR

En primer lugar se van a calcular las pérdidas de carga que se producen a través de los orificios por donde sale el combustible hacia la zona de combustión. El inyector en cuestión se muestra en la *Figura A4 - 1*:

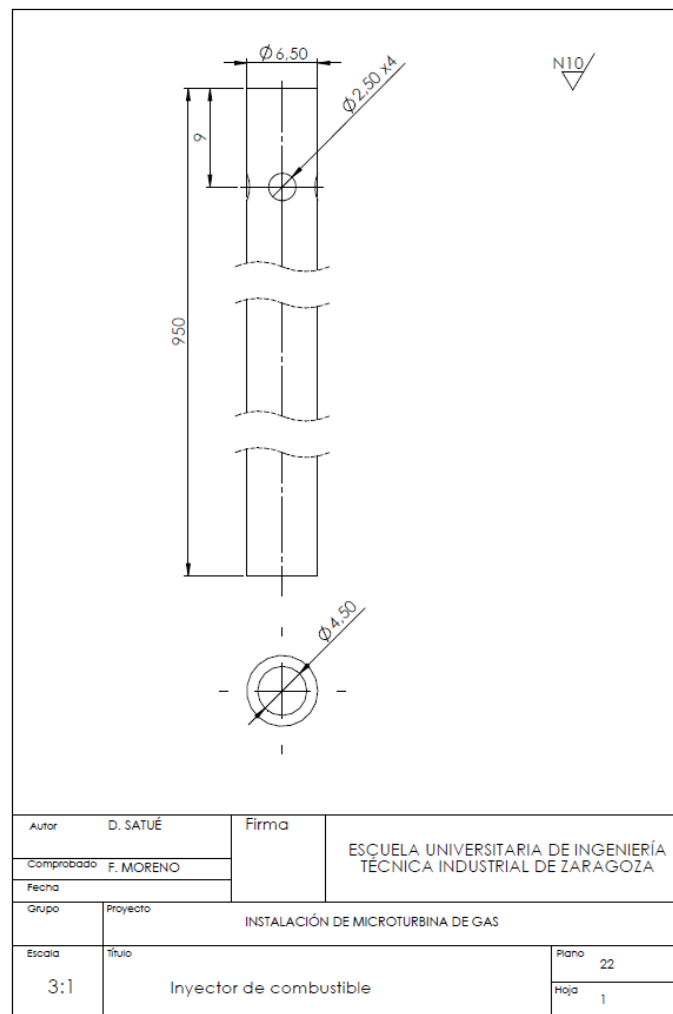


Figura A4 - 1. Inyector de combustible de la miniturbina [11].

El combustible, que es gas butano, circula por el tubo de 4,5 mm de diámetro hasta llegar a los cuatro orificios de descarga de 2,5 mm de diámetro por donde el gas butano sale y se quema con el aire procedente del espacio anular que le rodea. Dicho espacio anular pertenece al torbellinador y tiene un diámetro de 18 mm (ver *Figura A6 - 7*).

Una vez descrito el inyector, se pasa a calcular las pérdidas de carga del mismo. Para ello, se va a hacer uso de la ecuación básica para un flujo a través de un orificio [9]:

$$\dot{m} = C_D A_{h, \text{geom}} [2\rho_3 (P_1 - P_j)]^{0,5} \quad \text{Ec. 1}$$

En los parámetros que se acaban de nombrar, se indican entre paréntesis las unidades en las que se van a introducir los datos en la fórmula. De estos parámetros, son conocidos los siguientes:

- La densidad ρ_3 se ha calculado a 25°C y presión atmosférica. Sin embargo, la presión a la que debe introducirse el combustible es la suma de la presión a la que se encuentra la cámara más las pérdidas de carga que se producen en el inyector. Por un lado, la presión en la cámara es aproximadamente la presión atmosférica que es la que suministra el actual compresor (compresor Roots). Por otro lado, la presión de alimentación es la incógnita a calcular por lo que no se le puede tener en cuenta para hallar la densidad. Cuando se conozca la presión de alimentación, habrá que comprobar si dicha presión afecta considerablemente al valor de la densidad del combustible porque de ser así se deberían recalcular los datos con esa presión.

$$\rho_3 = 2,5 \text{ Kg/m}^3$$

- El flujo másico es conocido puesto que según los distintos experimentos de [5] con la cámara de combustión actual, el caudal de combustible es de 3 m³/h. Mediante la densidad del gas butano a 25°C y presión atmosférica se obtiene el flujo másico que circula por el inyector:

$$\dot{m} = Q_{\text{comb}} \rho_3 = 0,0021 \text{ Kg/s}$$

- El área geométrica de los 4 orificios de descarga es:

$$A_{h, \text{geom}} = 19,63 \text{ mm}^2$$

- Como ya se ha comentado, la presión en la cámara es aproximadamente de 1 atm.
- Se ha estimado el siguiente coeficiente de descarga [19]:

$$C_D = 0,6$$

Por tanto, despejando de la Ec. 1 antes descrita se obtiene la caída de presión en los orificios del inyector:

$$\Delta P = P_1 - P_j = \frac{1}{2\rho_3} \left(\frac{\dot{m}}{C_D A_{h, \text{geom}}} \right)^2 = 6.358 \text{ Pa} = 0,0636 \text{ bar} = 63,6 \text{ mbar}$$

▪ PRESIÓN DE ALIMENTACIÓN

Con la caída de presión que se acaba de calcular y la presión a la que se encuentra la cámara P_j , se obtiene la presión de suministro del combustible:

$$P_1 = P_j + \Delta P = 1,013 + 0,0636 \sim 1,08 \text{ bar}$$

Este valor de presión no deja de ser una estimación. La variable que más incertidumbre puede provocar en dicha estimación es el coeficiente de descarga pero se considera que el valor tomado no es ni mucho menos el más favorable por lo que se puede considerar una estimación realista que da un valor aproximado de la presión a la que se debe alimentar el combustible a la cámara.

Por último, se va a mostrar cómo varía la presión de alimentación del combustible en función del caudal que se introduce. Esto es porque en los ensayos realizados no siempre se suministran 3 m³/h además de poder apreciar el efecto que produce aumentar el caudal en la presión:

Q_{comb} (m ³ /h)	ΔP (mbar)	P_1 (bar)
1	6,95	1,02
1,5	15,64	1,03
2	27,8	1,04
2,5	43,43	1,06
3	63,6	1,08
3,5	85,13	1,1

Tabla A4 - 1. Variación de la presión de alimentación en función del caudal.

A continuación se muestra una gráfica donde se observa la evolución de la presión de alimentación del combustible en función del caudal que se suministre. Los datos utilizados son los de la *Tabla A4 - 1*.

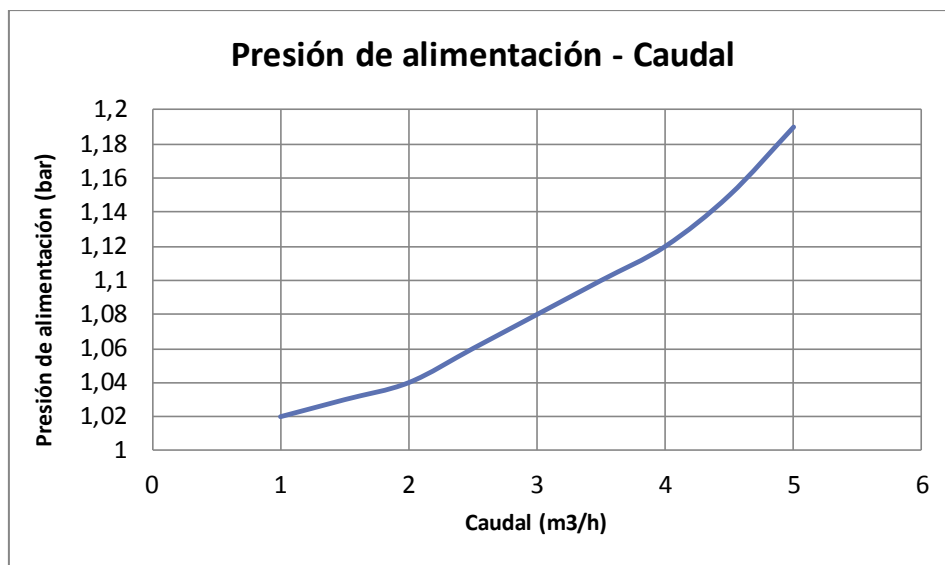


Figura A4 - 2. Presión del combustible en función del caudal suministrado.

Se observa como la presión de alimentación aumenta de forma exponencial según se aumenta el caudal.

ANEXO 5: DISPOSITIVOS DE ADMISIÓN: DISEÑO DE UN DIFUSOR

- DEFINICIÓN, TIPOS Y PÉRDIDAS EN DIFUSORES

Un difusor es un conducto en el cual se produce un aumento de área con el fin de aumentar la presión del fluido disminuyendo su energía cinética. A continuación se muestra la actuación real de un difusor.

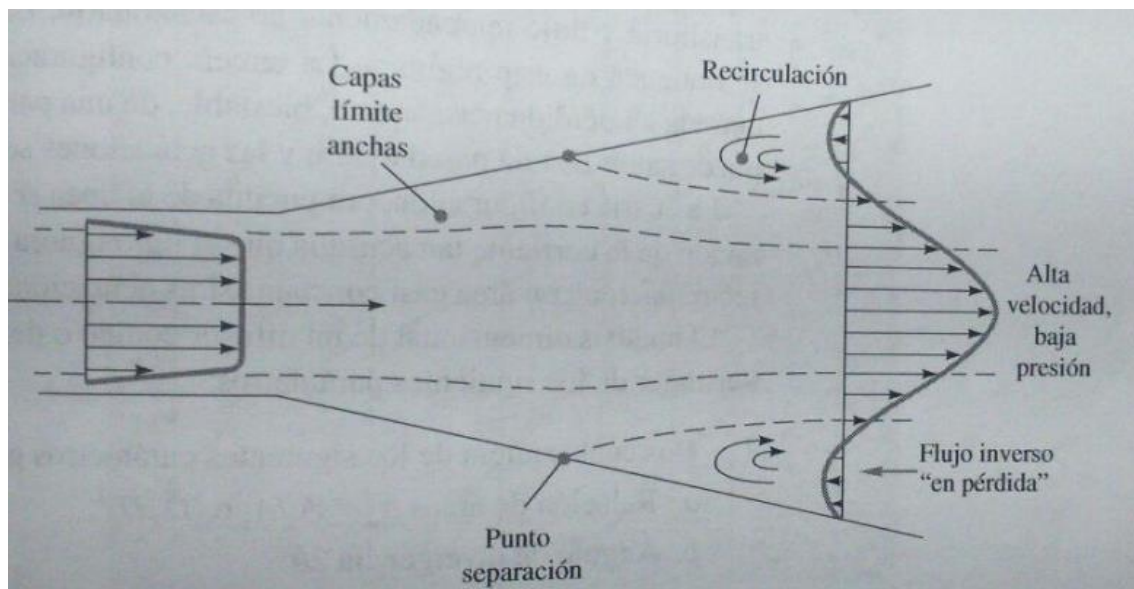


Figura A5 - 1. Situación real de un difusor con separación de capa límite [6].

El fluido entra por la sección más pequeña y pasa a través del difusor hasta llegar a la sección más grande. En el trayecto, el aire ha sufrido el rozamiento con las paredes, separación de capa límite, fenómenos de recirculación debido al gradiente de presión adverso, etc. En definitiva, la pérdida de carga del fluido puede ser muy elevada sino se realiza un buen diseño del difusor [6].

A continuación se muestran dos tipos de difusores, el difusor de paredes planas y el difusor cónico donde:

- 2θ : Ángulo de divergencia
- $W1$: Altura de la sección de entrada del difusor de paredes planas
- $W2$: Altura de la sección de salida del difusor de paredes planas

- b : Anchura del difusor de paredes planas
- L : Longitud del difusor
- 1: Entrada del fluido /Garganta
- 2: Salida del fluido/Salida
- D : Diámetro de la garganta
- D_s : Diámetro de la sección de salida.

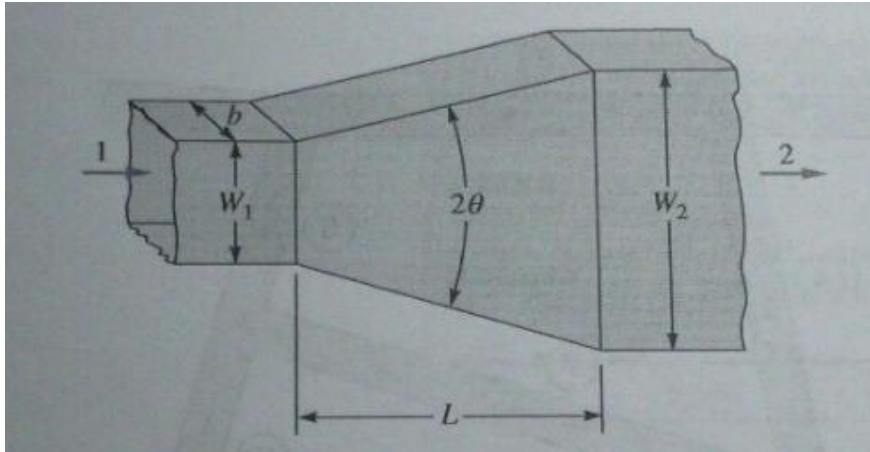


Figura A5 - 2. Geometría de un difusor de paredes planas [6].

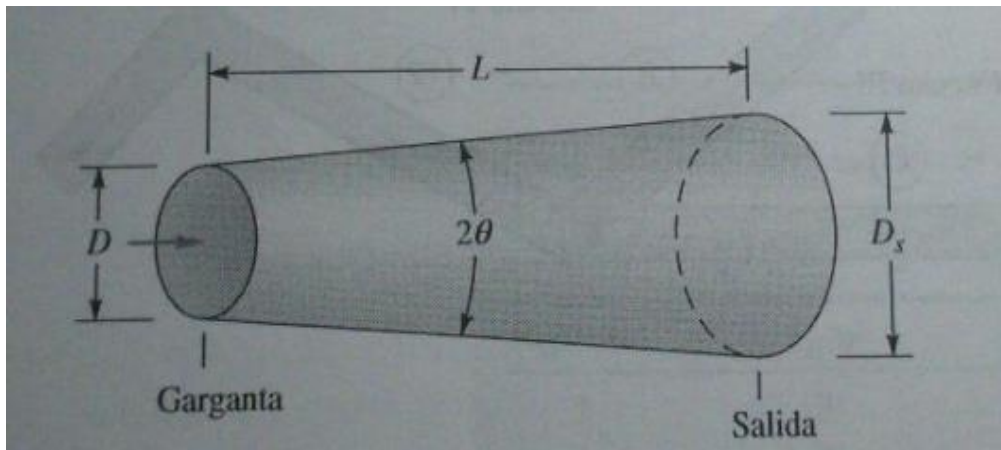


Figura A5 - 3. Geometría de un difusor cónico [6].

Otros factores importantes que provocan la pérdida de carga son el ángulo de divergencia, la torsión de la corriente, la vorticidad a la entrada y las pulsaciones superpuestas en el flujo. Por tanto, la gran cantidad de pérdidas que se pueden producir en un difusor lo convierten en un elemento complejo y delicado del sistema [6].

▪ PARÁMETROS DE DISEÑO

El parámetro básico de un difusor es el coeficiente de recuperación CP cuya expresión se presenta a continuación:

$$CP = \frac{P_s - P_g}{P_{og} - P_g} \quad [6]$$

P_s = Presión de salida.

P_g = Presión a la entrada (garganta).

P_{og} = Presión de remanso a la entrada.

Un aumento de pérdidas de carga provocaría que la presión a la salida disminuyera y por tanto, como se puede ver en la ecuación, el numerador disminuiría. Luego a menor pérdida de carga, mayor es el coeficiente de recuperación y mayor será el rendimiento del difusor.

Este coeficiente depende de muchos parámetros pero los tres más relevantes son los siguientes:

➤ Relación de áreas: $Ar = \frac{A_2}{A_1}$ o $\left(\frac{D_s}{D}\right)^2$ [6]

A mayor relación de áreas, mayor es la diferencia de presión que se puede conseguir entre la entrada y la salida. Pero ésta relación no puede ser muy elevada ya que pueden aparecer grandes pérdidas ya sea por separación de la capa límite o por fricción. Si la relación de áreas es elevada puede aparecer el fenómeno de la separación de flujo. Una posible solución podría ser el hacer el difusor más largo para que el cambio de área fuese más gradual y así evitar la separación de la capa límite, sin embargo, aunque se reducirían las pérdidas por separación del flujo, las pérdidas por rozamiento aumentarían considerablemente. Además, la longitud de un difusor suele estar limitada por las características de diseño y no puede alcanzar valores muy altos. En estos casos, suele interesar un difusor de paredes planas debido a sus mejores actuaciones, ya que un difusor cónico, en el mejor de los casos, es de entre un 10 y un 80% más largo que un difusor de paredes planas [6].

➤ Ángulo de divergencia (2θ)

Si el difusor diseñado tiene un ángulo de divergencia menor de 5° , la longitud de éste debe ser elevada y el aire a su paso estará más tiempo en contacto con las paredes lo

que supone mayores pérdidas debido a la fricción. Por otro lado, si 2θ es mayor de 15° , se produce mayor separación del flujo al no darle a éste tiempo a adaptarse a la variación de superficie y se provocan más pérdidas con escasa recuperación de presión [6].

➤ Coeficiente de bloqueo de la capa límite en la entrada (B_g)

El coeficiente de bloqueo es el cociente entre el área bloqueada por el flujo lento de la capa límite en la entrada y el área de entrada. El valor de B_g oscila entre 0,003 y 0,12. A mayor coeficiente de bloqueo, menor coeficiente de recuperación [6].

▪ DIFUSOR DE PAREDES PLANAS

En un difusor de paredes planas, la relación típica de áreas es de 5 (el área de salida es 5 veces el área de entrada). Pero ésta diferencia de área puede provocar la separación del flujo respecto a la pared interna del difusor lo que hace disminuir el coeficiente de recuperación y la consiguiente pérdida de eficiencia. Por ello existen diagramas completos de estabilidad de las configuraciones del flujo en difusores. El diagrama que representa la estabilidad de un difusor de paredes planas se muestra a continuación junto con una serie de conclusiones a las que se ha llegado:

- Por debajo de la línea aa, el flujo es estacionario y sin separación aunque incluso con difusores muy cortos se podría producir la separación si 2θ es mayor de 20° [6].
- Entre la línea aa y bb se tiene un flujo apenas estacionario con pérdidas transitorias. La máxima eficiencia del difusor se consigue en éste régimen de flujo (CP máximo) [6].
- En la tercera configuración, entre la línea bb y cc, se producen pérdidas permanentes que pueden producirse tanto en una pared como en otra debido a que el flujo es mucho más turbulento y aleatorio. La actuación en ésta zona es pobre [6].
- Por encima de la línea cc, se produce el flujo de tipo chorro. El flujo pasa a través del difusor ignorando las paredes y con área casi constante entre las zonas de recirculación. La actuación del difusor en ésta región es pésima [6].

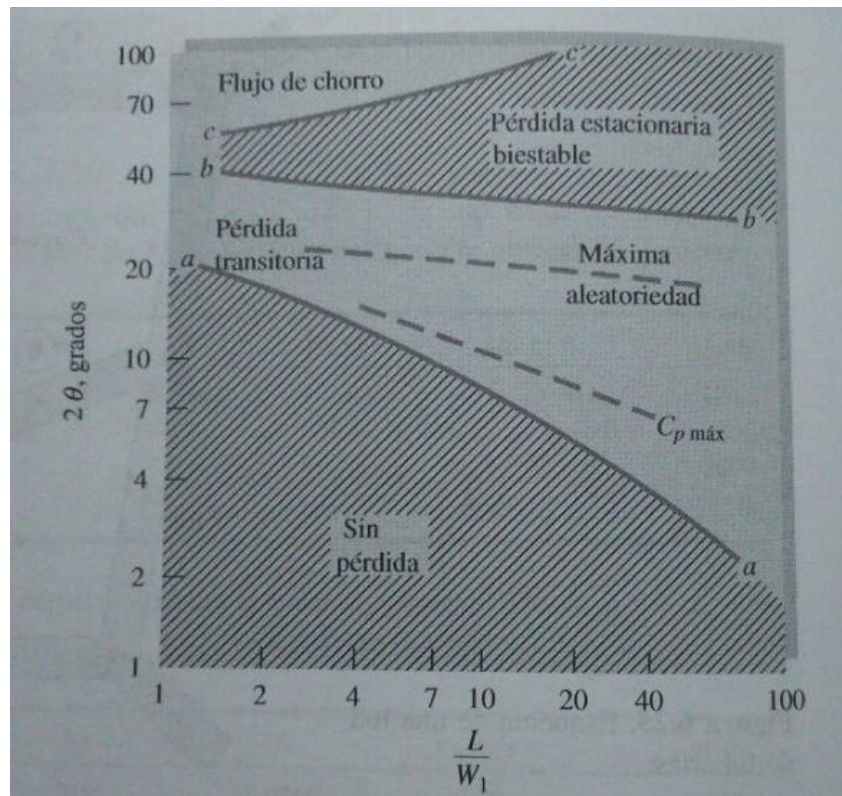


Figura A5 - 4. Diagrama de estabilidad de un difusor de paredes planas [6].

Como conclusión de éste apartado, para una máxima eficiencia, el difusor de paredes planas debe trabajar en la segunda configuración, con un ángulo de divergencia de entre 7 y 15° y una relación de longitud y altura de la sección de entrada entre 4 y 40 [6].

▪ DISEÑO DE UN DIFUSOR PARA LA CÁMARA ACTUAL

El diseño de un difusor anular surge de la necesidad de separar el aire que llega del turbocompresor en dos flujos: el primario y el secundario. Obviamente estos flujos corresponden al reparto primario y secundario que requiere la cámara de combustión para su funcionamiento. Además, las secciones que une el difusor son circulares por lo que no hay cabida al diseño de un difusor de paredes planas.

Como se ha dicho antes, el diseño de un difusor anular requiere del diseño de dos difusores cónicos. En la *Figura A5 - 5* se muestra el aspecto de uno de ellos y los parámetros necesarios para su diseño.

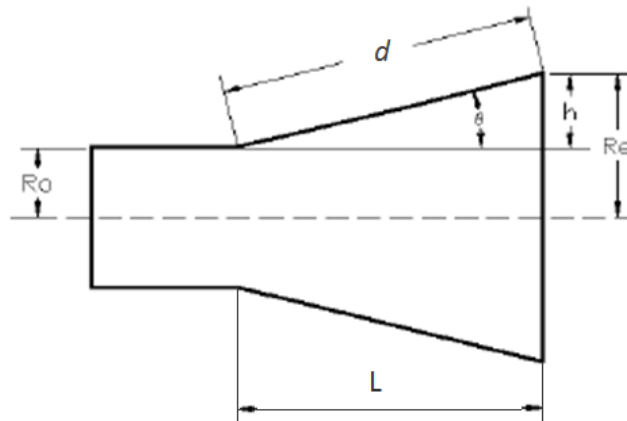


Figura A5 - 5. Parámetros de un difusor cónico [3].

A continuación se va a describir el proceso seguido para la obtención de un difusor anular. En primer lugar se diseña el difusor interior y, en función de sus dimensiones, se diseña el difusor exterior. Finalmente se muestra el difusor anular con sus medidas y un esquema de la trayectoria que sigue el aire por el mismo.

- *Diseño del difusor interior*

Para empezar, se desea que el caudal de aire procedente del turbocompresor se reparta en un 20% por el conducto primario del difusor (hacia el torbellinador) y en un 80% por el conducto secundario del mismo (hacia el espacio anular de la cámara). Para ello, en primer lugar se determina el área del conducto que une el turbocompresor con la entrada del difusor. El diámetro de este conducto es de 43 mm.

$$A_{TC} = 14,52 \text{ cm}^2$$

En el caso de no haber pérdidas de carga, el reparto de caudales de aire (20 - 80) coincide con la proporción de áreas entre el conducto primario y secundario a la entrada del difusor. Sin embargo, la cámara actual posee las siguientes pérdidas en caliente [5]:

N_{Roots} (rpm)	ΔP primario (mbar)	ΔP secundario (mbar)
1500	20	60

Tabla A5 - 1. Pérdidas de carga en caliente de la cámara actual.

Como se puede observar en la *Tabla A5 - 1*, las pérdidas de carga en el secundario son el triple que en el primario. Esto se traduce en que el conducto secundario del difusor requiere el triple de caudal de aire para seguir obteniendo el reparto 20 - 80 deseado. Por tanto, para obtener dicho caudal, el área del conducto primario a la entrada del

difusor debe disminuir una tercera parte, obteniéndose así una relación de áreas 7 - 93 aproximadamente. De esta manera, se obtienen las áreas de entrada del conducto primario y secundario del difusor (*Tabla A5 - 2*).

Reparto de aire: 20% - 80%

Relación de áreas: 7% - 93%

A partir de dichas áreas, se obtiene el radio de entrada (R_o) del difusor interior. Con este radio y el radio del tubo de llama (R_e), se halla la altura de expansión h :

$$h = R_e - R_o = 26,5 - 5,6 = 20,9 \text{ mm}$$

Por último, para calcular la distancia de expansión d y el ángulo de divergencia hay que dar un valor a uno de ellos. Siguiendo las especificaciones descritas anteriormente, el ángulo de divergencia debe estar entre 5 y 15°. Debido a que no se quiere una longitud excesiva, se va a suponer $2\theta = 15^\circ$, luego aplicando relaciones trigonométricas en la *Figura A5 - 5*, se obtiene la distancia de expansión y la longitud del difusor.

$$\text{sen } \theta = \frac{h}{d} \rightarrow d = 160 \text{ mm}$$

$$\text{tg } \theta = \frac{h}{L} \rightarrow L = 159 \text{ mm}$$

A continuación se muestra una tabla con los resultados calculados a lo largo del proceso descrito:

		Difusor interior
Dimensiones	$A_{TC} (\text{cm}^2)$	14,52
	$A_1 (\text{cm}^2)$	1
	$A_2 (\text{cm}^2)$	13,52
	$R_o (\text{mm})$	5,6
	$R_e (\text{mm})$	26,5
	$2\theta (^\circ)$	15
	$h (\text{mm})$	20,9
	$d (\text{mm})$	160
	$L (\text{mm})$	159

Tabla A5 - 2. Dimensiones del difusor cónico interior.

$A_1 \rightarrow$ es el 7 % de A_{TC} .

$A_2 \rightarrow$ es el 93 % de A_{TC} .

Con el fin de evitar una entrada brusca del aire al difusor anular, el difusor interior se situará medio centímetro más atrás del comienzo del difusor exterior. De esta manera se reduce el coeficiente de bloqueo de la capa límite en la entrada disminuyendo así las pérdidas por presión.

- *Diseño del difusor exterior*

La longitud del difusor exterior está fijada en 16,4 cm por el difusor interior y medio centímetro que se le añade. Por otro lado, tanto el radio de entrada como el radio de salida vienen impuestos por el conducto del turbocompresor ($R_o = 21,5$ mm) y la carcasa de la cámara ($R_e = 31,75$ mm) respectivamente. La altura de expansión viene determinada por los radios ya expuestos. Por tanto, a partir de la longitud del difusor y la altura de expansión que se acaba de calcular, se obtiene el ángulo de divergencia mediante una relación trigonométrica ya expuesta en el punto anterior. Asimismo, la distancia de expansión se obtiene fácilmente de otra relación trigonométrica. Los resultados de los cálculos se muestran en la siguiente tabla:

		Difusor exterior
Dimensiones	R_o (mm)	21,5
	R_e (mm)	31,75
	h (mm)	10,25
	d (mm)	164,3
	2θ (°)	7
	L (mm)	164

Tabla A5 - 3. Dimensiones del difusor cónico exterior.

- *Difusor anular*

En la figura siguiente se muestra la disposición final del difusor anular así como sus medidas principales:

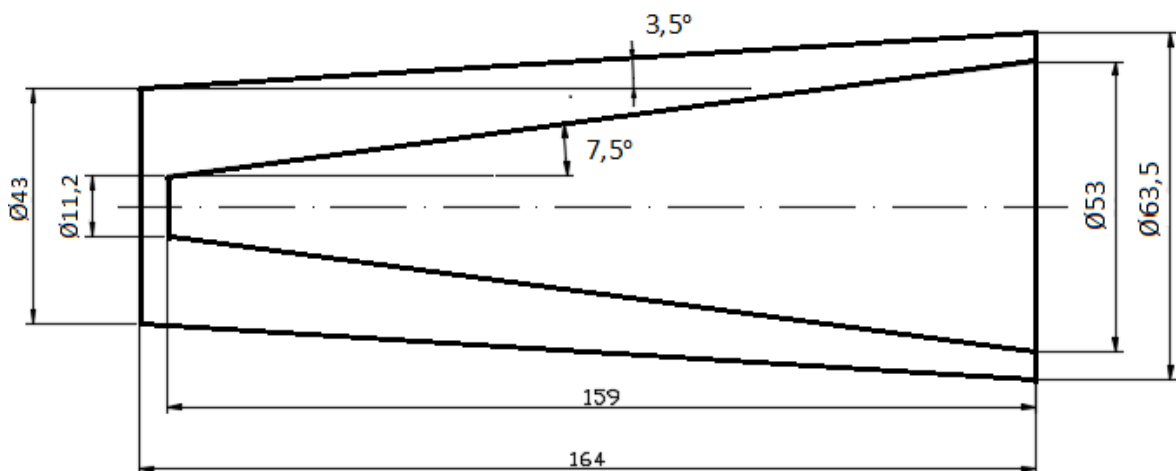


Figura A5 - 6. Disposición y dimensionamiento del difusor anular.

A continuación se representa la trayectoria que sigue el aire procedente del turbocompresor al circular por el difusor y que desemboca en la entrada de la cámara de combustión.

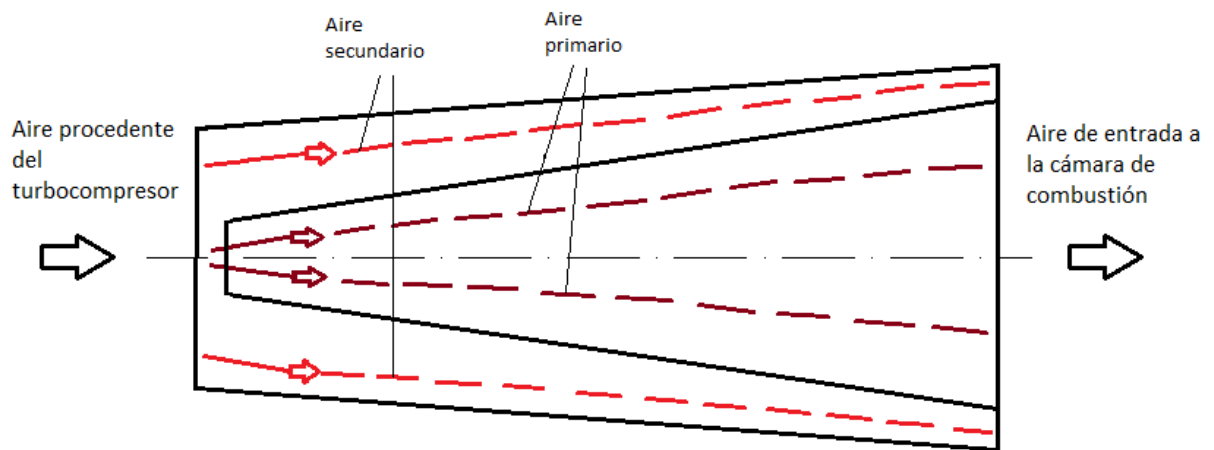


Figura A5 - 7. Esquema de las corrientes de aire a través del difusor anular.

ANEXO 6: COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA ACTUAL Y LA CÁMARA T33

▪ TURBINA DE GAS T33

La turbina de gas T33 es una turbomáquina que fue usada en su tiempo en la aviación por el ejército militar y que ahora se encuentra en la Universidad de Zaragoza gracias a la donación por parte del Ministerio de Defensa. Esta turbina tiene el siguiente aspecto:



Figura A6 - 1. Turbina de gas T33.

La alimentación de aire a la cámara es proporcionada por el turbocompresor cuyos álabes se muestran de color gris y azul. El aire, antes de llegar a la cámara, es dividido en dos flujos por un difusor hacia el primario y secundario de la misma. Como se puede observar, hay una gran cantidad de cámaras de combustión con sus correspondientes tubos de llama (en color amarillo y naranja) que desembocan en la turbina y esta a su vez, en la tobera propulsiva.

▪ DIMENSIONES DE AMBAS CÁMARAS

Las dimensiones generales de la cámara actual y la cámara T33 se muestran en la *Tabla A6 - 1*.

		Cámara actual	Cámara T33
Dimensiones generales	D _{carcasa}	6,35	17,8
	L _{carcasa}	16,5	56
	D _{tubo de llama}	5,3	13,6
	L _{tubo de llama}	17,5	56
	D _{ext iny}	0,65	2,5
	D _{int iny}	0,45	1,7
	A _{carcasa}	31,67	248,85
	A _{tubo de llama}	22,06	145,27
	A _{EA}	9,61	103,58
	A _{ext iny}	0,33	4,91

Tabla A6 - 1. Dimensiones generales de la cámara actual y la cámara T33.

Respecto de la *Tabla A6 - 2*, en el tubo de llama actual (ver *Figura A6 - 2*, *Figura A6 - 3* y *Figura A6 - 4*), los anillos 1 y 2 pertenecen a la zona primaria y el resto a la zona secundaria. Por otro lado, en el tubo de llama de la cámara T33 (ver *Figura A6 - 5* y *Figura A6 - 6*), los 3 primeros anillos son los que componen la zona primaria siendo el resto de anillos de la zona secundaria.

		Cámara actual	Cámara T33
Dimensiones de los orificios y ranuras de la superficie del tubo de llama	D _{o anillo 1}	4 (x6)	9,5 (x8)
	D _{o anillo 2}	4 (x6)	9,5 (x8)
	D _{o anillo 3}	6 (x6)	9,5 (x8)
	D _{o anillo 4}	5,5 (x4)	16,8 (x8)
	D _{o anillo 5}	7,5 (x4)	16,8 (x8)
			Hasta el anillo 13, el diámetro de los orificios es de 16,8 mm
	D _{o anillo 13}	-	16,8 (x8)
	B _{ran}	-	25
	H _{ran}	-	2,5
	A _{ran}	-	62,5
D: diámetro (mm) B: base (mm) H: altura (mm) A: área (mm ²) N: número	N _{ran}	-	20
			Todas las ranuras tienen las mismas dimensiones

Tabla A6 - 2. Dimensiones de los orificios y ranuras de ambos tubos de llama.

En la *Tabla A6 - 3* se han calculado las áreas de orificios y ranuras a partir de los datos de la *Tabla A6 - 2*.

		Cámara actual	Cámara T33
<p>Áreas de entrada del aire al tubo de llama por el espacio anular</p> <p>A: área (cm²)</p>	A _{o1°}	1,51	17,01
	A _{ran1°}	-	4,38
	A _{total1°}	1,51	21,39
	A _{o2°}	4,42	177,3
	A _{ran2°}	-	17,5
	A _{total2°}	4,42	194,8
	A _{total (1° + 2°)}	5,93	216,19

Tabla A6 - 3. Áreas de entrada del aire al tubo de llama por la superficie lateral.

En la *Tabla A6 - 4* se muestran las dimensiones de los torbellinadores de ambas cámaras. Cabe destacar que en la cámara T33, la sección de entrada del torbellinador (*Figura A6 - 8*) es distinta a su sección de salida (*Figura A6 - 9*) no siendo así en la cámara actual, cuya sección de entrada y de salida es la misma (*Figura A6 - 7*).

Para comparar el torbellinador de la cámara actual, se ha escogido la sección de salida del torbellinador T33 ya que es la que alimenta directamente el aire a la zona de combustión y por tanto la sección más relevante.

		Cámara actual	Cámara T33
Dimensiones del torbellinador	D _{ext torb}	50	136
	D _{int torb}	18	57
	E _{EA4}	-	3
	D _{o ent}	-	9,5 (x8)
	B _{ran ext}	-	14
	H _{ran ext}	-	2,5
	N _{ran ext}	-	20
	B _{ran int ent}	-	6
	H _{ran int ent}	-	3
	N _{ran int ent}	-	14
	B _{ran int sal}	-	6
	H _{ran int sal}	-	2
	N _{ran int sal}	-	14
	W _{ran int sal}	-	5
	α _{ran int sal}	-	34
	D _{ran int}	-	40

Tabla A6 - 4. Dimensiones del torbellinador actual y torbellinador T33.

En cuanto a la *Tabla A6 - 5*, se han calculado las áreas por las que el aire primario circula a través de ambos torbellinadores.

		Cámara actual	Cámara T33
Áreas de entrada del aire a la cámara por el torbellinador	A _{EA2}	2,43	-
	A _{ran ext}	-	7
	A _{EA3}	2,21	-
	A _{ran int}	-	1,68
	A _{EA4}	-	5,37

Tabla A6 - 5. Áreas de entrada del aire por el torbellinador actual y el T33.

Para poder comparar dichas áreas, se ha considerado la equivalencia de áreas que se explica a continuación.

- *Equivalencia de áreas*

Mientras que en el torbellinador de la cámara actual, existe un espacio anular entre el tubo de llama y dicho torbellinador, llamado espacio anular 2, (ver *Figura A6 - 7*), en el torbellinador de la cámara T33 (ver *Figura A6 - 9*) ya no existe ese espacio anular sino que hay una serie de 20 ranuras practicadas en el propio torbellinador.

No obstante, tanto el espacio anular 2 del torbellinador actual como las ranuras exteriores del torbellinador T33, se encuentran en la zona más externa del mismo cumpliendo una función similar que es la de refrigeración. Por ello, el espacio anular 2 y las ranuras exteriores se han considerado áreas equivalentes para realizar las comparaciones pertinentes en este trabajo.

$$A_{EA2} \leftrightarrow A_{ran\ ext}$$

Por otro lado, el área del espacio anular 3 de la cámara actual (ver *Figura A6 - 7*) se encuentra en la zona interior del torbellinador al igual que el espacio anular 4 y las ranuras interiores del torbellinador T33 (ver *Figura A6 - 9*). Dichas áreas tienen la función de generar la recirculación y turbulencia del aire necesarias a la salida del inyector para mejorar la combustión aunque el espacio anular 4 también tiene la función de refrigerar el torbellinador. En el caso de la cámara actual, el torbellinador es una placa de espesor reducido y no se dedica un espacio para refrigerarlo. En definitiva, se ha considerado que el área del espacio anular 3 es equivalente al área de las ranuras interiores y el espacio anular 4.

$$A_{EA3} \leftrightarrow A_{ran\ int} + A_{EA4}$$

▪ FIGURAS DESCRIPTIVAS ACERCA DE LAS DIMENSIONES

A continuación se muestran las imágenes que hacen referencia a las tablas del apartado anterior. De la *Figura A6 - 2* a la *Figura A6 - 6* se muestran los tubos de llama de las cámaras en cuestión. Por otro lado, de la *Figura A6 - 7* a la *Figura A6 - 9* se hace referencia a los torbellinadores de las mismas.

Cabe destacar que las *Figura A6 - 5*, *Figura A6 - 6*, *Figura A6 - 8* y *Figura A6 - 9* se realizaron en el Laboratorio de Motores de la Universidad.

En la *Figura A6 - 2* se muestra el plano del tubo de llama de la cámara actual [11] de donde se han extraído algunas dimensiones necesarias para este trabajo.

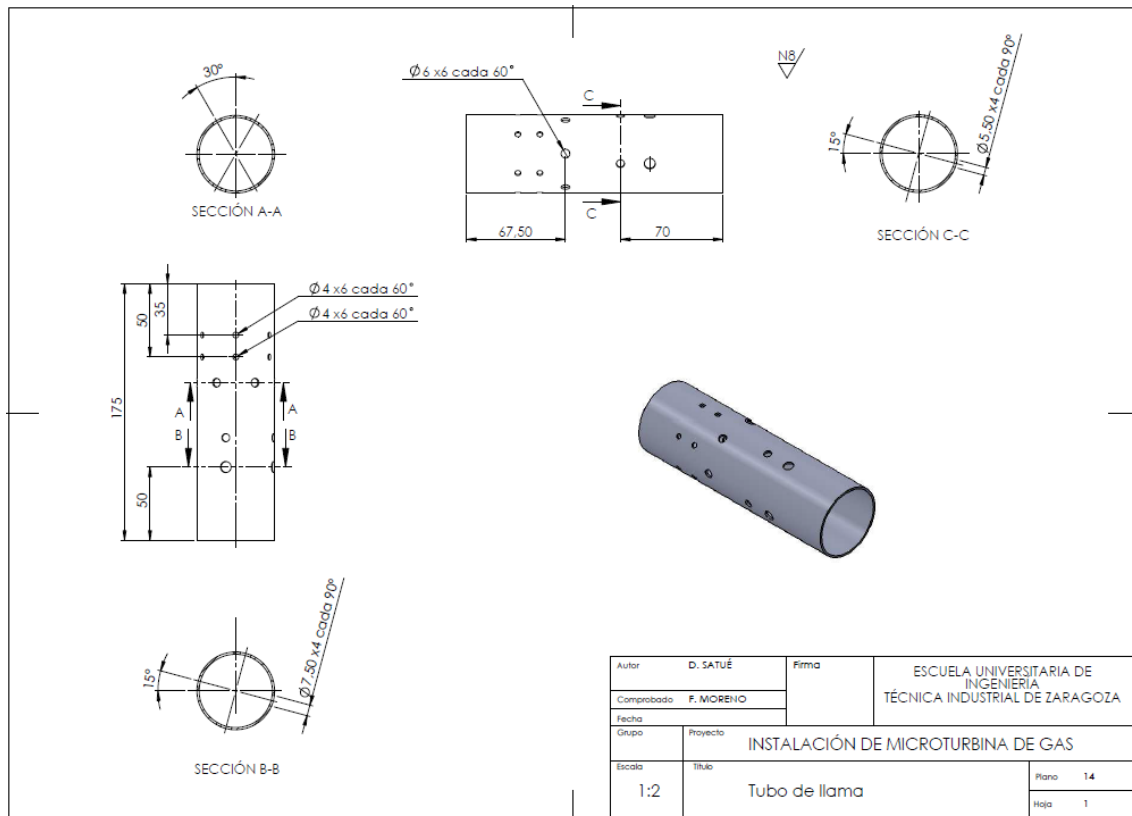


Figura A6 - 2. Plano del tubo de llama de la cámara actual [11].

En la *Tabla A6 - 6* se resumen las distancias de cada anillo a la entrada del tubo de llama. Dichos datos han sido extraídos de la *Figura A6 - 2*.

		Cámara actual
Distancias al origen d: distancia (mm)	d _{anillo 1}	35
	d _{anillo 2}	50
	d _{anillo 3}	67,5
	d _{anillo 4}	105
	d _{anillo 5}	125

Tabla A6 - 6. Distancia de cada anillo a la entrada del tubo de llama.

La *Figura A6 - 3* indica las zonas primaria y secundaria del tubo de llama actual, la entrada del mismo (por donde se introduce el aire primario) y el primer y último anillo de dicho tubo.

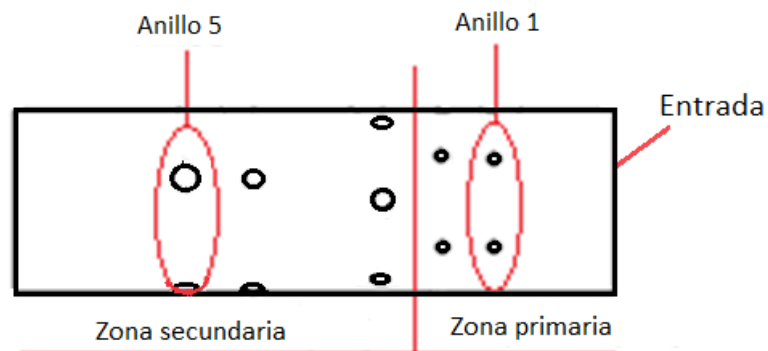


Figura A6 - 3. Zonas y posición de los anillos del tubo de llama actual.

En la *Figura A6 - 4* se han representado las dimensiones y número de orificios (extraídos de la *Figura A6 - 2*) de cada anillo del tubo de llama actual además de su zona primaria y secundaria. La posición de dichos orificios en cada anillo se indica en la *Figura A6 - 2*.

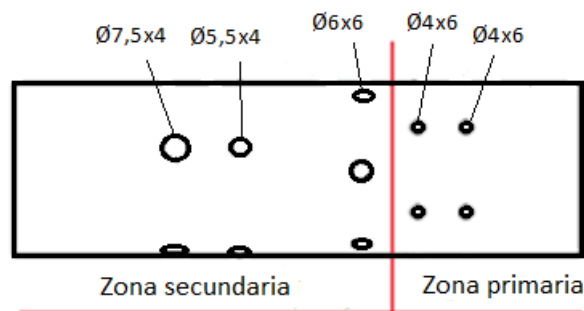


Figura A6 - 4. Zonas y orificios del tubo de llama de la cámara actual.

A continuación, se muestran en la *Figura A6 - 5* las dimensiones de los orificios y ranuras del tubo de llama T33, las zonas en las que se divide dicho tubo y la posición en la que se encuentra el primer y último anillo.

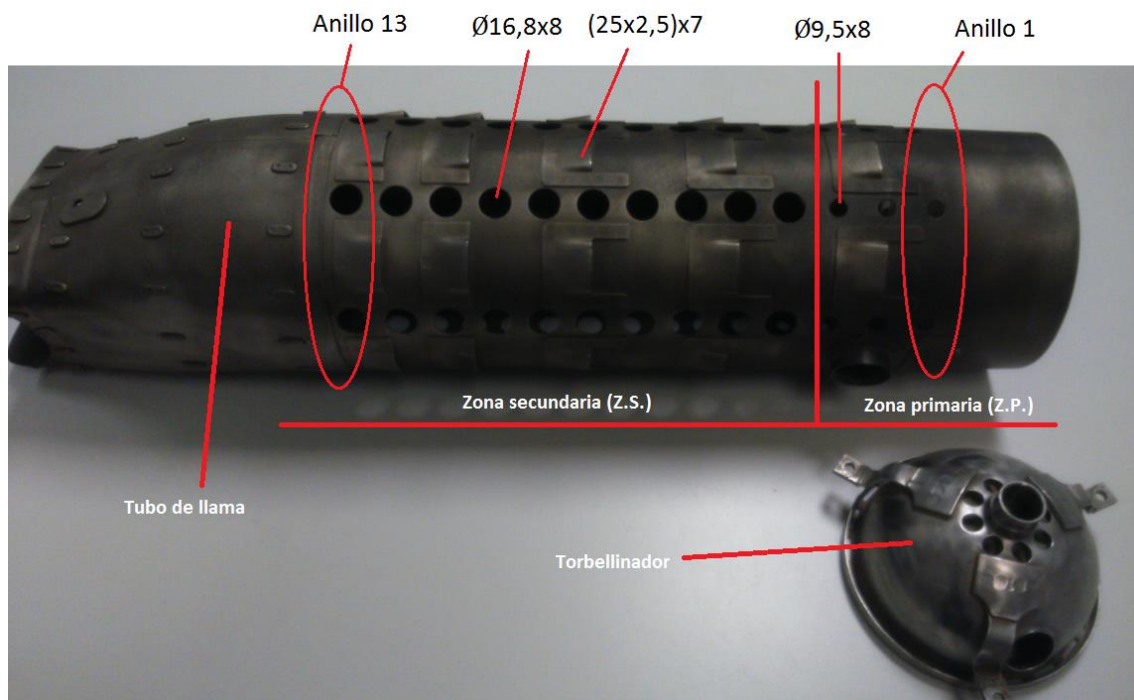


Figura A6 - 5. Zonas del tubo de llama de la turbina T33.

En la *Figura A6 - 6*, se representan la cantidad de anillos, orificios y ranuras del tubo de llama T33 y las zonas en las que se encuentran dichas partes (zona primaria y zona secundaria).

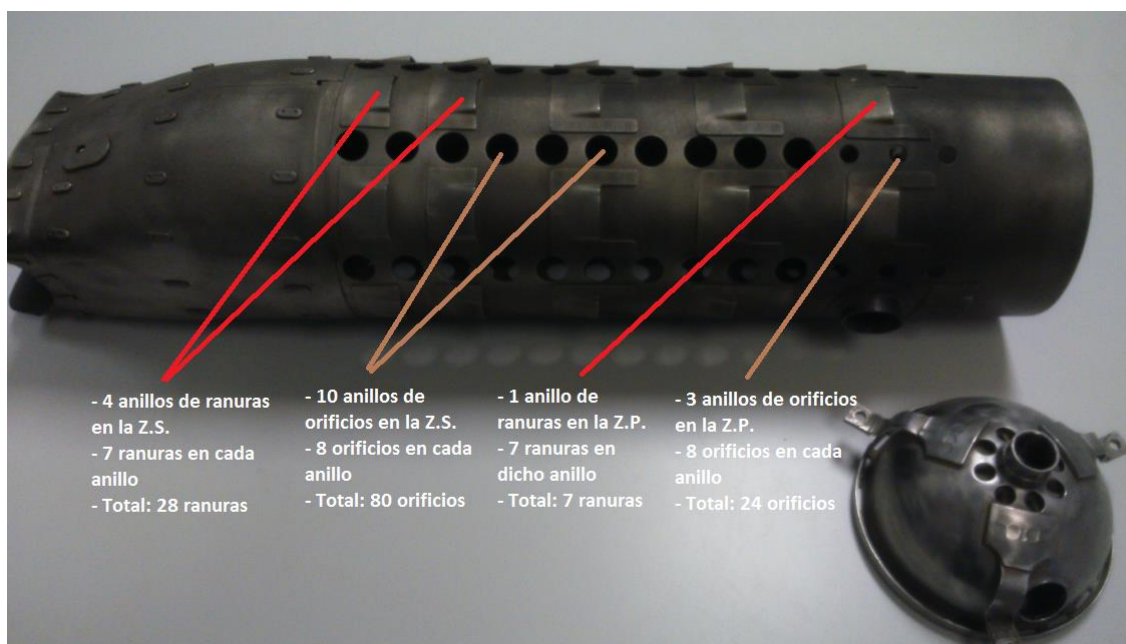


Figura A6 - 6. Orificios y ranuras del tubo de llama de la turbina T33.

La *Figura A6 - 7* representa la sección de entrada de la cámara actual donde se puede ver el torbellinador incluido. El objetivo principal de esta figura es ilustrar sobre la situación del torbellinador y los espacios anulares por los que circula el aire.

Por el espacio anular (EA), entre la carcasa y el tubo de llama, circula el caudal de aire secundario procedente del compresor Roots ($120 \text{ m}^3/\text{s}$). Por otro lado, el caudal de aire primario ($21 \text{ m}^3/\text{s}$) circula a través del espacio anular 2 (EA2) y del espacio anular 3 (EA3).

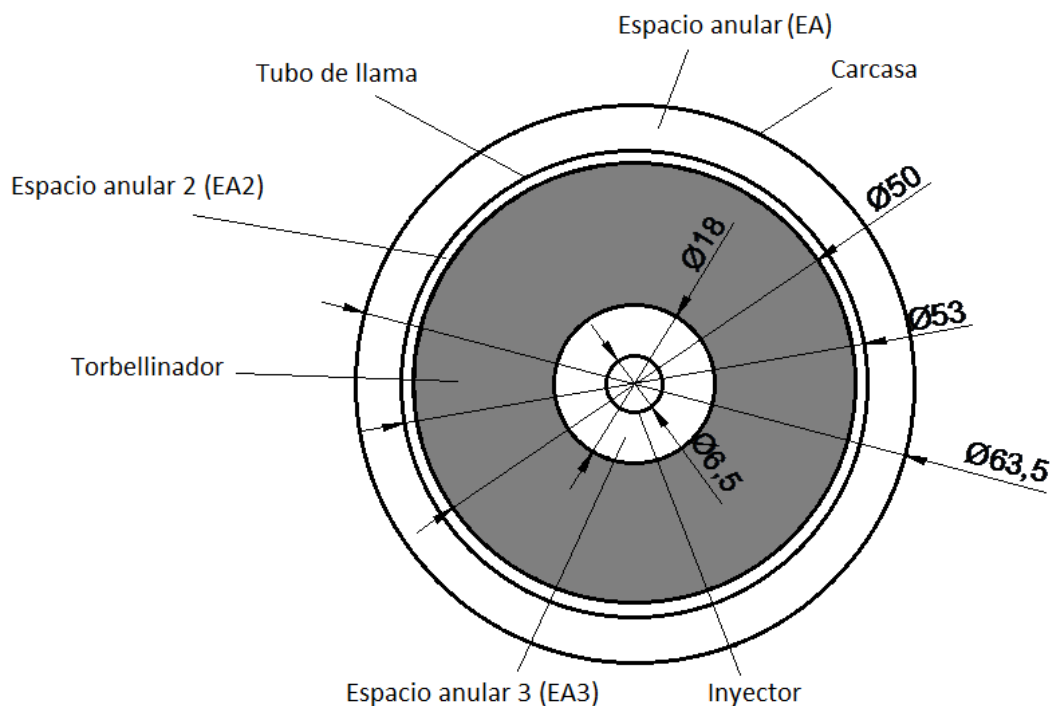


Figura A6 - 7. Sección de entrada a la cámara de combustión actual.

A continuación, en la *Figura A6 - 8* y *Figura A6 - 9*, se muestran las secciones de entrada y salida del torbellinador T33. La trayectoria del aire a través de dicho torbellinador es el siguiente: el aire procedente en este caso del turbocompresor, pasa en primer lugar a través de los 8 orificios de entrada que se indican en la *Figura A6 - 8*. Seguidamente, el aire toma dos caminos: uno a través de las 14 ranuras interiores de entrada indicadas en la *Figura A6 - 8* y otro formando una película de aire en la superficie interior del torbellinador. El aire que toma esta segunda trayectoria sale por el espacio anular 4 (EA4) que se puede observar en la *Figura A6 - 9*.

Por otro lado, mientras el aire circula por el interior del torbellinador, otra proporción de aire atraviesa las 20 ranuras exteriores que se indican tanto en la *Figura A6 - 8* como en la *Figura A6 - 9*. Este caudal de aire se dedica a refrigerar la superficie interna del tubo de llama mediante la formación de una película de aire en dicha superficie.

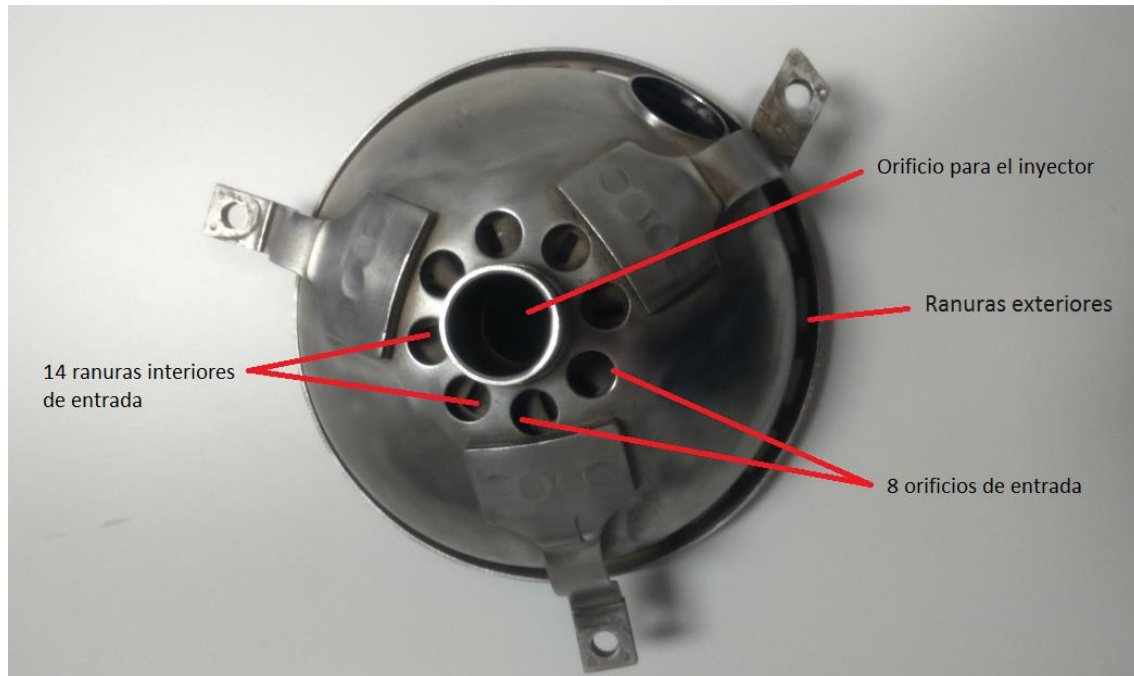


Figura A6 - 8. Sección de entrada del torbellinador de la turbina T33.

El diámetro de 57 mm de la chapa que se indica en la siguiente figura, corresponde al diámetro interior del torbellinador denominado en la *Tabla A6 - 4*.

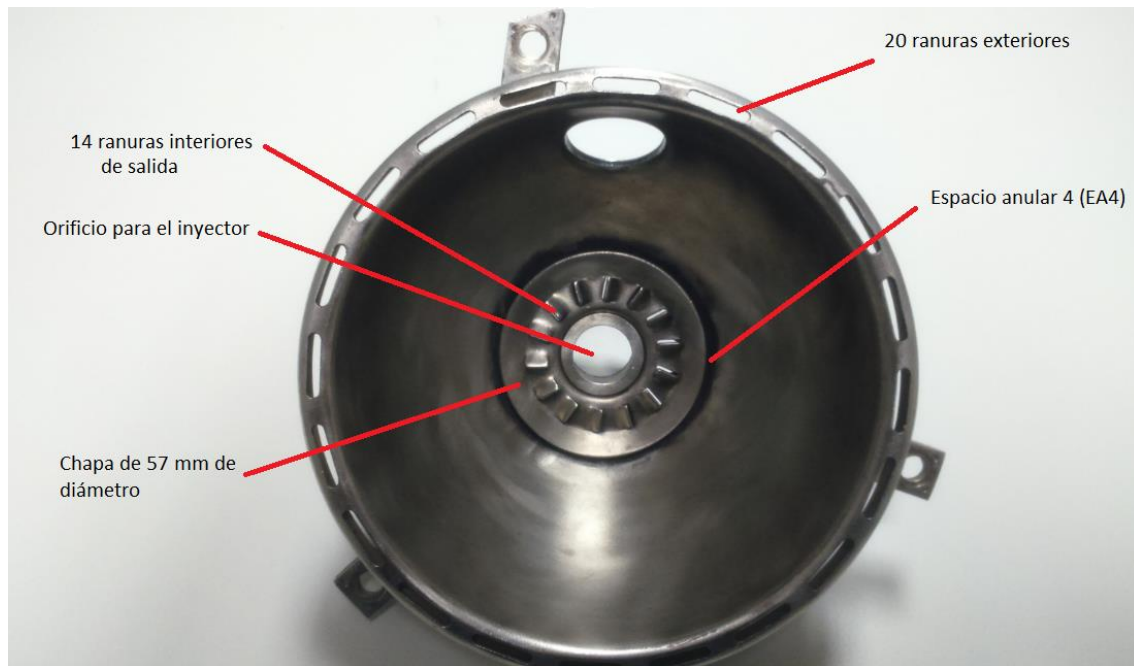


Figura A6 - 9. Sección de salida del torbellinador de la turbina T33.

▪ RELACIONES ENTRE ÁREAS DE AMBAS CÁMARAS

Las *Tabla A6 - 7*, *Tabla A6 - 8* y *Tabla A6 - 9* muestran los resultados de realizar las relaciones entre distintas áreas de ambas cámaras indicadas en las *Tabla A6 - 1* a *Tabla A6 - 5* con el fin de llevar a cabo un rediseño del torbellinador y tubo de llama. Debajo de cada tabla se indican las conclusiones a las que se ha llegado y para ello se han tenido en cuenta tanto los aspectos teóricos como las relaciones de áreas que la cámara T33 posee. Cabe destacar que se ha marcado como objetivo alcanzar las relaciones de áreas de la cámara T33 ya que obviamente cumple con los rangos establecidos por la bibliografía.

Así pues, la primera relación, extraída de la *Tabla A6 - 1*, es la siguiente:

	Cámara actual	Cámara T33
$A_{\text{tubo de llama}} / A_{\text{carcasa}}$	0,7	0,58

Tabla A6 - 7. Relación entre el tubo de llama y carcasa.

Conclusión acerca de la carcasa y tubo de llama

→ Según [18], el área del tubo de llama respecto de la carcasa debe estar entre 0,55 y 0,65 por lo que habría que aumentar el área de la carcasa o disminuir el área del tubo de llama de la cámara actual para cumplir con dicho rango especificado. Sin embargo, a petición del director del TFG, tanto el diámetro de la carcasa como el del tubo de llama no se van a modificar ya que supondría un cambio en los conductos que comunican el compresor Roots con la cámara de combustión y lo que se pretende es, sin modificar la instalación, mejorar el comportamiento de la cámara.

En la siguiente tabla se muestran las relaciones entre áreas, referidas a la superficie del tubo de llama, extraídas de la *Tabla A6 - 3* junto con el área del espacio anular (A_{EA}).

		Cámara actual	Cámara T33
Relaciones de áreas de la superficie del tubo de llama y espacio anular	$A_{o2^\circ} / A_{o1^\circ}$	2,93	10,42
	$A_{total\ 2^\circ} / A_{total\ 1^\circ}$	2,93	9,11
	A_{EA} / A_{o1°	6,37	6,09
	$A_{EA} / A_{total\ 1^\circ}$	6,37	4,84
	A_{EA} / A_{o2°	2,17	0,58
	$A_{EA} / A_{total\ 2^\circ}$	2,17	0,53
	$A_{EA} / A_{o\ total\ (1^\circ + 2^\circ)}$	1,62	0,53
	$A_{EA} / A_{total\ (1^\circ + 2^\circ)}$	1,62	0,48

Tabla A6 - 8. Relaciones entre áreas del tubo de llama y espacio anular.

Conclusiones acerca del tubo de llama

→ Hay que aumentar el área de orificios de la zona secundaria o disminuir el área de los orificios de la zona primaria. Obviamente la solución pasa por aumentar el área de los orificios de la zona secundaria y se puede deducir observando la cantidad de orificios que posee el tubo de llama T33 y observando los que posee el tubo de llama actual (*Figura A6 - 3* y *Figura A6 - 5*). Esta diferencia se refleja en la *Tabla A6 - 8*.

→ Como se ha referido en la introducción, ya que el diámetro de la carcasa y el tubo de llama no se van a modificar, el área del espacio anular tampoco va a variar. Por tanto, en lo que concierne a la relación A_{EA}/A_{o1° , hay que aumentar el área de los orificios de la zona primaria ligeramente.

→ En cuanto a la relación A_{EA}/A_{o2° y $A_{EA}/A_{o\ total\ (1^\circ + 2^\circ)}$, el área de los orificios de la zona secundaria debe aumentar y en mucha menor proporción aumentar el área de los orificios de la zona primaria.

Tanto en el rediseño de la cámara actual como en el diseño de una nueva cámara, no se ha tenido en cuenta la posibilidad de hacer ranuras en el tubo de llama por lo que las relaciones entre áreas que las involucren no se considerarán para este trabajo. Estas relaciones se encuentran en la *Tabla A6 - 8* ($A_{\text{total } 2^\circ} / A_{\text{total } 1^\circ}$, $A_{EA} / A_{\text{total } 1^\circ}$, $A_{EA} / A_{\text{total } 2^\circ}$ y $A_{EA} / A_{\text{total } (1^\circ + 2^\circ)}$).

Por último, se muestran las relaciones entre áreas referidas a los torbellinadores extraídas de la *Tabla A6 - 1* y *Tabla A6 - 5*. También se ha utilizado el área del espacio anular entre la carcasa y el tubo de llama. Cabe destacar que en las conclusiones obtenidas se han tenido en cuenta las *Equivalencia de áreas* ya mencionadas, que se recuerdan son:

$$\begin{aligned} A_{EA2} &\leftrightarrow A_{\text{ran ext}} \\ A_{EA3} &\leftrightarrow A_{\text{ran int}} + A_{EA4} \end{aligned}$$

		Cámara actual	Cámara T33
Relaciones de áreas del torbellinador y el espacio anular	A_{EA} / A_{EA2}	3,96	-
	$A_{EA} / A_{\text{ran ext}}$	-	14,8
	A_{EA} / A_{EA3}	4,35	-
	$A_{EA} / (A_{\text{ran int}} + A_{EA4})$	-	14,69
	A_{EA2} / A_{EA3}	1,1	-
	$A_{\text{ran ext}} / (A_{\text{ran int}} + A_{EA4})$	-	0,99

Tabla A6 - 9. Relaciones entre espacios anulares y ranuras del torbellinador.

Conclusiones acerca del torbellinador

→ Hay que disminuir el área del espacio anular 2 para poder llegar al valor objetivo (14,8). Se recuerda que el área del espacio anular (EA) no es posible modificar.

→ El área del espacio anular 3 debe disminuir para poder llegar a la relación de área objetivo (14,69).

→ El valor de A_{EA2} / A_{EA3} se puede considerar como correcto (1,1) pero tanto A_{EA2} como A_{EA3} deben disminuir por las dos conclusiones anteriores por lo que cuando se lleve a cabo el diseño habrá que comprobar que la relación sigue teniendo un valor cercano al valor objetivo (0,99).

ANEXO 7: REDISEÑO DE LA CÁMARA ACTUAL

▪ REDISEÑO DEL TUBO DE LLAMA

En la tabla siguiente se muestran las relaciones entre áreas tanto del tubo de llama actual como del tubo de llama T33 habiendo descartado la posibilidad de realizar ranuras en dicho tubo y por tanto eliminando del análisis las relaciones en las que las ranuras están involucradas.

		Cámara de combustión	
		Actual	Objetivo (T33)
Tubos de llama actuales	$A_{o2^\circ} / A_{o1^\circ}$	2,93	10,42
	A_{EA} / A_{o1°	6,37	6,09
	A_{EA} / A_{o2°	2,17	0,58
	$A_{EA} / A_{o\text{total}(1^\circ + 2^\circ)}$	1,62	0,53

Tabla A7 - 1. Relaciones entre áreas del tubo de llama actual y el tubo de llama T33.

Partiendo de la *Tabla A7 - 1* y teniendo en cuenta las conclusiones obtenidas en el ANEXO 6: COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA ACTUAL Y LA CÁMARA T33 sobre el tubo de llama, se van a describir los pasos seguidos para el rediseño del mismo:

1º Cálculo del área inicial de los orificios de la zona primaria (A_{o1°)

En primer lugar se calculó el área de los orificios de la zona primaria (A_{o1°) a partir del área del espacio anular ($A_{EA} = 9,61 \text{ cm}^2$) que, como se ha explicado antes, no se va a modificar; y de la relación del área objetivo:

$$A_{o1^\circ} = \frac{A_{EA}}{6,09} = 1,58 \text{ cm}^2$$

2º Dimensionamiento de la zona primaria

Con A_{o1° , se pasó a dimensionar la zona primaria. Para dimensionar dicha zona, se tuvieron en cuenta los siguientes aspectos:

- El diámetro de los orificios no puede ser muy reducido ya que supondría una velocidad muy elevada y como consecuencia se tendrían unas pérdidas de carga considerablemente altas. Por tanto, en lo que concierne a este aspecto, se harán los orificios con el mayor diámetro posible.

- El diámetro de los orificios no debe superar el 10% del diámetro del tubo de llama [1], es decir, el máximo diámetro que pueden tener los orificios en esta zona es 5,3 mm.

$$D_{o\max} = 5,3 \text{ mm}$$

- En ensayos anteriores de otros modelos de tubo de llama [5] donde el número de orificios en los anillos era bajo, la cámara se ponía incandescente a los segundos de arrancar la turbina debido a la mala refrigeración. Por tanto, para permitir una buena distribución del aire para refrigerar el tubo de llama, se supuso que el número mínimo de orificios en un anillo debía ser de 6 según las distintas fuentes bibliográficas consultadas.

$$N_{o\min} = 6$$

- El número de orificios máximo tampoco puede ser muy elevado ya que se podría comprometer la resistencia mecánica del tubo. Por tanto, el límite superior para el número de orificios en un anillo se supuso de 8. Esto se puede justificar con que la cámara T33 posee 8 orificios en cada anillo y con [1] que indica que la configuración ideal posee 8 orificios en cada anillo.

$$N_{o\max} = 8$$

- Respecto al número de anillos, lo más conveniente son 2 anillos ya que con un anillo se tendría una gran cantidad de orificios en el mismo (lo que podría poner en riesgo la resistencia mecánica) y con 3 o más anillos, teniendo en cuenta que como mínimo tiene que haber 6 orificios en un anillo, el diámetro de dichos orificios sería muy bajo con las consiguientes pérdidas de carga que eso conlleva.

$$N_{\text{anillos}} = 2$$

Teniendo presentes estos requisitos, se llegó a la conclusión que se muestra a continuación:

	Diámetro (mm)	Número	Área total (mm ²)
Orificios del anillo 1	3,8	7	79,4
Orificios del anillo 2	3,8	7	79,4

Tabla A7 - 2. Dimensionamiento de la zona primaria.

Cabe destacar que se ha considerado más importante la refrigeración del tubo de llama que las pérdidas de carga que se puedan producir debido al bajo diámetro de los orificios. Por ello es por lo que se aumentó el número de orificios a 7 en cada anillo aunque el diámetro de los orificios se viera reducido. En cualquier caso, se ha intentado establecer un diseño equilibrado en lo que se refiere a estos dos aspectos.

3° Cálculo del área definitiva de los orificios de la zona primaria ($A_{o1°}$)

Se recalcula $A_{o1°}$ sumando las áreas calculadas en la *Tabla A7 - 2*.

$$A_{o1°} = 1,59 \text{ cm}^2$$

4° Cálculo del área inicial de los orificios de la zona secundaria ($A_{o2°}$)

Mediante $A_{o1°}$ y la relación de área objetivo (10,42) se obtiene $A_{o2°}$:

$$A_{o2°} = 1,59 \times 10,42 = 16,57 \text{ cm}^2$$

5° Dimensionamiento de la zona secundaria

El siguiente paso fue el diseño de la zona secundaria del tubo de llama. Se ha decidido aumentar el número de orificios no solo para cumplir con las áreas objetivo sino para obtener una mejor distribución del aire por el tubo de llama y así conseguir una mayor y más homogénea refrigeración. Se podrían haber realizado una menor cantidad de orificios con un mayor diámetro pero no se conseguiría la distribución de aire deseada para la refrigeración. Por otro lado, la ventaja obtenida sería una menor velocidad del aire a través de dichos orificios y por tanto las pérdidas de carga disminuirían al ser dependientes del cuadrado de la velocidad. En cualquier caso, se prefirió tener una mayor cantidad de orificios de menor diámetro a costa de tener mayores pérdidas de carga.

Los requisitos a tener en cuenta en esta zona son los siguientes:

- El tubo de llama actual (*Figura A6 - 3*) tiene 3 anillos en la zona secundaria y para poder llegar al área objetivo se deben realizar más anillos, como mucho 3 más pero de esta manera la distribución de los anillos estaría en el límite considerando un espacio entre anillos razonable. Por ello, se decidió añadir 2 anillos más teniendo un total de 5 anillos en la zona secundaria.

$$N_{\text{max anillos}} = 5$$

- Con 5 anillos, se probaron varias configuraciones hasta llegar a dar aproximadamente con el área objetivo. En la zona secundaria se siguen los requisitos de número máximo y mínimo de orificios en un anillo mencionados para la zona primaria. En este caso se han elegido 8 orificios para cada anillo porque como se ha comentado antes, con 8 orificios se consigue una buena distribución del aire por todo el tubo para obtener una buena refrigeración.

$$N_{o\min} = 6$$

$$N_{o\max} = 8$$

- El diámetro de los orificios se ha ido incrementando conforme se avanza por el tubo de llama ya que no se requiere que el aire entre a tanta velocidad. Esto es porque la temperatura va descendiendo a lo largo del tubo y por tanto ya no se requiere que el aire penetre a las velocidades con las que lo hace en la zona de combustión. El límite superior del diámetro de los orificios estaría restringido por la velocidad mínima necesaria para que el aire penetre por los orificios. Por otro lado, el límite inferior lo delimitarían las pérdidas de carga puesto que cuanto menor sea el diámetro de los orificios, mayor será la velocidad a través de ellos y por tanto, las pérdidas de carga.

Conforme a las características que se acaban de mencionar, el dimensionado de la zona secundaria sería el siguiente:

	Diámetro (mm)	Número	Área total (mm ²)
Orificios del anillo 3	6	8	226,19
Orificios del anillo 4	6,5	8	265,46
Orificios del anillo 5	7,5	8	353,43
Orificios del anillo 6	8	8	402,12
Orificios del anillo 7	8	8	402,12

Tabla A7 - 3. Dimensionamiento de la zona secundaria.

6° Cálculo del área definitiva de los orificios de la zona secundaria (A_{o2°)

Sumando las áreas calculadas en la *Tabla A7 - 3*, se obtiene el área definitiva.

$$A_{o2^\circ} = 16,49 \text{ cm}^2$$

7° Comprobación de las relaciones entre áreas

En la *Tabla A7 - 4* se muestran las relaciones de áreas del tubo de llama rediseñado y las relaciones de área objetivo. Se muestra a continuación el cálculo de dichas relaciones:

$$\rightarrow \frac{A_{o2^\circ}}{A_{o1^\circ}} = \frac{16,49}{1,59} = 10,37$$

$$\rightarrow \frac{A_{EA}}{A_{o2^\circ}} = \frac{9,61}{16,49} = 0,58$$

$$\rightarrow \frac{A_{EA}}{A_{o1^\circ}} = \frac{9,61}{1,59} = 6,04$$

$$\rightarrow \frac{A_{EA}}{A_{total}} = \frac{9,61}{18,08} = 0,53$$

Como se puede observar, se pueden considerar cumplidas las relaciones entre áreas que se habían marcado como objetivo.

		Cámara de combustión	
		Objetivo (T33)	Rediseño
Tubos de llama	$A_{o2^\circ} / A_{o1^\circ}$	10,42	10,37
	A_{EA} / A_{o1°	6,09	6,04
	A_{EA} / A_{o2°	0,58	0,58
	$A_{EA} / A_{o total (1^\circ + 2^\circ)}$	0,53	0,53

Tabla A7 - 4. Relaciones de áreas entre la cámara T33 y la rediseñada.

8° Resultados finales y comparación entre las distintas cámaras

A continuación se muestra una tabla en la que se recopilan las dimensiones de orificios y ranuras de los distintos tubos de llama analizados. De esta manera se pueden ver rápidamente las diferencias entre los mismos.

		Cámara actual	Cámara T33	Cámara rediseñada
Dimensiones de los orificios y ranuras de la superficie del tubo de llama	D _{o anillo 1}	4 (x6)	9,5 (x8)	3,8 (x7)
	D _{o anillo 2}	4 (x6)	9,5 (x8)	3,8 (x7)
	D _{o anillo 3}	6 (x6)	9,5 (x8)	6 (x8)
	D _{o anillo 4}	5,5 (x4)	16,8 (x8)	6,5 (x8)
	D _{o anillo 5}	7,5 (x4)	16,8 (x8)	7,5 (x8)
	D _{o anillo 6}	-	16,8 (x8)	8 (x8)
	D _{o anillo 7}	-	16,8 (x8)	8 (x8)
			Hasta el anillo 13, el diámetro de cada orificio es de 16,8 mm	
	D _{o anillo 13}	-	16,8 (x8)	-
	B _{ran}	-	25	-
	H _{ran}	-	2,5	-
	A _{ran}	-	62,5	-
	N _{ran}	-	20	-
			Todas las ranuras tienen las mismas dimensiones	

Tabla A7 - 5. Dimensiones de los orificios y ranuras de varios tubos de llama.

En la tabla siguiente se muestran las áreas de los orificios y ranuras del tubo de llama actual, el de la T33 y el rediseñado. En cuanto a las modificaciones en el tubo de llama rediseñado respecto del actual, por un lado se observa como ha aumentado ligeramente el área de los orificios de la zona primaria. Por otro lado, el aumento del área de los orificios de la zona secundaria ha sido considerable. En definitiva, comparando las áreas totales de orificios, el tubo de llama rediseñado triplica el área de orificios del tubo de llama actual.

		Cámara actual	Cámara T33	Cámara rediseñada
Áreas de entrada del aire al tubo de llama por el espacio anular	A _{o 1°}	1,51	17,01	1,59
	A _{ran 1°}	-	4,38	-
	A _{total 1°}	1,51	21,39	1,59
	A _{o 2°}	4,42	177,3	16,49
	A _{ran 2°}	-	17,5	-
	A _{total 2°}	4,42	194,8	16,49
	A _{total (1° + 2°)}	5,93	216,19	18,08

Tabla A7 - 6. Áreas de entrada del aire por la superficie lateral del tubo de llama.

Por último se muestran las relaciones entre áreas de los tubos de llama analizados hasta ahora en este trabajo. Se pueden considerar cumplidas las relaciones entre áreas del tubo de llama rediseñado respecto a las relaciones objetivo.

		Cámara actual	Objetivo (T33)	Cámara rediseñada
Tubos de llama	$A_{o2^\circ} / A_{o1^\circ}$	2,93	10,42	10,37
	A_{EA} / A_{o1°	6,37	6,09	6,04
	A_{EA} / A_{o2°	2,17	0,58	0,58
	$A_{EA} / A_{o\text{ total } (1^\circ + 2^\circ)}$	1,62	0,53	0,53

Tabla A7 - 7. Relaciones entre áreas de varios tubos de llama.

9° Tubo de llama rediseñado

En este último apartado se representa el tubo de llama rediseñado y la posición de los orificios en cada anillo así como una tabla con las distancias de cada anillo a la entrada de la cámara.

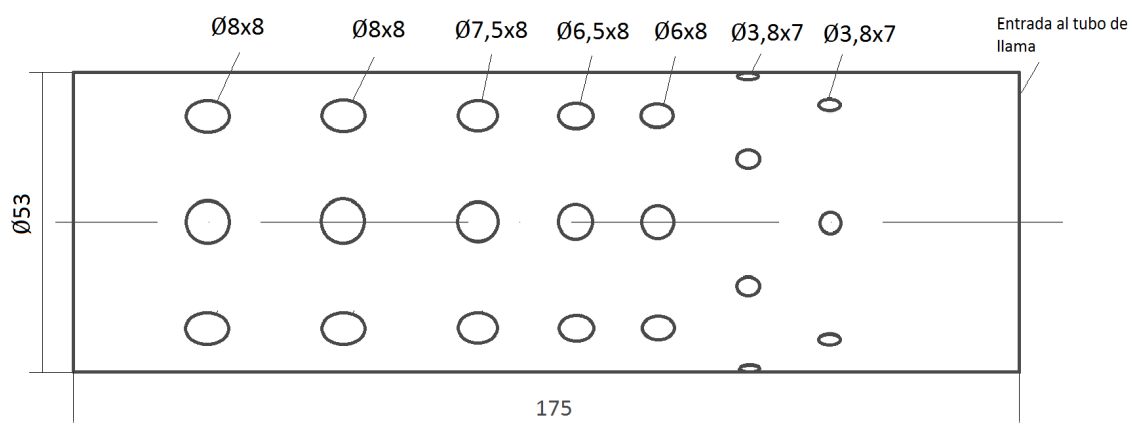


Figura A7 - 1. Tubo de llama rediseñado.

A continuación se muestran las posiciones de los orificios en los distintos anillos del tubo de llama rediseñado. El anillo 1 es el anillo más cercano a la entrada del tubo de llama.

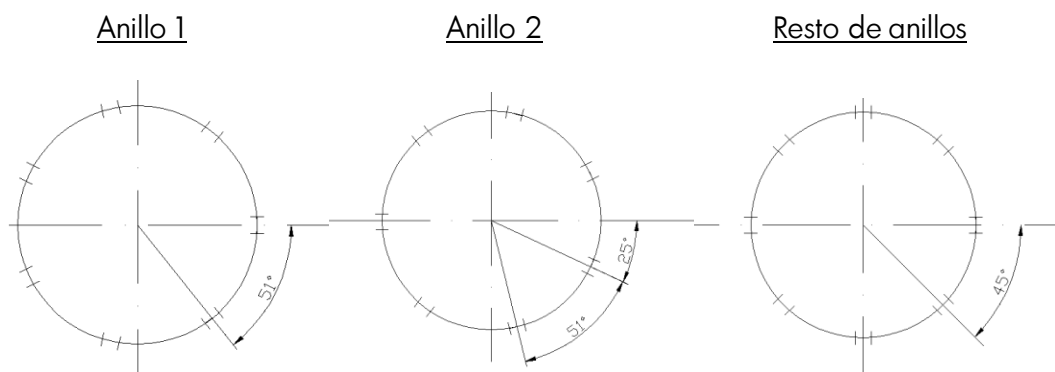


Figura A7 - 2. Posición de los orificios en cada anillo.

Se muestra en la siguiente tabla las distancias de los anillos a la entrada de la cámara tanto del tubo de llama actual como del rediseñado.

		Cámara de combustión	
		Actual	Rediseño
Distancias a la entrada de la cámara	$d_{\text{anillo 1}}$	35	35
	$d_{\text{anillo 2}}$	50	50
	$d_{\text{anillo 3}}$	67,5	67
	$d_{\text{anillo 4}}$	105	82
	$d_{\text{anillo 5}}$	125	100
d: distancia (mm)	$d_{\text{anillo 6}}$	-	125
	$d_{\text{anillo 7}}$	-	150

Tabla A7 - 8. Distancia de cada anillo a la entrada de la cámara.

▪ REDISEÑO DEL TORBELLINADOR

La dinámica de este apartado es similar a la seguida en el rediseño del tubo de llama. En primer lugar se representa la *Tabla A7 - 9* con las relaciones entre áreas del torbellinador actual y las relaciones entre áreas que se marcan como objetivo.

		Cámara de combustión	
		Actual	Objetivo (T33)
Relaciones de áreas del torbellinador y el espacio anular	A_{EA} / A_{EA2}	3,96	-
	$A_{EA} / A_{ran\ ext}$	-	14,8
	A_{EA} / A_{EA3}	4,35	-
	$A_{EA} / (A_{ran\ int} + A_{EA4})$	-	14,69
	A_{EA2} / A_{EA3}	1,1	-
	$A_{ran\ ext} / (A_{ran\ int} + A_{EA4})$	-	0,99

Tabla A7 - 9. Relaciones entre áreas del torbellinador actual y el objetivo.

Partiendo de la *Tabla A7 - 9*, teniendo en cuenta las conclusiones obtenidas en el ANEXO 6: COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA ACTUAL Y LA CÁMARA T33 y el concepto de *Equivalencia de áreas* explicado también en dicho anexo, se van a describir los pasos seguidos para el rediseño del torbellinador.

1º Cálculo del área de las ranuras exteriores ($A_{ran\ ext}$)

Para calcular A_{EA2} , se ha utilizado el concepto de equivalencia de áreas de tal manera que la relación de área objetivo es 14,8. Se recuerda que el área del espacio anular ($A_{EA} = 9,61\text{ cm}^2$) no se va a modificar. Por tanto, según esa relación entre áreas, se obtiene el área de ranuras exteriores:

$$A_{ran\ ext} = \frac{A_{EA}}{14,8} = 0,65\text{ cm}^2$$

El siguiente paso es dimensionar dichas ranuras pero para ello es necesario saber cuántas se van a realizar. Para obtener una buena refrigeración del aire sin velocidades excesivas, se consideran 6 ranuras exteriores. Aumentando el número de ranuras, las dimensiones de éstas se volvían demasiado pequeñas con las dificultades que eso conlleva en la fabricación además de aumentar la velocidad del aire con las consiguientes pérdidas de carga que se producen. Disminuyendo el número de ranuras, no se obtiene una distribución del aire suficientemente homogénea en la superficie del tubo de llama.

$$N_{ran\ ext} = 6$$

También habrá que determinar el diámetro donde irán situadas pero para ello previamente hay que dimensionarlas.

2º Rediseño de la zona exterior → Ranuras exteriores.

Para dimensionar las ranuras, primero se va a obtener el área de una de ellas:

$$A_{\text{una ran ext}} = \frac{65}{6} \sim 11 \text{ mm}^2$$

En el siguiente paso se recurre a la relación entre la base y la altura de las ranuras exteriores que posee la cámara T33:

$$\frac{B_{\text{ran ext}}}{H_{\text{ran ext}}} = 5,6$$

Con esta relación y el área de la ranura, se pudo obtener la base y la altura de las nuevas ranuras:

$$\begin{array}{lcl} A_{\text{una ranura}} = B_{\text{ran ext}} \times H_{\text{ran ext}} = 11 & \rightarrow & H_{\text{ran ext}} = 1,4 \text{ mm} \\ \frac{B_{\text{ran ext}}}{H_{\text{ran ext}}} = 5,6 & & B_{\text{ran ext}} = 7,84 \text{ mm} \sim 8 \text{ mm} \end{array}$$

3° Cálculo del área definitiva de las ranuras exteriores

El área definitiva es el que suman cada una de las ranuras que se acaban de dimensionar:

$$A_{\text{una ran ext}} = 1,4 \times 8 = 11,2 \text{ mm}^2 ; \quad A_{\text{ran ext}} = A_{\text{una ran ext}} \times 6 \text{ ranuras} = 67 \text{ mm}^2$$

4° Cálculo del área inicial del espacio anular 3 (A_{EA3})

Para el cálculo del área del espacio anular 3 se consideró el concepto de *Equivalencia de áreas* ($A_{\text{EA3}} \leftrightarrow A_{\text{ran int}} + A_{\text{EA4}}$). Por tanto el valor objetivo ahora es 14,69.

Sin embargo, a diferencia del espacio anular 2, en el espacio anular 3 no sólo hay que tener en cuenta la relación del área objetivo (14,69) sino también la velocidad a la que el torbellinador descarga el aire a la zona de combustión. Dependiendo de si se deja un espacio anular o se realizan ranuras interiores, dicha velocidad tendrá que ser más baja o más elevada. En concreto, se tiene que cumplir lo siguiente:

- Si el torbellinador posee un espacio anular en la zona interior como es el caso de la cámara actual (ver EA3 en la *Figura A6 - 7*), la velocidad del aire a la salida de dicho torbellinador debe estar entre 15 y 25 m/s.
- En definitiva, la velocidad del aire a la salida de las ranuras debe ser mayor de 25 m/s. Como límite superior se toma el dato de [18] que indica que el flujo de aire en la cámara oscila entre los 30 y 60 m/s, por tanto la velocidad no debe ser superior a 60 m/s. En cualquier caso, hay que calcular la velocidad en su

componente axial para comprobar que está entre los 15 y 25 m/s [1] ya que de lo contrario la llama sería soplada fuera de la cámara.

Teniendo en cuenta estas premisas, se procede a diseñar dos tipos de torbellinadores: uno con un espacio anular en la zona interior y otro con ranuras interiores.

5° Rediseño de la zona interior

a) Torbellinador con Espacio Anular (TEA)

En este caso hay que determinar el diámetro interior del torbellinador. Por tanto, considerando un espacio anular entre el diámetro interior del torbellinador y el inyector, se tendrá un área tal que así:

$$A_{EA3} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{int torb}}^2 - D_{\text{ext iny}}^2)$$

Por un lado, se conoce el área del espacio anular 3 que es, teniendo en cuenta la relación de área objetivo de 14,69 y que el área del espacio anular es 9,61 cm² (*Tabla A7 - 9*):

$$A_{EA3} = \frac{A_{EA}}{14,69} = 0,65 \text{ cm}^2$$

Se recuerda que, aunque se ha utilizado una relación de área que no corresponde al espacio anular 3 según la *Tabla A7 - 9*, lo más determinante en la zona interior del torbellinador es la velocidad con la que el aire llega a la zona de combustión. Además, se consideran áreas equivalentes según el apartado *Equivalencia de áreas* del ANEXO 6: COMPARACIÓN ENTRE LA CÁMARA ACTUAL Y LA CÁMARA T33.

Por otro lado, el diámetro del inyector es 0,65 cm (*Tabla A6 - 1*). En definitiva, el diámetro interior del torbellinador es:

$$D_{\text{int torb}} = 11,2 \text{ mm}$$

Pero como se verá más adelante, este diámetro hace que la velocidad a través del espacio anular sea muy elevada, lo que provocaría que la llama fuese soplada fuera de la cámara. Por tanto, el diámetro deberá modificarse en función de la velocidad.

b) Torbellinador con Ranuras Interiores (TRI)

El diseño de la zona interior en este caso, lleva implícito determinar el número de ranuras, la posición en la que van situadas y el dimensionamiento de las mismas. En primer lugar, se determina la cantidad y posición de ranuras y, a continuación, se aborda su dimensionamiento.

○ *Posición y número de ranuras*

En este segundo caso el torbellinador ocupa todo el espacio anular y en él se practican una serie de ranuras. Para hallar la cantidad de las mismas, se hizo uso de una nueva relación entre el diámetro en el que se sitúan las ranuras ($D_{\text{ran int}}$) y su número ($N_{\text{ran int}}$), teniendo en cuenta que se desea alcanzar la relación que posee la cámara T33 (2,85):

	Cámara actual	Cámara T33
$D_{\text{ran int}}$ (mm)	-	40
$N_{\text{ran int}}$	-	14
$D_{\text{ran int}}/N_{\text{ran int}}$	-	2,85

Tabla A7 - 10. Relación inicial entre diámetro posición ranuras y su número.

Sin embargo, no se tiene ningún dato de la cámara actual del que partir. Por tanto, se requiere otro tipo de relación que sitúe la circunferencia donde se encuentran las ranuras. Dicha relación se consigue mediante el diámetro interior del inyector ($D_{\text{int iny}}$):

	Cámara actual	Cámara T33
$D_{\text{ran int}}$ (mm)	-	40
$D_{\text{int iny}}$ (mm)	4,5	17
$D_{\text{ran int}}/D_{\text{int iny}}$	-	2,35

Tabla A7 - 11. Relación inicial entre diámetro ranuras y del inyector.

Al igual que en la *Tabla A7 - 10*, se desea alcanzar la relación de la cámara T33 (en este caso 2,35). A partir de la *Tabla A7 - 11* se obtiene el diámetro donde se sitúan las ranuras interiores:

$$2,35 = \frac{D_{\text{ran int}}}{D_{\text{int iny}}} = \frac{D_{\text{ran int}}}{4,5} \rightarrow D_{\text{ran int}} \sim 11 \text{ mm}$$

Sin embargo, al utilizar una herramienta informática se comprobó que las ranuras requerían más espacio para no entrar en contacto con el inyector. Según los resultados que se obtuvieron y para evitar cualquier tipo de problema incluyendo la posible fabricación de estas ranuras, la circunferencia se posiciona en un diámetro de 15 mm.

$$D_{\text{ran int}} = 15 \text{ mm}$$

La *Tabla A7 - 11* con los resultados finales queda de la siguiente manera:

	Cámara actual	Cámara T33
$D_{\text{ran int}} \text{ (mm)}$	15	40
$D_{\text{int iny}} \text{ (mm)}$	4,5	17
$D_{\text{ran int}} / D_{\text{int iny}}$	3,3	2,35

Tabla A7 - 12. Relación final entre diámetro de posición ranuras y del inyector.

Con el diámetro de la circunferencia donde están situadas las ranuras, se halla el número de ranuras interiores a partir de la relación de la *Tabla A7 - 10*:

$$2,85 = \frac{D_{\text{ran int}}}{N_{\text{ran int}}} = \frac{15}{N_{\text{ran int}}} \rightarrow N_{\text{ran int}} = 5$$

La *Tabla A7 - 10* final resulta de la siguiente manera (*Tabla A7 - 13*):

	Cámara actual	Cámara T33
$D_{\text{ran int}} \text{ (mm)}$	15	40
$N_{\text{ran int}}$	5	14
$D_{\text{ran int}} / N_{\text{ran int}}$	3	2,85

Tabla A7 - 13. Relación final entre diámetro de posición ranuras y su número.

○ Dimensionamiento de las ranuras interiores

El dimensionado de las ranuras interiores pasa por determinar su base, altura, anchura y ángulo de apertura.

Para empezar, se calcula el área que deben tener las ranuras interiores según la relación entre áreas de la *Tabla A7 - 9* (14,69). En este caso se considera que el área del espacio anular 4 (A_{EA4}) es nula puesto que el objetivo de este espacio anular es refrigerar la superficie del torbellinador y eso tiene sentido en el torbellinador de la cámara T33, que tiene cierto volumen de material, y no en la placa de espesor reducido que se tiene en el rediseño. Por tanto, el área de las ranuras interiores es:

$$A_{\text{ran int}} = \frac{A_{\text{EA}}}{14,69} = 0,65 \text{ cm}^2$$

A continuación, como se hizo con las ranuras exteriores, se calcula el área de una ranura. Se tiene en cuenta para ello el número de ranuras antes calculado (*Tabla A7 - 13*):

$$A_{\text{una ran int}} = \frac{65}{5} = 13 \text{ mm}^2$$

El siguiente paso es determinar la base y la altura de la ranura y para ello se hace uso de la relación, entre dichas dimensiones, que poseen las ranuras interiores de salida de la cámara T33. Se escogió la relación de las ranuras interiores de salida y no las de entrada

ya que son las que desembocan directamente en la zona de combustión y por tanto las que interesan en este análisis. Por tanto, a partir de aquí, se omitirá que son las de salida.

Así pues, la relación entre la base y altura de dichas ranuras se muestra a continuación. Sus valores se extraen de la *Tabla A6 - 4*.

$$\frac{B_{\text{ran int}}}{H_{\text{ran int}}} = 3$$

Con esta relación y el área de la ranura, se obtiene la base y la altura de las ranuras en cuestión:

$$\begin{aligned} A_{\text{una ran int}} &= B_{\text{ran int}} \times H_{\text{ran int}} = 13 \\ \frac{B_{\text{ran int}}}{H_{\text{ran int}}} &= 3 \end{aligned} \quad \rightarrow \quad \begin{aligned} H_{\text{ran int}} &\sim 2,1 \text{ mm} \\ B_{\text{ran int}} &\sim 6,2 \text{ mm} \end{aligned}$$

Una vez halladas la base y la altura, resta por calcular la anchura y el ángulo de apertura de las ranuras. Para ello, se va a considerar el mismo ángulo de apertura que poseen las ranuras interiores del torbellinador de la cámara T33 (34°). En cuanto a la anchura, mediante una relación trigonométrica aplicada en la *Figura A7 - 3*, se obtiene la anchura de las ranuras. En la siguiente tabla se muestran las dimensiones finales:

		Ranuras interiores
Dimensiones	$B_{\text{ran int}}(\text{mm})$	6,2
	$H_{\text{ran int}}(\text{mm})$	2,1
	$W_{\text{ran int}}(\text{mm})$	3
	$\alpha_{\text{ran int}}$	34
	$D_{\text{ran int}}(\text{mm})$	15
	$N_{\text{ran int}}$	5

Tabla A7 - 14. Dimensiones de las ranuras interiores.

A continuación se muestran las dimensiones de una ranura interior así como la dirección que toma el aire a la salida de la misma:

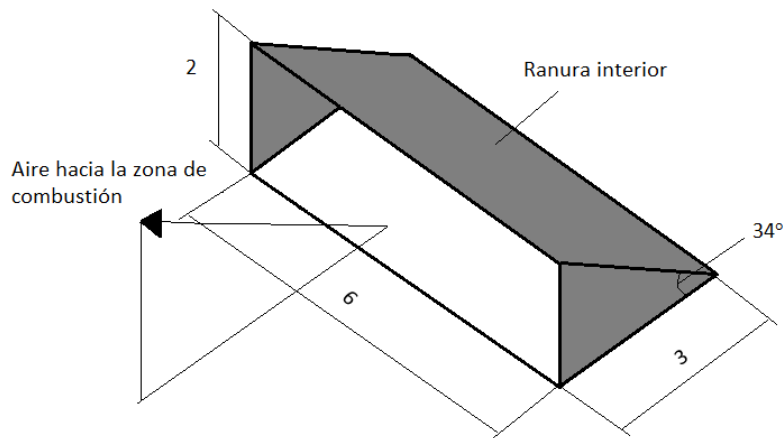


Figura A7 - 3. Dimensiones de la ranura interior.

El diámetro de las ranuras interiores ($D_{\text{ran int}}$) se muestra posteriormente en el rediseño final. (Figura A7 - 7).

En la Figura A7 - 4 se representa la ranura interior y la porción de torbellinador a la que va soldada. Ambas se muestran divididas por una línea cuyo fin es destacar las dos partes bien diferenciadas. El objetivo de dicha figura es ilustrar acerca de la trayectoria que sigue el aire desde que entra al torbellinador hasta que sale de la ranura.

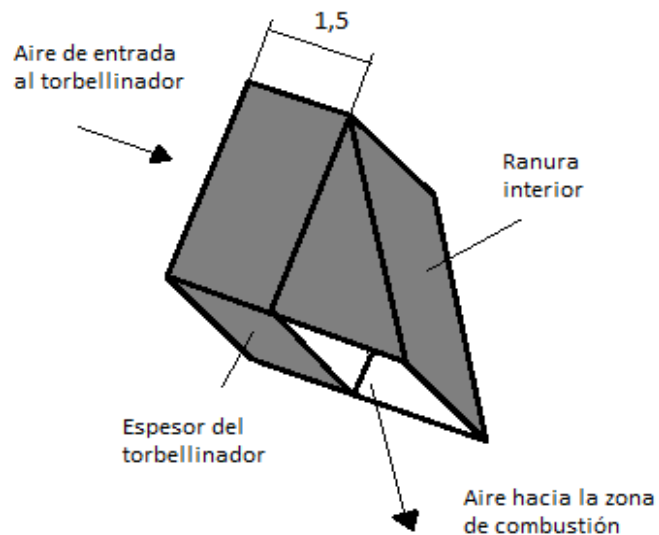


Figura A7 - 4. Ranura interior implementada en una porción de torbellinador.

6° Cálculo de la velocidad de descarga del torbellinador

Una vez dimensionados tanto el TEA como el TRI, se pasa a calcular la velocidad del aire a la salida de los mismos.

Para calcular la velocidad del aire a la salida de los torbellinadores, se debe tener en cuenta tanto el caudal de aire que trasiega el torbellinador como el área que atraviesa dicho caudal. Por un lado, el caudal en cuestión es el caudal de aire primario ($21 \text{ m}^3/\text{h}$). Por otro lado, el área que atraviesa el aire corresponde al área de las ranuras exteriores, que es común a los dos tipos de torbellinadores, y al área de la zona interior, que es el área del espacio anular 3 (en el caso del TEA) o el área de las ranuras interiores (en el caso del TRI). En cualquier caso, y como se ha calculado anteriormente:

$$A_{EA3} = A_{ran \text{ int}} = A_i$$

A_i : área de la zona interior.

Además, la zona exterior de ambos torbellinadores se ha diseñado de manera común. Por tanto, el área que atraviesa el aire por el torbellinador (A_{1°) es la siguiente:

$$A_{1^\circ} = A_{ran \text{ ext}} + A_i = 0,67 + 0,65 = 1,32 \text{ cm}^2$$

En definitiva, la velocidad del aire obtenida en la descarga del TEA y TRI es la misma:

$$V_{\text{aire}} = \frac{Q_{1^\circ}}{A_{1^\circ}} = \frac{21/3600}{1,32/10000} = 44,2 \text{ m/s}$$

Otra cuestión es que la velocidad calculada sea válida para los dos rediseños ya que las condiciones impuestas a cada uno son distintas. Así pues, se pasa a comprobar la velocidad del aire a la salida de cada tipo de torbellinador.

a) Torbellinador con Espacio Anular (TEA)

En este caso, la velocidad del aire debería estar entre los 15 y 25 m/s [1]. Esto no se cumple por lo que habrá que realizar alguna modificación para que dicha velocidad esté en el rango especificado. La modificación a llevar a cabo va a ser aumentar el diámetro interior del torbellinador ya que esta zona es más crítica que la de las ranuras exteriores cuya función es refrigerar el tubo de llama. Se ha elegido una velocidad del aire en el rango admisible de 20 m/s.

$$V_{\text{aire corr}} = 20 \text{ m/s}$$

b) Torbellinador con Ranuras Interiores (TRI)

El rango admisible de valores de la velocidad del aire en la descarga del torbellinador en el caso de un diseño con ranuras interiores está entre 25 y 60 m/s como se ha explicado en el paso 4º de este apartado. Como ya se ha indicado, la velocidad a la salida del torbellinador, o velocidad absoluta (V_{abs}), es de 44,2 m/s cumpliéndose el

requisito de velocidades que se acaba de especificar. No obstante, se calculó la componente longitudinal de la velocidad (V_{axial}) para comprobar que su valor está entre los 15 y 25 m/s.

Sabiendo que el ángulo de la ranura es de 34° (Tabla A7 - 14), la velocidad de la componente axial es de:

$$\text{sen}\alpha = \frac{V_{axial}}{V_{abs}} \rightarrow V_{axial} = V_{abs} \text{sen}\alpha = 44,2 \text{ sen}34 = 24,71 \text{ m/s}$$

Como se puede observar, tanto la velocidad del aire a la salida del torbellinador (V_{abs}) como la componente axial de la velocidad del aire (V_{axial}) cumplen con los valores especificados en la bibliografía. En la Figura A7 - 5 se muestra de nuevo la trayectoria del aire con las componentes de la velocidad mencionadas. La componente axial de la velocidad es la que se dirige hacia la zona de combustión y es perpendicular a la superficie del torbellinador.

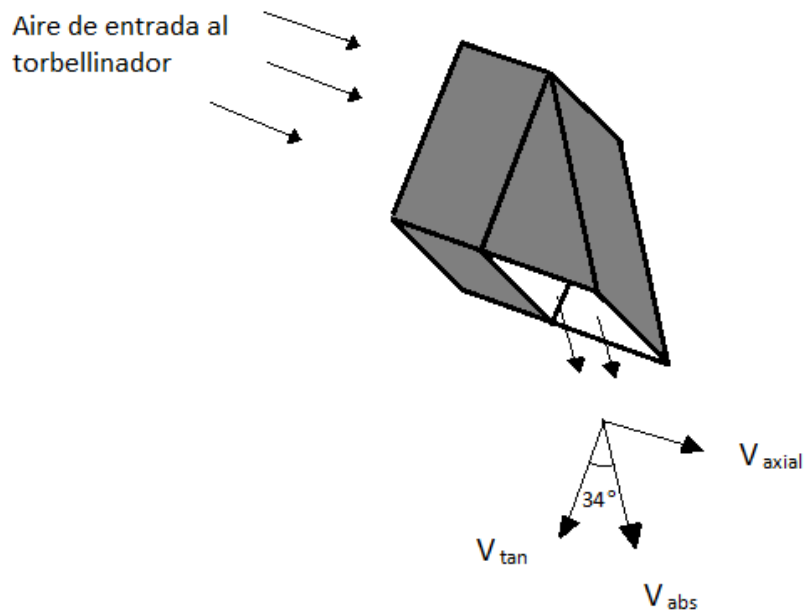


Figura A7 - 5. Circulación del aire a través de las ranuras interiores.

V_{abs} : velocidad absoluta del aire en la salida de la ranura interior.

V_{axial} : componente axial de la velocidad en la salida de la ranura interior.

V_{tan} : componente tangencial de la velocidad en la salida de la ranura interior.

7º Cálculo del área definitiva de la zona interior (A_{EA3} y $A_{ran\ int}$)

a) Torbellinador con Espacio Anular (TEA)

Como se ha indicado antes, se va a modificar el área del espacio anular interior (espacio anular 3) para obtener una velocidad en la zona de combustión de 20 m/s. Para ello, primero se calcula el área total ($A_{1º}$) mediante el caudal de aire que llega al torbellinador y dicha velocidad:

$$V_{aire\ corr} = \frac{Q_{1º}}{A_{1º}} \rightarrow 20 = \frac{21/3600}{A_{1º}} \rightarrow A_{1º} = 2,92\text{ cm}^2$$

Puesto que esta área es la total ($A_{1º} = A_{ran\ ext} + A_{EA3}$), se le ha de restar el área de las ranuras exteriores ($0,67\text{ cm}^2$) para así obtener el área del espacio anular 3:

$$A_{EA3} = A_{1º} - A_{ran\ ext} = 2,92 - 0,67 = 2,25\text{ cm}^2$$

Con esta área y el diámetro exterior del inyector, se calcula el diámetro interior que debe tener el torbellinador. Después, se recalcula el área del espacio anular 3 con el diámetro obtenido.

$$A_{EA3} = 2,25\text{ cm}^2 \rightarrow D_{int\ torb} \sim 18\text{ mm} \rightarrow A_{EA3} = 2,21\text{ cm}^2$$

Cabe destacar que el diámetro obtenido es idéntico al que posee el torbellinador de la cámara actual (ver *Figura A6 - 7*) lo que denota el correcto diseño del mismo en lo que se refiere a este aspecto.

b) Torbellinador con Ranuras Interiores (TRI)

En este caso, la velocidad se encuentra en el rango de valores admisibles por lo que no se realiza ninguna modificación. Se mantienen las ranuras tal y como se rediseñaron en el paso 5º. Por tanto el área definitiva es la misma que se calculó inicialmente:

$$A_{una\ ran\ int} = 6,2 \times 2,1 = 13\text{ mm}^2 ; \quad A_{ran\ int} = A_{una\ ran\ int} \times 5\text{ ranuras} = 65\text{ mm}^2$$

8º Comprobación de las relaciones entre áreas

En la *Tabla A7 - 15* se muestran las relaciones entre áreas que se tenían marcadas como objetivo y las relaciones que se han conseguido con el rediseño tanto del torbellinador con espacio anular en la zona interior (TEA) como con el torbellinador con ranuras interiores (TRI).

		Cámara de combustión		
		Objetivo (T33)	Rediseño	
			TEA	TRI
Torbellinadores	A_{EA} / A_{EA2}	-	-	-
	$A_{EA} / A_{ran\ ext}$	14,8	14,3	14,3
	A_{EA} / A_{EA3}	-	4,35	-
	$A_{EA} / (A_{ran\ int} + A_{EA4})$	14,69	-	14,78
	$A_{ran\ ext} / A_{EA3}$	-	0,30	-
	$A_{ran\ ext} / (A_{ran\ int} + A_{EA4})$	0,99	-	1,03

Tabla A7 - 15. Relaciones entre áreas del torbellinador T33 y los rediseños.

Respecto del TEA, hay dos relaciones que distan notablemente del valor objetivo debido al aumento del diámetro interior del torbellinador. El aumento de dicho diámetro ha venido impuesto por el valor de la velocidad a la salida del torbellinador que debe estar en el rango admisible de valores.

A pesar de que en este caso no se cumplen las relaciones de áreas, el torbellinador puede funcionar correctamente ya que cumple con la condición de la velocidad que es más relevante y crítica.

Por otro lado, el TRI sí cumple los tres valores objetivo además de cumplir con el rango de velocidades especificado.

9° Resultados finales

En la *Tabla A7 - 16*, se representan las dimensiones de los torbellinadores de las 3 cámaras analizadas en este trabajo. Se puede observar como el TEA aporta las ranuras exteriores como novedad respecto del torbellinador actual. En cuanto al TRI, aporta no solo las ranuras exteriores sino las ranuras interiores que suministran al aire un efecto torbellinante mejorando así la homogeneización de la mezcla aire combustible y la estabilidad de la llama.

		Cámara actual	Cámara T33	Cámara rediseñada	
				TEA	TRI
Dimensiones de varios torbellinadores	D _{ext torb}	50	136	53	53
	D _{int torb}	18	57	18	-
	E _{EA4}	-	3	-	-
	D _{o ent}	-	9,5 (x8)	-	-
	B _{ran ext}	-	14	8	8
	H _{ran ext}	-	2,5	1,4	1,4
D: diámetro (mm) E: espesor (mm) B: base (mm) H: altura (mm) W: anchura (mm) N: número α: ángulo (°)	N _{ran ext}	-	20	6	6
	B _{ran int ent}	-	6	-	6,2
	H _{ran int ent}	-	3	-	2,1
	N _{ran int ent}	-	14	-	5
	B _{ran int sal}	-	6	-	6,2
	H _{ran int sal}	-	2	-	2,1
	N _{ran int sal}	-	14	-	5
	W _{ran int sal}	-	3	-	3,1
	α _{ran int sal}	-	34	-	34
	D _{ran int}	-	40	-	15

Tabla A7 - 16. Dimensiones de varios torbellinadores.

En cuanto a la *Tabla A7 - 17*, se muestra como el área total que atraviesa el aire tanto por el TEA como por el TRI ha disminuido. En este último caso ha disminuido en mayor proporción ya que, como se ha visto antes, las ranuras interiores sí cumplían con la condición impuesta acerca de la velocidad del aire a la salida del torbellinador no sucediendo así en el caso del TEA que requirió una modificación.

		Cámara actual	Cámara T33	Cámara rediseñada	
				TEA	TRI
Áreas de entrada del aire a la cámara por el torbellinador A: área (cm ²)	A _{EA2}	2,43	-	-	-
	A _{ran ext}	-	7	0,67	0,67
	A _{EA3}	2,21	-	2,21	-
	A _{ran int}	-	1,68	-	0,65
	A _{EA4}	-	5,37	-	-

Tabla A7 - 17. Áreas de entrada del aire a la cámara de combustión.

En la *Tabla A7 - 18* se ilustran las relaciones entre áreas de varios torbellinadores. Como se puede observar, el TEA cumple uno de los tres valores objetivo (14,3). Por otro lado, el TRI sí cumple con los tres valores marcados como objetivo convirtiéndose en la tendencia a seguir para obtener un torbellinador más eficiente y sofisticado.

		Cámara actual	Cámara T33	Cámara rediseñada	
				TEA	TRI
Relaciones de áreas del nuevo torbellinador y el espacio anular	A_{EA} / A_{EA2}	3,96	-	-	-
	$A_{EA} / A_{ran ext}$	-	14,8	14,3	14,3
	A_{EA} / A_{EA3}	4,35	-	4,35	-
	$A_{EA} / (A_{ran int} + A_{EA4})$	-	14,69	-	14,78
	$A_{ran ext} / A_{EA3}$	1,1	-	0,30	-
	$A_{ran ext} / (A_{ran int} + A_{EA4})$	-	0,99	-	1,03

Tabla A7 - 18. Relaciones entre áreas finales de varios torbellinadores.

10° Torbellinadores rediseñados: TEA y TRI

A continuación se muestran los dos torbellinadores rediseñados (TEA y TRI) en base a las relaciones objetivo (relaciones de la cámara T33) entre distintas áreas y en base a los rangos de velocidades especificados en la bibliografía.

a) Rediseño del TEA

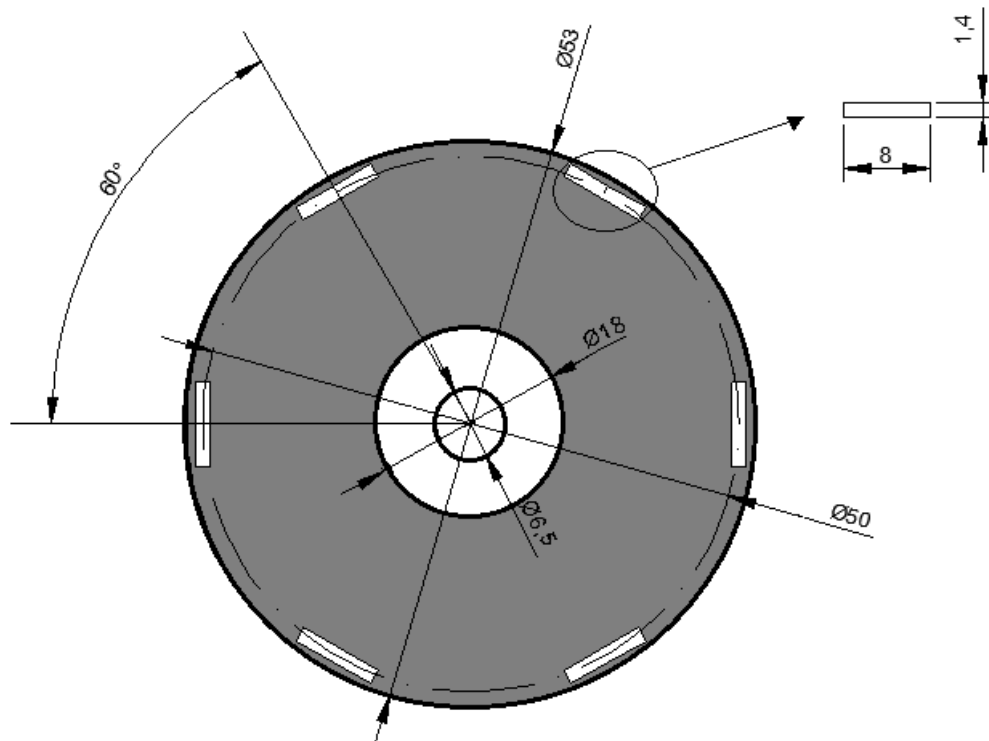


Figura A7 - 6. Dimensiones del TEA rediseñado.

El espesor del torbellinador rediseñado será el mismo que el del torbellinador actual: 1,5mm.

a) Rediseño del TRI

A diferencia del anterior torbellinador, en este caso la cara de entrada del aire es distinta a la cara de salida del mismo. Esto es debido a las ranuras interiores que como se puede observar en las siguientes figuras, debido a su geometría, dotan al aire de una componente tangencial de la velocidad que da como resultado la generación de torbellinos.

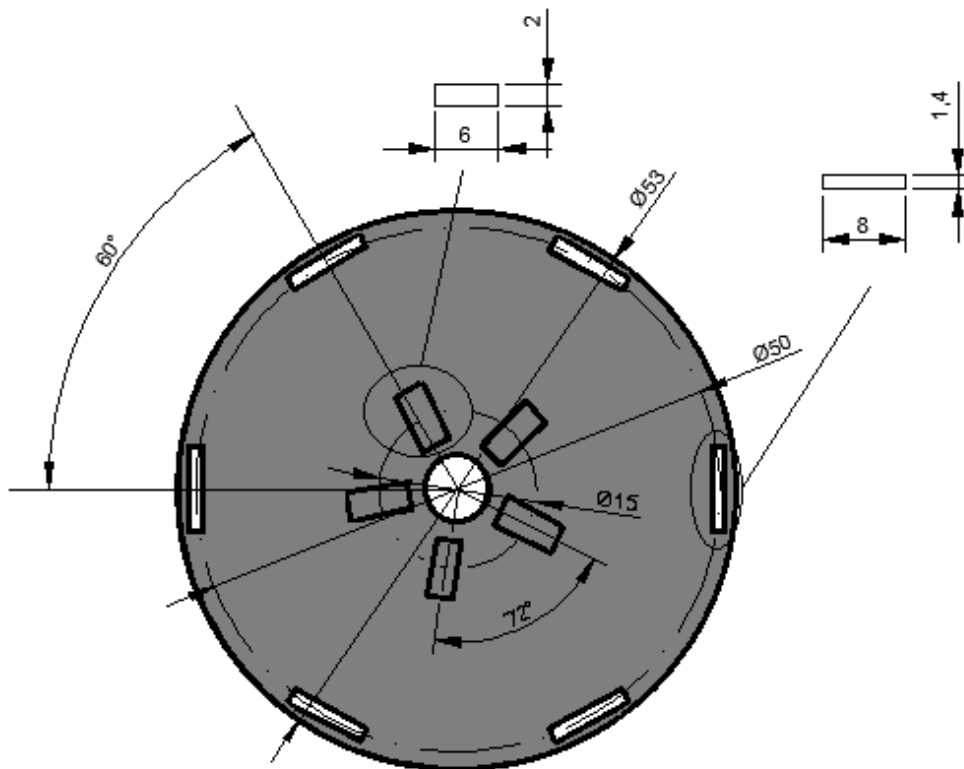


Figura A7 - 7. Dimensiones de la superficie de entrada del aire en el TRI.

Debido a que este modelo de torbellinador tiene la peculiaridad de poseer ranuras interiores, se muestra en la siguiente figura la cara o superficie de salida del aire en 3D para poder apreciar dichas ranuras con más detalle. Además, se muestra la trayectoria que toma el aire a través de este tipo de torbellinador:

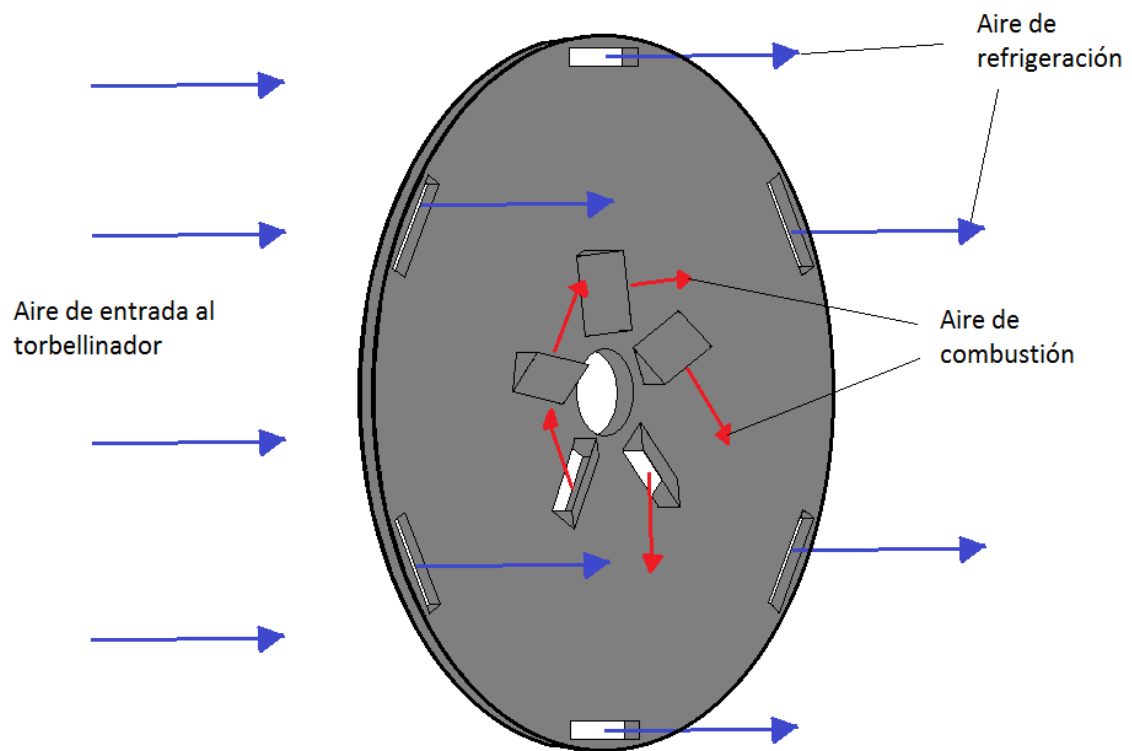


Figura A7 - 8. Circulación del aire a través de las ranuras del TRI.

ANEXO 8: DISEÑO DE UNA NUEVA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

▪ CAUDAL MÁXIMO PROPORCIONADO POR EL TURBOCOMPRESOR

Conocer el caudal máximo que es capaz de suministrar el turbocompresor es necesario para calcular el área que debe tener la carcasa con el fin de trasegar dicho caudal sin que la llama sea soplada aguas abajo de la cámara.

La hoja de régimen de funcionamiento del turbocompresor muestra una gráfica en la cual el eje vertical representa la relación de compresión y el eje horizontal representa el caudal de aire que puede manejar el turbocompresor. La curva representada muestra las revoluciones a las que gira dicha máquina y el rendimiento proporcionado.

En la situación más desfavorable, el turbocompresor girará a 120.000 rpm proporcionando un caudal de 33 lb/min como se ha indicado en la *Figura A8 - 1*. Sin embargo, el eje horizontal está representado como un flujo corregido como se puede ver debajo del mismo eje. Por tanto, despejando de la ecuación mostrada en dicha gráfica, se calculará el caudal real de aire de descarga del turbocompresor:

$$W_{\text{corr}} = \frac{W \sqrt{\frac{T_{1c}}{545}}}{\frac{P_{1c}}{28,4}}$$

W_{corr} : flujo másico de aire corregido de descarga del compresor en libras por minuto (lb/min)

W : flujo de aire de descarga del compresor en libras por minuto (lb/min)

T_{1c} : temperatura total del aire a la entrada del compresor en grados Rankine (°R)

P_{1c} : presión total del aire a la entrada del compresor en pulgadas de mercurio absolutas (In Hg Abs)

El flujo de aire corregido es conocido y son las 33 lb/min que se obtienen de la gráfica. Por otro lado, la temperatura y presión del aire a la entrada del compresor son 21°C y 1 atm. Pero hay que pasarlas a las unidades especificadas en la fórmula:

$$T_{1c} (°R) = 1,8 T_{1c} (°C) + 491,67 = 529 °R$$

$$P_{1c} (\text{In Hg Abs}) = 29,925 P_{1c} (\text{atm}) = 29,925 \text{ In Hg Abs} \quad [15]$$

Luego despejando de la ecuación anterior, se obtiene W :

$$W = 35,3 \text{ lb/min} = 16 \text{ Kg/min} = 0,27 \text{ Kg/s}$$

Se quiere pasar a m³/h por lo que se necesitará la densidad del aire en la descarga del compresor. Esta densidad se ha calculado, evidentemente, a la temperatura y presión del aire en la descarga del compresor.

- La presión de descarga se conoce puesto que se tiene la relación de compresión obtenida de la *Figura A8 - 1*. A 120.000 rpm y un caudal de 33 lb/min, la relación de compresión es de 2,4 luego:

$$P_{\text{descarga}} = 2,4 \text{ atm}$$

- Para hallar la temperatura se empleó la ley de Poisson:

$$\frac{P_{\text{descarga}}}{P_{1c}} = \left(\frac{T_{\text{desc}}}{T_{1c}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \rightarrow T_{\text{descarga}} = T_{1c} \left(\frac{P_{\text{desc}}}{P_{1c}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = 294 (2,4)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 378 \text{ K} = 105 \text{ °C} \quad [17]$$

En esta fórmula la temperatura T_{1c} se ha introducido en Kelvin. Por otro lado, el coeficiente de dilatación adiabática del aire es 1,4.

Finalmente, para calcular la densidad se utilizó una fórmula de [17] en la que hay que introducir la temperatura y presión de descarga que se acaban de calcular. Dicha fórmula se basa en las gráficas y tablas mostradas en [17] que relacionan la temperatura con la densidad y la presión. La fórmula es la siguiente:

$$\rho \text{ (lb/ft}^3\text{)} = \frac{2,7 \text{ psia}}{T \text{ (°R)}} = \frac{2,7 \cdot 14,7 \cdot P_{\text{desc}} \text{ (atm)}}{1,8 T_{\text{desc}} \text{ (°C)} + 491,67} \quad [16]$$

Sustituyendo los datos necesarios se obtiene la densidad del aire en la descarga del compresor:

$$\rho = 0,14 \text{ lb/ft}^3 = 2,24 \text{ Kg/m}^3$$

Esta densidad se puede considerar también la densidad que posee el aire a la entrada de la cámara. [18]

Luego el caudal de aire que entra a la cámara de combustión es:

$$Q_{\text{desc}} = \frac{W}{\rho} = \frac{0,27}{2,24} = 0,12 \text{ m}^3/\text{s} = 433 \text{ m}^3/\text{h} = Q_{\text{max}}$$

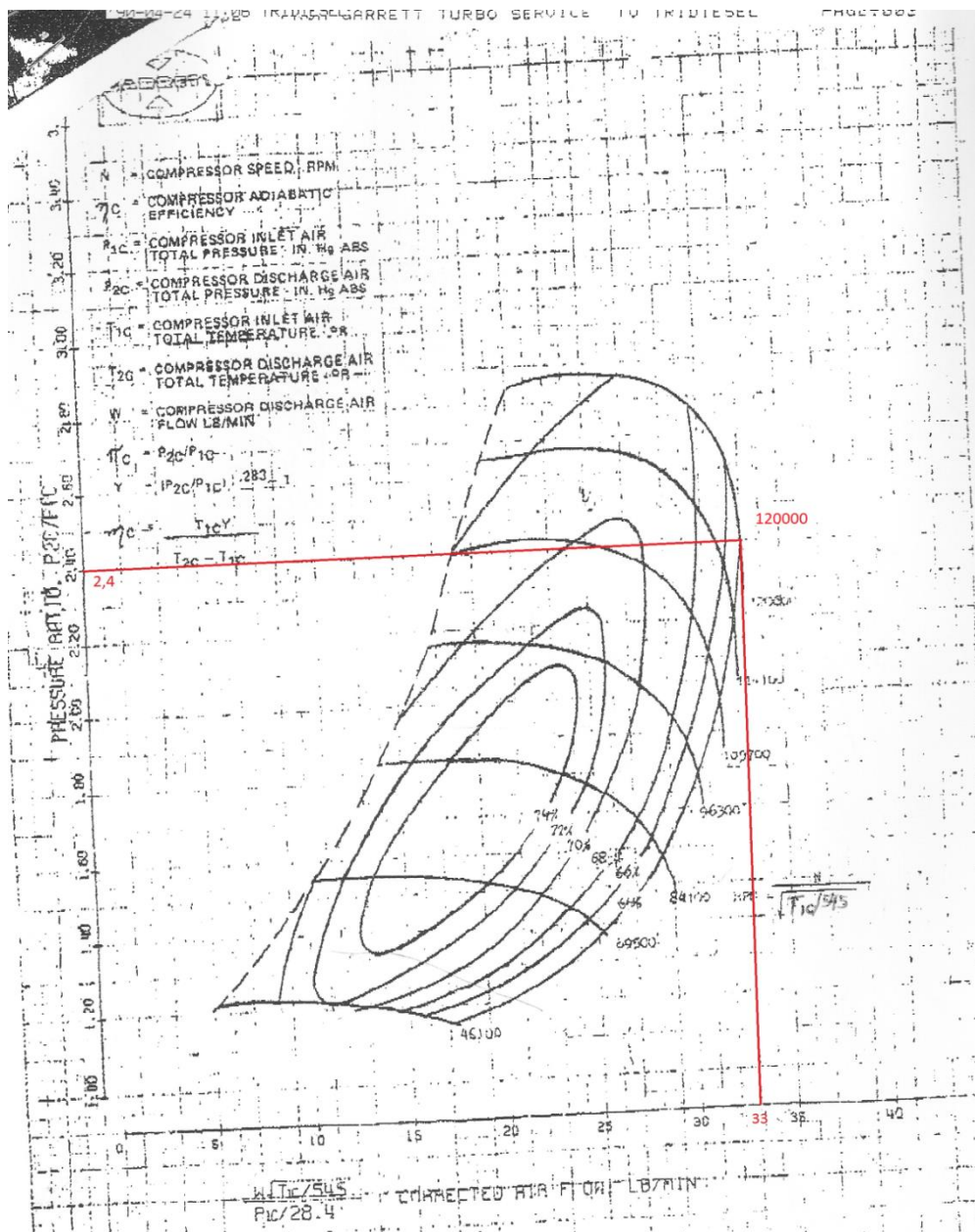


Figura A8 - 1. Hoja de régimen de funcionamiento del turbocompresor.

▪ DISEÑO DE LA NUEVA CÁMARA

Una vez obtenido el caudal máximo de aire que va a circular por la cámara (Q_{max}), se van a calcular las dimensiones de la carcasa para poder trasegar dicho caudal. A continuación se determinarán las dimensiones del tubo de llama para seguidamente dimensionar la zona primaria y secundaria del mismo. Para ello se van a indicar la serie de pasos llevados a cabo para el nuevo diseño de la cámara de combustión.

1º Dimensionamiento de la carcasa

Para calcular el área de la carcasa es necesario el caudal que proporciona el turbocompresor, que ya se ha calculado, y la velocidad a la que circula el aire. Se va a utilizar el concepto de velocidad de referencia ([1] y [19]). La velocidad de referencia es la velocidad teórica a la entrada de la cámara considerando el área transversal máxima de la carcasa de la cámara de combustión. Esta velocidad debe estar en un rango de entre 24 y 41 m/s [1]. Debido a la consideración del tutor de este trabajo, la velocidad de referencia será de 30 m/s. Por tanto, el área de la carcasa y por consiguiente el diámetro de la misma serán:

$$A_{\text{carcasa}} = \frac{Q_{\text{max}}}{V_{\text{ref}}} = \frac{433/0,36}{30} = 40 \text{ cm}^2 \rightarrow D_{\text{carcasa}} = 71,4 \text{ mm}$$

En cuanto a la longitud de la carcasa, se va a utilizar la relación especificada en [1] que indica que su longitud respecto del diámetro debe estar entre 2 y 4. Para elegir un valor, se hizo uso de la relación que posee la turbina T33:

	Cámara T33	Rango admisible [1]
$L_{\text{carcasa}} / D_{\text{carcasa}}$	3,14	2 - 4

Tabla A8 - 1. Relación entre la longitud y el diámetro de la nueva carcasa

Se podría haber elegido cualquier otro valor y estaría justificada la elección por el hecho de estar dentro del rango pero se va a seguir la misma filosofía en base a las relaciones de la cámara T33. Por tanto:

$$\frac{L_{\text{carcasa}}}{D_{\text{carcasa}}} \rightarrow 2 - 4 \quad [1]; \quad L_{\text{carcasa}} = 3,14 D_{\text{carcasa}} = 224 \text{ mm}$$

2º Dimensionamiento del tubo de llama

Para obtener el diámetro del tubo de llama se utilizará la relación entre áreas especificada en la bibliografía que indica que:

$$\frac{A_{\text{tubo de llama}}}{A_{\text{carcasa}}} \rightarrow 0,55 - 0,65 \quad [18]$$

Ya que la cámara T33 posee esta relación:

	Cámara T33	Rango admisible
$A_{\text{carcasa}} / A_{\text{tubo de llama}}$	0,58	0,55 - 0,65

Tabla A8 - 2. Relación entre el área de carcasa y tubo de llama de la nueva cámara

El área y el diámetro del tubo de llama obtenidos son los siguientes:

$$A_{\text{tubo de llama}} = 23,2 \text{ cm}^2 \rightarrow D_{\text{tubo de llama}} = 54,3 \text{ mm}$$

La longitud del tubo de llama es la misma que la de la carcasa por tanto únicamente habrá que comprobar si dicha longitud cumple con los valores admisibles de [1]:

$$L_{\text{tubo de llama}} = 224 \text{ mm}; \quad \frac{L_{\text{tubo de llama}}}{D_{\text{tubo de llama}}} \rightarrow 3 - 6 \quad [1]; \quad \frac{L_{\text{tubo de llama}}}{D_{\text{tubo de llama}}} = 4,12$$

Se observa como dicha relación obtenida (4,12) coincide obviamente con la relación de la cámara T33:

	Cámara T33	Rango admisible
$L_{\text{tubo de llama}} / D_{\text{tubo de llama}}$	4,11	3 - 6

Tabla A8 - 3. Relación entre la longitud y el diámetro del tubo de llama

La relación calculada se encuentre dentro del rango de valores indicado por tanto se pasa a dimensionar las zonas primaria y secundaria del tubo de llama. Para ello se va a utilizar la siguiente tabla:

	Objetivo (T33)
$A_{o2^\circ} / A_{o1^\circ}$	10,42
A_{EA} / A_{o1°	6,09
A_{EA} / A_{o2°	0,58
$A_{EA} / A_{o \text{ total } (1^\circ + 2^\circ)}$	0,53

Tabla A8 - 4. Relaciones de área objetivo.

Los valores de la *Tabla A8 - 4* son las relaciones de áreas de la cámara T33 que se marcan como objetivo a alcanzar en el diseño del tubo de llama de la nueva cámara de combustión.

3º Dimensionamiento de la zona primaria del tubo de llama

Para poder hacer uso de los datos de la *Tabla A8 - 4*, es necesario calcular el área del espacio anular entra la carcasa y el tubo de llama (A_{EA}):

$$A_{EA} = A_{\text{carcasa}} - A_{\text{tubo de llama}} = 16,8 \text{ cm}^2$$

A partir del espacio anular se pueden calcular el resto de parámetros necesarios para el dimensionamiento del tubo de llama según las relaciones de la *Tabla A8 - 4*. En primer lugar se va a hallar el área de los orificios de la zona primaria mediante la relación siguiente:

$$A_{EA} / A_{o1^\circ} = 6,09$$

Por lo que despejando se obtiene:

$$A_{o1^\circ} = \frac{A_{EA}}{6,09} = 2,76 \text{ cm}^2 = 276 \text{ mm}^2$$

En cuanto al diámetro de los orificios de la zona primaria, uno de los requisitos a tener en cuenta es el tamaño máximo de los mismos. Dicho tamaño máximo viene determinado por el diámetro del tubo de llama. En concreto, el diámetro máximo que pueden tener los orificios de la zona primaria debe ser el 10% del diámetro del tubo de llama. Por tanto:

$$D_{o \max} = 5,5 \text{ mm}$$

En cuanto al número de orificios por anillo, se va a aplicar el mismo razonamiento seguido en el ANEXO 7: REDISEÑO DE LA CÁMARA ACTUAL en el rediseño del tubo de llama. Por tanto:

$$N_{o \min} = 6$$

$$N_{o \max} = 8$$

En un principio se supondrá un término intermedio de 7 orificios por anillo aunque podría haberse empezado con 6 u 8. Por otro lado, con el fin de acercarse lo máximo posible a la configuración de la cámara T33, se van a suponer 3 anillos de orificios en la zona primaria por lo que se tendrían 21 orificios en total. El área de cada uno de los orificios (A_{o1°) y su diámetro serían:

$$A_{un o 1^\circ} = \frac{A_{o 1^\circ}}{21} = 13,1 \text{ mm}^2 \quad \rightarrow \quad D_{o 1^\circ} \sim 4 \text{ mm}$$

Recalculando el área para este diámetro de 4 mm se obtiene que el área de un orificio es de:

$$A_{un o 1^\circ} = 12,57 \text{ mm}^2 \quad \rightarrow \quad A_{o 1^\circ} = 264 \text{ mm}^2$$

El diámetro de los orificios cumple con el valor máximo establecido (5,5 mm) por lo que se puede asumir como bueno el diseño hasta aquí.

En definitiva, la zona primaria quedaría dimensionada como se indica en la *Tabla A8 - 5*. Además, en la última columna se indica la distancia a la que se encuentra cada anillo respecto de la entrada del tubo de llama.

	Diámetro (mm)	Número	Área (mm ²)	Distancia (mm)
Orificios del anillo 1	4	7	88	20
Orificios del anillo 2	4	7	88	35
Orificios del anillo 3	4	7	88	50
Orificios de la Z.P.	-	21	264	-

Tabla A8 - 5. Dimensionamiento de la zona primaria.

En cuanto a la elección de la distancia de cada anillo a la entrada de la cámara, cabe destacar que el primer anillo se ha acercado hacia la entrada del tubo de llama por lo que deberá hacerse lo mismo con el inyector y acercarlo una distancia igual a la del anillo 1.

4° Dimensionamiento de la zona secundaria del tubo de llama

Con el fin de obtener el área de los orificios de la zona secundaria, se aplica la relación siguiente:

$$A_{o2^\circ} / A_{o1^\circ} = 10,42$$

La relación mostrada se ha extraído de la *Tabla A8 - 4*. Sabiendo que $A_{o1^\circ} = 2,64 \text{ cm}^2$, se obtiene un área de los orificios de la zona secundaria de $A_{o2^\circ} = 27,5 \text{ cm}^2$ que será el objetivo a conseguir a la hora de dimensionar dicha zona.

El dimensionado de esta zona pasa por obtener el diámetro de los orificios, el número de orificios por cada anillo y los anillos a realizar a lo largo de la zona secundaria. Además habrá que determinar dónde posicionar dichos anillos en el tubo de llama.

En primer lugar se determina el diámetro de los orificios y para ello se recurrió a la relación existente entre los diámetros de los orificios de la zona secundaria y primaria del tubo de llama de la cámara T33:

$$D_{o2^\circ} / D_{o1^\circ} = 1,768$$

Por lo que el diámetro de los orificios de la zona secundaria y, como consecuencia, el área de cada uno de ellos es (A_{1o2°):

$$D_{o2^\circ} = 7 \text{ mm} \rightarrow A_{1o2^\circ} = 38,5 \text{ mm}^2$$

En cuanto al número de orificios por anillo se supone un valor intermedio en el rango antes especificado como en el caso de la zona primaria (mínimo: 6; máximo: 8). En un principio se supondrán 7 orificios por anillo.

Por último, el número de anillos deberá estar acorde con la longitud del tubo de llama. En este caso, considerando un espacio similar entre anillos al del tubo de llama actual y rediseñado, se supondrán 8 anillos en la zona secundaria. En la *Tabla A8 - 6* se indican las distancias a las que se ha colocado cada anillo respecto de la entrada del tubo de llama.

Sin embargo, realizando una zona secundaria como la que se ha descrito, se obtendría un área final de orificios en la zona secundaria de $21,56 \text{ cm}^2$, muy lejos del área objetivo ($27,5 \text{ cm}^2$). Por lo que se probó qué área se obtendría si en vez de tener orificios de 7 mm de diámetro se hiciesen de 8 mm. El área obtenida sería entonces de $28,14 \text{ cm}^2$, más cerca del objetivo pero considerado insuficiente. Por tanto se llegó a la conclusión de combinar unos anillos de orificios de 7 mm con anillos de orificios de 8 mm.

Después de realizar diversos cálculos se llegó a la siguiente y definitiva configuración en la zona secundaria:

	Diámetro (mm)	Número	Área (mm^2)	Distancia (mm)
Orificios del anillo 4	7	7	269	65
Orificios del anillo 5	8	7	352	82
Orificios del anillo 6	8	7	352	100
Orificios del anillo 7	8	7	352	118
Orificios del anillo 8	8	7	352	136
Orificios del anillo 9	8	7	352	154
Orificios del anillo 10	8	7	352	172
Orificios del anillo 11	8	7	352	190
Orificios de la Z.S.	-	56	2.732	-

Tabla A8 - 6. Dimensionamiento de la zona secundaria.

La distancia entre dos anillos se ha realizado teniendo en cuenta el radio de los orificios de ambos anillos y suponiendo aproximadamente un centímetro de distancia entre los extremos de dichos radios. Por ejemplo, la distancia entre el anillo 4 y 5 se correspondería con la suma de los radios de uno de sus orificios y un centímetro aproximadamente:

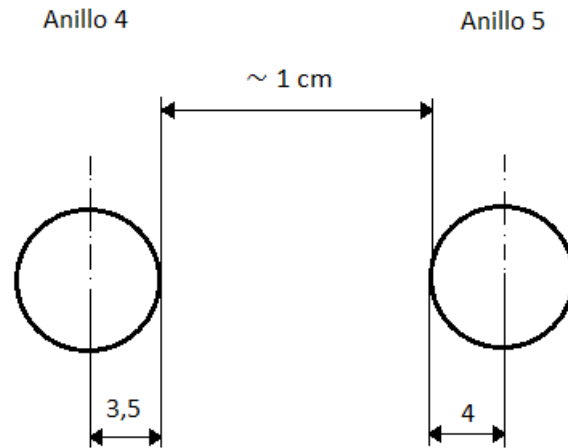


Figura A8 - 2. Distancia entre anillos de la zona secundaria.

→ Distancia entre los anillos 4 y 5 = $3,5 + 4 + 10 \sim 17$ mm

El área total de los orificios de la zona secundaria ($27,32 \text{ cm}^2$) se considera adecuada y que cumple con el área objetivo por aproximarse notablemente al valor de dicha área ($27,5 \text{ cm}^2$).

5° Comprobación de las relaciones entre áreas

Retomando los valores de la *Tabla A8 - 4*, se muestran dichos valores en comparación con las relaciones entre áreas del nuevo tubo de llama en la siguiente tabla:

		Cámara de combustión	
		Objetivo (T33)	Nuevo diseño
Tubos de llama	$A_{o2^\circ} / A_{o1^\circ}$	10,42	10,35
	A_{EA} / A_{o1°	6,09	6,36
	A_{EA} / A_{o2°	0,58	0,61
	$A_{EA} / A_{o\text{total}} (1^\circ + 2^\circ)$	0,53	0,56

Tabla A8 - 7. Relaciones entre áreas.

Como se puede observar, las relaciones entre áreas del nuevo tubo de llama son aproximadamente las relaciones entre áreas objetivo. La distorsión en los resultados se debe al redondeo realizado con el fin de que sean medidas posibles de llevar a cabo físicamente.

6° Resultados finales y comparación entre cámaras de combustión

A continuación se muestran una serie de tablas con los datos finales obtenidos en el diseño de la nueva cámara y su comparación con la cámara actual y la cámara T33.

		Cámara actual	Cámara T33	Cámara diseñada
Dimensiones generales	D carcasa	6,35	17,8	7,14
	L carcasa	16,5	56	22,4
	D tubo de llama	5,3	13,6	5,43
	L tubo de llama	17,5	56	22,4
	D ext iny	0,65	2,5	0,65
	D int iny	0,45	1,7	0,45
D: diámetro (cm)	A carcasa	31,67	248,85	40
L: longitud (cm)	A tubo de llama	22,06	145,27	23,2
A: área (cm ²)	A _{EA}	9,61	103,58	16,8
	A _{total iny}	0,33	4,91	0,33

Tabla A8 - 8. Dimensiones generales de varias cámaras de combustión.

Como se puede observar en la siguiente tabla, se ha aumentado considerablemente el número de anillos de la nueva cámara respecto de la actual y con un diámetro de mayor. Por otro lado, no se han realizado ranuras en la superficie del tubo de llama lo cual implica que no se tendrá una refrigeración tan excelente como en el caso de la cámara T33. No obstante, las temperaturas a las que es sometido el tubo de llama de la miniturbina no son tan elevadas por tanto la omisión de estas ranuras no supondrá una gran desventaja.

		Cámara actual	Cámara T33	Cámara diseñada
Dimensiones de los orificios y ranuras de la superficie del nuevo tubo de llama	D _{o anillo 1}	4 (x6)	9,5 (x8)	4 (x7)
	D _{o anillo 2}	4 (x6)	9,5 (x8)	4 (x7)
	D _{o anillo 3}	6 (x6)	9,5 (x8)	4 (x7)
	D _{o anillo 4}	5,5 (x4)	16,8 (x8)	7 (x7)
	D _{o anillo 5}	7,5 (x4)	16,8 (x8)	8 (x7)
	D _{o anillo 6}	-	16,8 (x8)	8 (x7)
	D _{o anillo 7}	-	16,8 (x8)	8 (x7)
	D _{o anillo 8}	-	16,8 (x8)	8 (x7)
	D _{o anillo 9}	-	16,8 (x8)	8 (x7)
	D _{o anillo 10}	-	16,8 (x8)	8 (x7)
	D _{o anillo 11}	-	16,8 (x8)	8 (x7)
	D _{o anillo 12}	-	16,8 (x8)	-
	D _{o anillo 13}	-	16,8 (x8)	-
	B _{ran}	-	25	-
	H _{ran}	-	2,5	-
	A _{ran}	-	62,5	-
	N _{ran}	-	20	-
D: diámetro (mm) B: base (mm) H: altura (mm) A: área (mm ²) N: número		Todas las ranuras tienen las mismas dimensiones		

Tabla A8 - 9. Dimensiones de los orificios y ranuras de varios tubos de llama.

En la tabla siguiente se puede apreciar un aumento del área de los orificios en la zona primaria del tubo de llama (A_{o1°) de la nueva cámara respecto a la actual. Pero aun mayor es el aumento experimentado por el área de los orificios de la zona secundaria (A_{o2°). Por otro lado, como se ha dicho antes, no se han realizado ranuras en el tubo de llama ya que no se consideran necesarias.

		Cámara actual	Cámara T33	Cámara diseñada
Áreas de entrada del aire al tubo de llama por el espacio anular	A _{o1°}	1,51	17,01	2,64
	A _{ran1°}	-	1,91	-
	A _{total 1°}	1,51	18,92	2,64
	A _{o2°}	4,42	177,3	27,32
	A _{ran2°}	-	17,5	-
	A _{total 2°}	4,42	194,8	27,32
	A _{total (1° + 2°)}	5,93	213,72	30

Tabla A8 - 10. Áreas de entrada del aire al tubo de llama.

Por último, se observa como las relaciones de la nueva cámara son similares a las de la cámara T33, las cuales se habían marcado como objetivos a alcanzar. Las desviaciones del valor exacto se deben a los redondeos realizados para evitar decimales difíciles de llevar a cabo en la realidad.

		Cámara actual	Cámara T33	Cámara diseñada
Relaciones entre áreas de tubos de llama	$A_{o2^\circ} / A_{o1^\circ}$	2,93	10,42	10,35
	A_{EA} / A_{o1°	6,37	6,09	6,36
	A_{EA} / A_{o2°	2,17	0,58	0,61
	$A_{EA} / A_{o\text{total}(1^\circ + 2^\circ)}$	1,62	0,53	0,56

Tabla A8 - 11. Relaciones entre áreas de varias cámaras de combustión.

7° Tubo de llama diseñado y posición de sus orificios

Finalmente, se muestra el nuevo tubo de llama junto a una serie de figuras que indican la posición de los orificios en cada anillo. El objetivo de posicionar los orificios estratégicamente es dotar al tubo de llama de una mayor homogeneidad en la refrigeración.

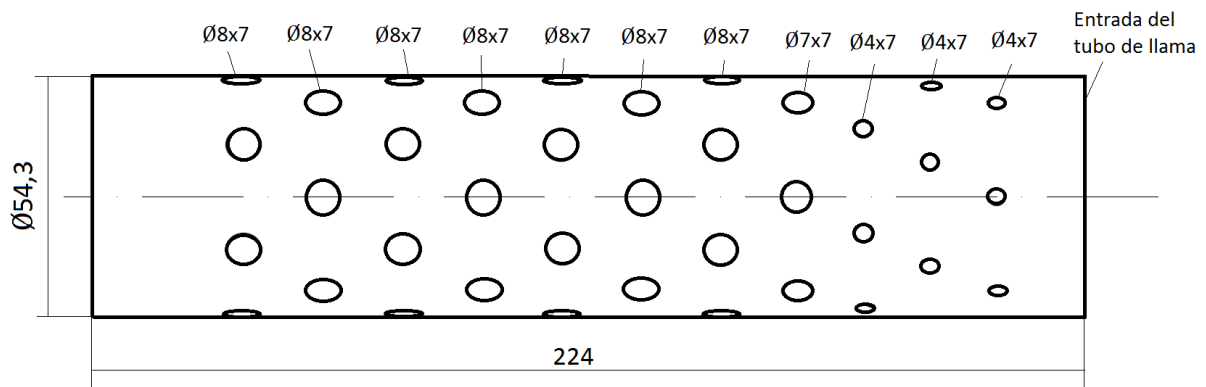


Figura A8 - 3. Diseño del nuevo tubo de llama

Espesor del tubo de llama: 1,5 mm (el mismo que el de la cámara actual)

En las figuras siguientes se hace referencia a los anillos del tubo de llama numerándolos del 1 al 11 desde la entrada del tubo de llama.

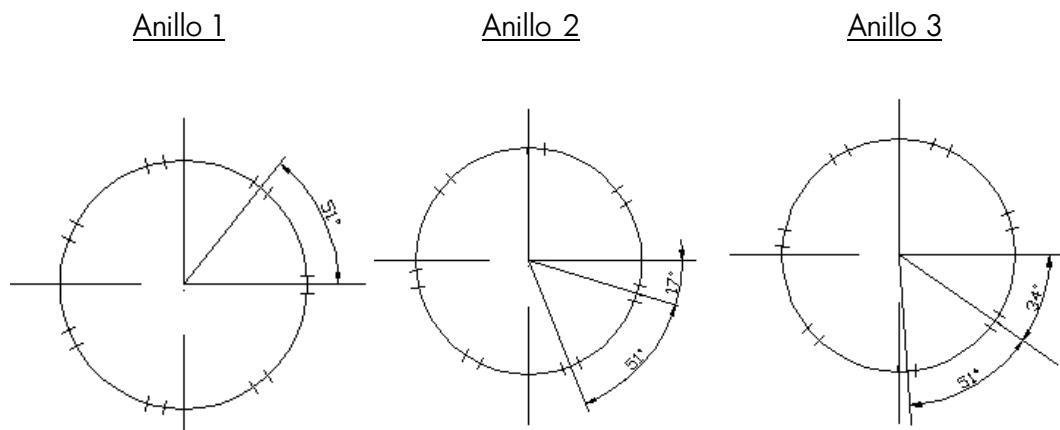


Figura A8 - 4. Posición de los orificios de los anillos 1, 2 y 3.

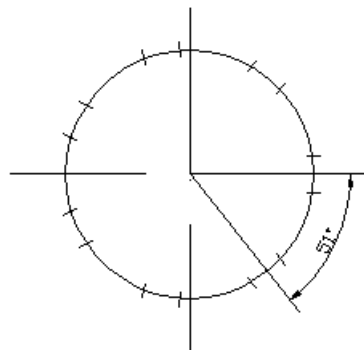


Figura A8 - 5. Posición de los orificios del resto de anillos 4, 6, 8 y 10

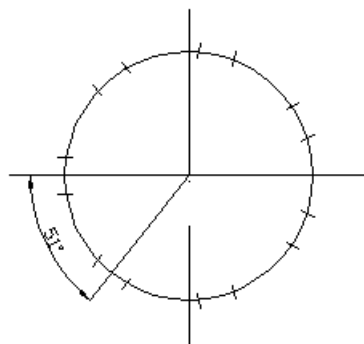


Figura A8 - 6. Posición de los orificios de los anillos 5, 7, 9 y 11

▪ DISEÑO DE UN DIFUSOR ANULAR

El difusor es el elemento encargado de repartir el aire por el espacio primario y secundario de la cámara. Ya que se desea que el 20% del caudal de diseño ($433 \text{ m}^3/\text{h}$) circule por el primario y el 80% restante por el secundario (relación de caudales óptima por [1]) se van a calcular las áreas necesarias a la entrada del difusor para conseguir dicho reparto. Estas áreas deben guardar una relación proporcional a la del caudal que se quiere obtener, es decir, una relación 20-80 en el área de entrada del difusor. En la siguiente tabla se muestran las áreas y los caudales a la entrada de dicho difusor:

		Área (cm^2)	Caudal (m^3/h)
Entrada del difusor interior	Primario	2,9	87
	Secundario	11,62	346
	Total	14,52	433

Tabla A8 - 12. Áreas y caudales a la entrada del difusor interior.

El área total que se indica en la tabla anterior corresponde al área del conducto que va del turbocompresor a la entrada del difusor y que posee un diámetro de 43 mm aproximadamente. Por otro lado, el área del primario del difusor interior es el 20% del área total ($2,9 \text{ cm}^2$) y el área del secundario el 80% ($11,62 \text{ cm}^2$).

A continuación se describe el diseño tanto del difusor interior como el del difusor exterior. Como en el caso del anexo 5, en primer lugar se diseña el difusor interior para a partir de él diseñar el difusor exterior. Se hará referencia a los parámetros de diseño de la *Figura A5 - 5* ya definidos en el anexo correspondiente. Finalmente se mostrarán unas figuras que ilustrarán el resultado de los diseños realizados.

a. Diseño del difusor interior

Partiendo de que los diámetros de entrada y salida del difusor son conocidos y por tanto la altura de expansión, hay que calcular el ángulo de divergencia, la distancia de expansión y la longitud del difusor. Para ello se va a suponer un ángulo $2\theta = 15^\circ$ [5] con el que la longitud y la distancia de expansión vienen determinadas por trigonometría. Dichas fórmulas son las mismas que las usadas en el anexo 5 que se recuerdan a continuación:

$$h = R_e - R_o$$

$$\text{sen } \theta = \frac{h}{d}$$

$$\text{tg } \theta = \frac{h}{L}$$

Los datos finales son los siguientes:

		Difusor interior
Dimensiones	R_o (mm)	9,6
	R_e (mm)	27,15
	h (mm)	17,55
	d (mm)	134,5
	2θ (°)	15
	L (mm)	133,3

Tabla A8 - 13. Dimensiones del difusor cónico interior.

Al igual que en el difusor diseñado en el anexo 5, en este caso también se va atrasar medio centímetro el difusor interior para evitar una entrada brusca del flujo de aire por lo que el difusor exterior será medio centímetro más largo.

b. Diseño del difusor exterior

El difusor exterior viene determinado por el diámetro de entrada, que se corresponde con el tubo que conecta la entrada del difusor con la salida del turbocompresor; el diámetro de salida, que se corresponde con la salida del difusor y el diámetro de entrada a la cámara; y por la longitud del difusor interior (L). La altura de expansión (h) se obtiene a partir del radio de entrada y de salida. Por otro lado, la distancia de expansión (d) y el ángulo de divergencia (θ) vienen definidos por relaciones trigonométricas idénticas a las del anexo 5 y utilizadas para el difusor interior del anterior apartado.

Las dimensiones del difusor exterior se presentan en la siguiente tabla:

		Difusor exterior
Dimensiones	R_o (mm)	21,5
	R_e (mm)	35,7
	h (mm)	14,2
	d (mm)	139,3
	2θ (°)	11,7
	L (mm)	138,3

Tabla A8 - 14. Dimensiones del difusor cónico exterior

c. Difusor anular

El difusor se ha realizado con las medidas indicadas en la *Tabla A8 - 13* y *Tabla A8 - 14*

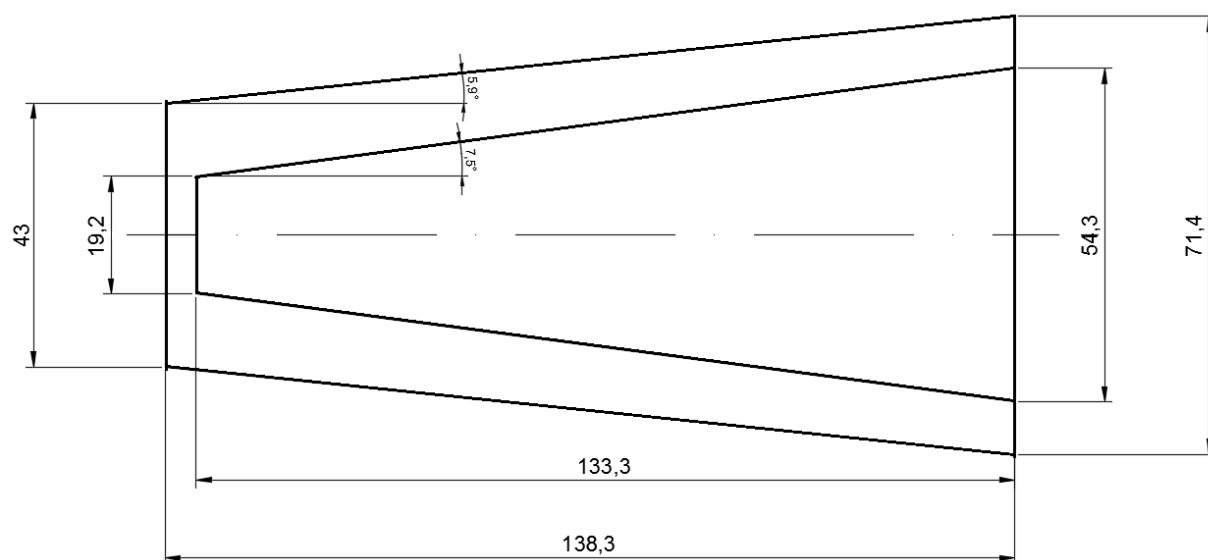


Figura A8 - 7. Difusor anular para la nueva cámara de combustión