Estudio paramétrico de un ciclo de eyección de alta presión para la recuperación de energía térmica de los gases de escape. Optimización de casos con presiones altas a la salida

Autor:
Julián Sánchez Riera

Titulación:
Grado en Ingeniería Aeroespacial: Especialidad de Aeromotores

Director del trabajo: Vicente Dolz Ruiz
Codirectora del trabajo: Lucía Royo Pascual

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño
Universitat Politècnica de València
Julio 2016

Índice General

1. Resumen 12

2. Introducción 13

2.1. Introducción y objetivos 13

2.2. Metodología 14

3. Fundamentos 16

3.1. Nociones básicas 16

3.1.1. Hipótesis de medio continuo 16

3.1.2. Descripción Lagrangiana y Euleriana del movimiento 16

3.1.3. Fluidos Newtonianos y No-Newtonianos 17

3.1.4. Viscosidad 18

3.1.5. Número de Reynolds y capa límite 19

3.2. Ecuaciones Generales 20

3.2.1. Ecuación de Conservación de la Masa o de la Continuidad 21

3.2.2. Ecuación de la Cantidad de Movimiento 22

3.2.3. Ecuación de la Energía 23

3.3. Ciclo Termodinámico. Refrigeración 24

3.4. Ciclo Eyección. Uso en Refrigeración 26

3.4.1. Descripción básica del ciclo 27

3.4.2. Fluidos de trabajo 28

3.4.3. Condiciones de Operación 29

3.5. Flujo Compresible 32

3.5.1. Número de Mach 32

3.5.2. Flujo isentrópico 34

3.5.3. Ondas de Choque 37

4. Modelado CFD 40
4.1. Introducción al CFD 40
4.2. Fases cálculo CFD 41
4.2.1. Preprocesado 41
4.2.2. Cálculo 42
4.2.3. Postprocesado 42
4.3. Desarrollo CFD 42
4.3.1. Geometría 43
4.3.2. Dominio 43
4.3.3. Mallado 43
5. Estudio del funcionamiento del eyector mediante CFD 52
5.1. Introducción 52
5.2. Geometría del eyector 53
5.3. Dominio de cálculo. Descripción de la malla 54
5.4. Condiciones de contorno 55
5.5. Arranque quasiestacionario del eyector 56
5.6. Estudio de malla 62
6. Análisis del flujo en el eyector 65
6.1. Introducción 65
6.2. Estudio paramétrico condiciones de funcionamiento del eyector 66
6.3. Optimización geométrica del eyector 79
6.3.1. Dimensiones características del eyector. Variación del Ratio de Arrastre 80
6.3.2. Optimización del caso con mejores prestaciones 92
6.3.3. Optimización para salida con alta presión 95
7. Conclusiones 98

8. Pliego de Condiciones 100
8.1. Condiciones del puesto de trabajo 100
8.1.1. Lugares de trabajo 101
8.2. Condiciones de los recursos informáticos 104
8.2.1. Hardware 104
8.2.2. Software 105
9. Presupuesto 106
9.1. Recursos empleados 106
9.2. Presupuestos 106
9.2.1. Presupuestos parciales 106
9.2.2. Presupuesto total 107
10. Bibliografía 108

ÍNDICE FIGURAS

Figura 1. Descripción Euleriana 16

Figura 2. Descripción Lagrangiana 16

Figura 3. Esfuerzos cortantes frente a ratio de cizalladura en fluidos newtonianos y no-newtonianos 17

Figura 4. Esfuerzos cortantes en un fluido 18

Figura 5. Transición Capa Límite 20

Figura 6. Esquema ciclo refrigeración por compresión 25

Figura 7. Esquema ciclo refrigeración por absorción 25

Figura 8. Esquema ciclo refrigeración de eyección 27

Figura 9. Esquema interno de un eyector 27

Figura 10. Modos de operación de un eyector subsónico con (a) presión primaria constante y (b) backpressure constante 30

Figura 11. Modos de operación de un eyector supersónico con (a) presión primaria constante y (b) backpressure constante 31

Figura 12. Regímenes del número de Mach 33

Figura 13. Comportamiento del flujo según el tipo de variación de sección 35

Figura 14. Condiciones del flujo en la tobera ante diferentes valores de presión 36

Figura 15. Onda de Choque Plana 38

Figura 16. Onda de Choque Oblicua 38

Figura 17. Onda de Expansión de Prandtl-Meyer 39

Figura 18. Vista bidimensional del dominio de cálculo 43

Figura 19. Monitorización progreso Residuales 51

Figura 20. Monitorización de la evolución del balance del gasto másico 51

Figura 21. Imagen bidimensional del eyector 53

Figura 22. Dominio de cálculo. Zonas malla estructurada 54

Figura 23. Definición de condiciones de contorno 55

Figura 24. Ejemplo de los valores de los Factores de Relajación durante el uso del método SIMPLE en la primera etapa de arranque 60

Figura 25. Ejemplo de los valores de los Factores de Relajación y del número de Courant durante el uso del método Coupled en la primera etapa de arranque 61

Figura 26. Evolución número de Mach en el eje en función del tamaño de la malla 63

Figura 27. Variación de los gastos másicos y del ratio de arrastre según el número de celdas de la malla 63

Figura 28. Variación porcentual de los gastos másicos y del ratio de arrastre según el número de celdas de la malla 64

Figura 29. Evolución Ratio de Arrastre de los 30 casos 71

Figura 30. Contornos de número de Mach con diferentes Ratio Principal 72-73

Figura 31. Contornos de presión con diferentes Ratio Principal 74-75

Figura 32. Contornos de temperatura con diferentes Ratio Principal 76-77

Figura 33. Contornos de Mach en la salida de la tobera para la modificación (a) y el caso base (b) 81

Figura 34. Contorno de velocidad axial negativa en la zona de succión 85

Figura 35. Contornos de Mach en las modificaciones de la longitud de la zona de mezcla.....85-86

Figura 36. Contornos de temperatura en las modificaciones de la longitud de la zona de mezcla 86-87

Figura 37. Dimensiones físicas del nuevo eyector 93

Figura 38. Contornos de presión, temperatura y número de Mach de la modificación del eyector 94-95

ÍNDICE TABLAS

Tabla 1. Dimensiones físicas del eyector 53

Tabla 2. Valores parámetros calidad de malla 55

Tabla 3. Definición de condiciones de contorno 56

Tabla 4. Constantes modelo de turbulencia SST k-ω 57

Tabla 5. Condiciones de contorno de Presión y Temperatura del caso 5 58

Tabla 6. Condiciones de contorno. Valores Ciclo Idealizado 66

Tabla7. Resultados de los cálculos del eyector mediante ANSY Fluent 67

Tabla 8. Resultados Ratio de Arrastre 70

Tabla 9. Dimensiones físicas del eyector 92

Tabla 10. Coste recursos humanos 106

Tabla 11. Coste recursos informáticos. Licencias de software 107

Tabla 12. Coste recursos informáticos. Ordenador portátil 107

Tabla 13. Coste Total del proyecto 107

1. Resumen

Con el objetivo de la realización del Trabajo Final de Grado, en el presente documento se expone el estudio realizado en la caracterización del flujo en un eyector integrado en un ciclo de refrigeración, realizando diferentes variaciones en las condiciones de contorno, tanto de presión como de temperatura.

El objetivo final del trabajo será estudiar la viabilidad del uso de un ciclo de eyección en un ciclo de refrigeración para el aprovechamiento de la energía térmica residual presente en los gases de escape de, por ejemplo, los automóviles. El estudio se basará en valorar las pérdidas de presiones producidas en el eyector durante la recompresión, la eficiencia del mezclado de las diferentes corrientes presentes en el mismo y los caudales másicos envueltos en el proceso de mezcla con el fin de poder estimar la potencia necesaria para mantener en funcionamiento el ciclo y su capacidad de refrigeración.

Mediante el uso de técnicas CFD se llevará a cabo el estudio paramétrico para evaluar las condiciones de funcionamiento bajo las que operaría el eyector, y así poder valorar su viabilidad en su integración en el ciclo, así como visualizar el posible beneficio que podría aportar su inclusión en la arquitectura de un automóvil.

A lo largo del documento se mostrarán los casos estudiados, así como sus resultados más representativos y conclusiones obtenidas. Con todo ello, se pretende poder alcanzar el conocimiento necesario para comprender ampliamente el funcionamiento de un eyector, además de sentar las bases para estudios más amplios y con mayor profundidad para la viabilidad de su uso en automóviles o en otros tipos de sistemas de refrigeración con diferentes propósitos.

2. Introducción

2.1. Introducción y objetivos

En el presente trabajo se llevará a cabo, como ya se ha introducido anteriormente, el estudio y caracterización del flujo en un eyector de un ciclo de eyección mediante herramientas de cálculo computacional fluidodinámico, o CFD *(Computational Fluid Dynamics)*. El estudio se centra en evaluar el comportamiento del flujo en el interior de eyector, analizando principalmente la evolución del campo de presiones y temperaturas en el mismo.

Un eyector, o también llamado inyector, es un elemento utilizado para bombear fluidos mediante el efecto Venturi, por el que un fluido a alta presión es acelerado y por tanto expandido en una tobera convergente-divergente generando una zona de baja presión. En esta zona es inyectado un fluido de baja presión que es succionado por la corriente principal provocando su posterior mezclado. Finalmente, la corriente resultante es decelerada y de esa forma se recupera parte de la presión invertida en la aceleración de la misma, debido a que parte de la recompresión se realiza mediante una onda de choque.

Ambas corrientes de fluido entrantes en el eyector provienen de dos partes de un ciclo de refrigeración bien diferenciadas: un generador y un evaporador, con los que se confieren las características particulares de cada corriente de fluido, además de la capacidad refrigerante y de recuperación de energía de los gases de escape del ciclo en su conjunto. En el caso que nos atañe, trataremos con un *"steam jet ejector"* (eyector de chorro de vapor) debido a que el fluido utilizado está en fase vapor en todo el recorrido por el eyector.

Para su estudio se pueden plantear diversas técnicas posibles como el uso de técnicas experimentales o el CFD.

El uso del CFD se ha incrementado notablemente en la última década con el progreso de los sistemas de cálculo. El CFD es una herramienta muy importante que combinada con datos experimentales puede llevar a un conocimiento muy amplio con un reducido coste de realización de los estudios. Su utilización permite además desarrollos más profundos y precisos de los modelos que se destinan al diseño y la optimización de los mismos elementos. Además, las técnicas CFD permiten facilitar la comprensión de las ecuaciones que gobiernan los comportamientos fluidodinámicos, hasta el momento inalcanzables para la ingeniería.

Dentro del desarrollo de un ciclo de eyección, y en particular el diseño de un eyector, existen diversas condiciones que limitan su comportamiento y viabilidad de uso, como por ejemplo el tamaño, las condiciones de contorno del flujo y el régimen de funcionamiento del propio eyector.

Los objetivos que se persiguen con la realización de este trabajo son:

- Estudiar el comportamiento del flujo interno de un eyector.
- Determinar los parámetros más importantes de la geometría de un eyector.
- Aplicar mejoras geométricas al eyector para mejorar las prestaciones de casos relevantes.

2.2. Metodología

La metodología seguida en el trabajo se puede estructurar de la forma siguiente:

En primer lugar se encuentra el estudio teórico (computacional). El primer paso del estudio será obtener un caso genérico del eyector cuyo funcionamiento sea estable, con el fin de ser utilizado como base para el desarrollo del estudio paramétrico. Posteriormente, se realizará el barrido del resto de condiciones con el fin de completar el estudio paramétrico a partir del caso de referencia usado como base o punto de apoyo.

El estudio se ha realizado mediante técnicas CFD. Para ello, se ha utilizado el software ANSYS 13.0, y en particular el programa Fluent incluido en el mismo. Este programa permite modelar el flujo, la turbulencia, los efectos de la transferencia de calor y reacciones presentes en la combustión. La ecuaciones desarrolladas en Fluent son del tipo RANS, las cuales permiten un menor tiempo de cálculo con el uso de la actual tecnología computacional.

Para modelar el eyector para su estudio en Fluent primero de todo se ha diseñado la geometría haciendo uso del modulo de Geometría incluido en ANSYS. Posteriormente, la malla se ha desarrollado con el fin de encontrar un compromiso entre precisión y tiempo de computación, con la clara limitación del tiempo de cálculo debido a la cantidad de casos a realizar durante el estudio paramétrico. Finalmente, se han desarrollado las simulaciones en Fluent para obtener las variables deseadas y poder obtener los resultados buscados.

A continuación, los resultados obtenidos se evaluarán y analizarán con respecto a su viabilidad en un ciclo de eyección instalado en un automóvil. Tras evaluar su funcionamiento, se procederá a realizar un estudio de geometrías por el que se intentará mejorar el resultado de algunos casos, así como introducir una serie de condiciones de diseño de un eyector.

3. Fundamentos

3.1. Nociones básicas

La mecánica de fluidos hace uso de las matemáticas para describir el comportamiento de los fluidos, tanto gases como líquidos. Para ello hace falta el uso de diversas hipótesis que sienten las bases del desarrollo matemático de las expresiones.

3.1.1. Hipótesis de medio continuo

La hipótesis de medio continuo es una hipótesis fundamental en toda la mecánica de medios continuos, así como en la mecánica de fluidos. Se considera que el fluido es continuo a lo largo de todo el espacio ocupado por el mismo. Con ello se considera que las propiedades del fluido son funciones continuas, despreciándose su estructura molecular y las eventuales discontinuidades presentes en él.

3.1.2. Descripción Lagrangiana y Euleriana del movimiento

Existen dos formas diferentes de modelar el movimiento fluido: el método lagrangiano, seguimiento de los volúmenes específicos de material fluido; y el método euleriano, observación de las propiedades en puntos fijos del espacio fluido.

La mecánica de fluidos se desarrolla mediante el método euleriano.

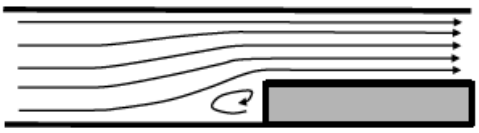


Figura 1. Descripción Euleriana

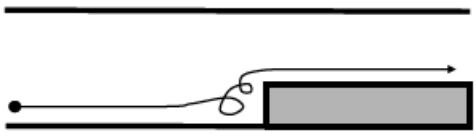


Figura 2. Descripción Lagrangiana

3.1.3. Fluidos Newtonianos y No-Newtonianos

Una porción elemental de un fluido en movimiento, ya sea líquido o gas, sufre fuerzas provenientes del fluido que lo rodea, entre las que se incluyen los esfuerzos mecánicos que causan la progresiva deformación del fluido. Estas se suelen aproximar mediante un tensor de esfuerzos cortantes, denotado por τ. Este esfuerzo cortante presente en el fluido se escala con el gradiente del campo de velocidades en el seno del fluido.

En función de cómo se escale los esfuerzos cortante con respecto al gradiente del campo de velocidades se pueden encontrar diversos comportamientos de los fluidos.

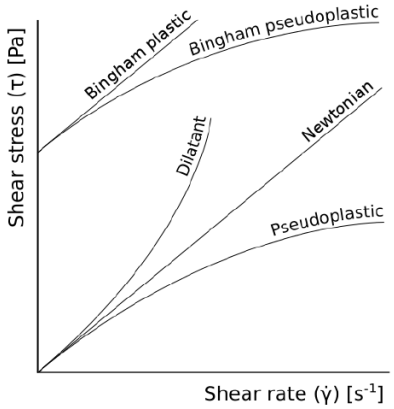


Figura 3. Esfuerzos cortantes frente a ratio de cizalladura en fluidos newtonianos y no-newtonianos

El comportamiento más sencillo lo presentan lo fluidos Newtonianos. Estos fluidos son aquellos cuyos esfuerzos cortantes son proporcionales al gradiente de velocidades. Dicha constante de proporcionalidad es la Viscosidad. Este comportamiento está presente en los gases, en la mayor parte de líquidos y disoluciones.

El resto de comportamientos se engloban bajo el nombre de fluidos No-Newtonianos, cuyo esfuerzo cortante ya no es proporcional al gradiente de velocidad.

Dentro de los fluidos No-Newtonianos podemos distinguir diferentes comportamientos:

- Algunos fluidos no fluyen hasta que se alcanza un esfuerzo mínimo, se denominan Plásticos de Bingham. Alcanzado este límite, el fluido se deforma linealmente. Por debajo de este valor, los fluidos se comportan como sólidos. Entre ellos podemos distinguir la pasta de dientes, algunos lubricantes, mantequilla...

- Los Fluidos Dilatantes presentan un comportamiento caracterizado por el aumento de la constante de proporcionalidad, viscosidad, con el aumento del esfuerzo cortante. Las suspensiones de azúcar en agua, suspensiones de almidón de maíz (maicena) o de arroz son Fluidos Dilatantes.

- Por otro lado, los Fluidos Pseudoplásticos presentan un comportamiento contrario al anteriormente descrito. En este caso, la viscosidad se caracteriza por disminuir con el aumento de la tensión de cizalladura. Esto provoca que el fluido "fluya más rápido" bajo condiciones de alto esfuerzo. La pintura de uñas, la nata montada, el kétchup, la sangre, la leche y la gelatina son algunos ejemplos.

3.1.4. Viscosidad

Como se ha introducido en el apartado anterior, la viscosidad es la constante de proporcionalidad entre el esfuerzo de cizalladura en un fluido y el gradiente del campo de velocidades en el seno del mismo. Así pues, la viscosidad se puede definir como la resistencia de un fluido a ser deformado. La viscosidad es un parámetro que depende en gran medida, en algunos casos, de la temperatura. En líquidos se puede encontrar que la viscosidad disminuye con la temperatura. Por el contrario, en los gases aumenta. La viscosidad se puede representar de dos formas posibles, mediante la viscosidad dinámica y la cinemática.

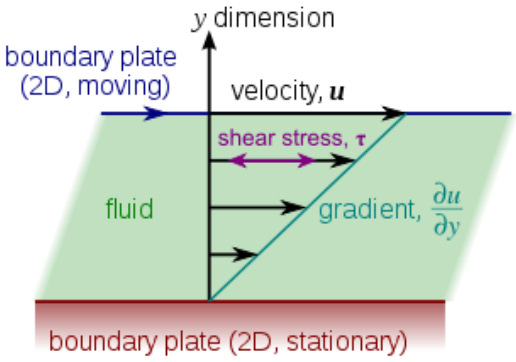


Figura 4. Esfuerzos cortantes en un fluido

3.1.5. Número de Reynolds y capa límite

Un fluido puede moverse de dos formas diferentes. La primera de ellas se caracteriza por ser un movimiento de fluido de forma lineal, generalmente a bajas velocidades. El segundo es un movimiento de flujo aleatorio, obtenido a velocidades mayores. Ambos regímenes se denominan Laminar y Turbulento, respectivamente.

A partir de los experimentos realizados en el flujo dentro de una tubería, Reynolds concluyó que las fuerzas de inercia del flujo son función de la densidad y del diámetro de la tubería. Por otro lado, las fuerzas viscosas (o la fricción) dependen de la viscosidad del medio.

Así, Reynolds definió un número adimensional que sirve para definir las características del flujo relacionando las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. Dicho número adimensional se denomina número de Reynolds y se denota mediante el nombre de Re.

El número de Reynolds Re se define como:

$$Re = \frac{\rho\, U\, L}{\mu}$$

donde ρ es la densidad del fluido, U la velocidad del flujo, L una longitud característica y μ la viscosidad del fluido.

En función del valor que tome Re se puede determinar en qué régimen del flujo se encuentra el problema. Si Re>2.000 se puede decir que nuestro problema es Laminar. En cambio, si Re>10.000, el flujo será Turbulento. Si Re se encuentra entre 2.000 y 10.000 no se puede afirmar a priori que el flujo sea Laminar o Turbulento, por lo que se suele afirmar que el flujo está en Transición.

Sin embargo, estos valores límites no son valores absolutos, ya que dependiendo de la tipología del problema que se esté considerando, pueden variar.

Pero no solo existe fricción dentro del propio fluido, sino también entre fluido y pared. Debido a que la pared en la mayoría de las veces está fija, la velocidad del fluido en ella será 0 por la hipótesis de no-deslizamiento, y a medida que nos alejemos de la pared el flujo irá recuperando el valor de velocidad que posee en el infinito. Este tramo de adaptación de la desde velocidad nula a velocidad no-perturbada se denomina capa límite.

De igual forma que en flujo libre, el flujo en la capa límite puede ser Laminar o Turbulento. En este caso, la transición se localiza en torno a Re=500.000.

La capa límite turbulenta posee una mayor disipación así como una mayor tasa de transmisión de cantidad de movimiento, por lo que es menos vulnerable a reflujo y desprendimiento que la capa límite laminar.

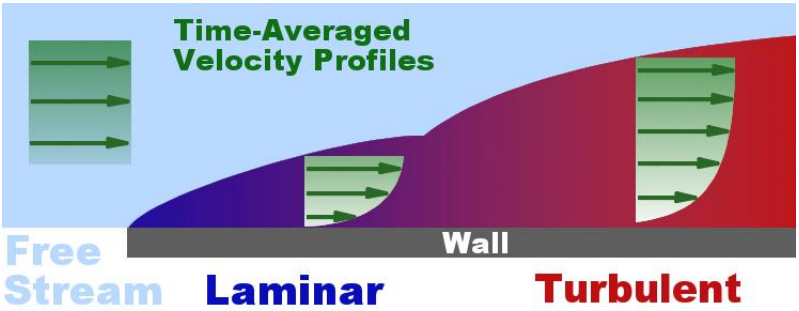


Figura 5. Transición Capa Límite

3.2. Ecuaciones Generales

Las ecuaciones que rigen la mecánica de fluidos se obtienen por la deducción de la ecuación de conservación de la mecánica y la termodinámica a un volumen fluido. Para su generalización se harán uso del Teorema de Reynolds y del Teorema de la divergencia o de Gauss.

Las tres ecuaciones fundamentales son: la ecuación de la conservación de masa, la ecuación de la conservación de la cantidad de movimiento y la ecuación de la conservación de la energía. Estas ecuaciones pueden escribirse en su forma integral o diferencial, en función de las características del problema. A las ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento se las conoce mediante el nombre de ecuaciones de Navier-Stokes.

No existe solución general para dichas ecuaciones, por lo que las soluciones que se obtienen de estas ecuaciones se consiguen mediante una serie de simplificaciones que faciliten la obtención de soluciones simplificadas. La complejidad que entrañan dicho conjunto de ecuaciones impide la obtención de soluciones analíticas, de ahí que se recurra a su solución numérica por ordenador (mecánica de fluidos computacional).

3.2.1. Ecuación de Conservación de la Masa o de la Continuidad

El principio de conservación de la masa se puede obtener del Teorema del transporte de Reynolds para un volumen control fijo que coincide con un volumen de control fluido que no cambia con el tiempo:

$$\frac{d}{dt}\int_{V_f(t)} \rho(\vec{x},t)\, dV = \frac{d}{dt}\int_{V_c} \rho(\vec{x},t)\, dV \; + \int_{S_c} \rho(x,t)(\vec{u}-\vec{u}_c)\, \vec{n}\; dS$$

Como el volumen fluido puede cambiar su forma pero la masa dentro de él se mantiene constante, la ecuación anterior puede reescribirse de la forma siguiente, obteniéndose la ecuación de continuidad en forma integral:

$$\frac{d}{dt}\int_{V_c} \rho(\vec{x},t)\, dV \; + \int_{S_c} \rho(x,t)(\vec{u}-\vec{u}_c)\, \vec{n}\; dS = 0$$

Si consideramos que la densidad puede ser diferenciable y la velocidad del volumen de control es nula, fijo al sistema de referencia, se obtiene:

$$\int_{V_c} \frac{d\rho}{dt}\, dV \; + \int_{S_c} \rho\, u\, n\, dS = 0$$

Si $\rho\, u$ es derivable dentro del volumen de control y sobre su superficie, con el Teorema de Gauss (de Stokes o de la divergencia) se puede escribir la ecuación anterior como:

$$\int_{V_c} \left(\frac{d\rho}{dt} + \nabla(\rho\, u)\, dV\right) = 0$$

Y como la integral es nula para cualquier volumen de control fijo al sistema de referencia:

$$\frac{d\rho}{dt} + \nabla(\rho\, u)\, dV = 0$$

Esta ecuación es la ecuación de continuidad en forma diferencial.

3.2.2. Ecuación de la Cantidad de Movimiento

Para un fluido newtoniano, los esfuerzos tangenciales generados por la viscosidad son linealmente proporcionales a los gradientes de velocidad generados en el fluido (ley de viscosidad de Newton). Estas ecuaciones son capaces de describir cualquier fenómeno presente en el seno de cualquier fluido newtoniano.

Si partimos de forma análoga al caso de la ecuación de continuidad con el Teorema de Reynolds para un volumen control fijo que coincide con un volumen de control fluido:

$$\frac{d}{dt}\int_{V_f(t)} \rho\vec{u}\, dV = \frac{d}{dt}\int_{V_c} \rho\vec{u}\, dV \; + \int_{S_c} \rho\vec{u}(\vec{u}-\vec{u}_c)\,\vec{n}\;\, dS$$

Por la Segunda Ley de Newton, la fuerza resultante en un volumen de control es igual al ratio de intercambio de su momento lineal en un sistema de referencia inercial, por lo que se puede reescribir el Teorema de Reynolds como:

$$\sum \overrightarrow{F_{V_f}} = \frac{d}{dt}\int_{V_c} \rho\vec{u}\, dV \; + \int_{S_c} \rho\vec{u}(\vec{u}-\vec{u}_c)\,\vec{n}\;\, dS$$

Donde las fuerzas que actúan sobre el volumen de control se definen como:

$$\sum \overrightarrow{F_{V_f}} = \int_{V} \rho\overrightarrow{f_m}\, dV \; + \int_{S} \tau\,\vec{n}\;\, dS$$

$\overrightarrow{f_m}$ se define como el total de las fuerzas que actúan sobre el volumen de control, como la gravedad o Coriolis.

Finalmente se puede reordenar todo obteniéndose la ecuación de la cantidad de movimiento en forma integral:

$$\int_{V} \rho\overrightarrow{f_m}\, dV \; + \int_{S} \tau\,\vec{n}\;\, dS \; = \frac{d}{dt}\int_{V_c} \rho\vec{u}\, dV \; + \int_{S_c} \rho\vec{u}(\vec{u}-\vec{u}_c)\,\vec{n}\;\, dS$$

Si consideramos a continuación que todas las funciones que encontramos en la forma integral de la ecuación satisfacen las hipótesis del Teorema de Gauss, con velocidad del sistema de referencia nula, se puede llegar a:

$$\int_{V} \left(\nabla\tau + \rho\overrightarrow{f_m} - \frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{u}) - \nabla(\rho\,\vec{u}\,\vec{u})\right) dV = 0$$

Como la integral es nula, el integrando debe ser idénticamente cero, por lo que se llega a la expresión de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en forma diferencial, conocida también como Ecuación de Cauchy:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{u}) + \nabla(\rho\,\vec{u}\,\vec{u}) \;= \nabla\tau + \;\rho\overrightarrow{f_m}$$

3.2.3. Ecuación de la Energía

El primer principio de la termodinámica permite relacionar el calor y el trabajo que son aportados a un sistema cerrado con el incremento de su energía interna.

El principio de conservación de la energía establece que la variación por unidad de tiempo de la energía total de un volumen fluido es igual al trabajo realizado por unidad de tiempo por las fuerzas exteriores actuantes sobre el volumen fluido más el calor recibido del exterior por el volumen fluido por unidad de tiempo.

La energía total por unidad de masa en un fluido se establece como la suma de la energía interna e y la energía cinética $\frac{1}{2}\,v^2$.

Para un volumen de control fijo y aplicando el teorema de Gauss se puede llegar a la expresión:

$$\rho\frac{D}{Dt}\left(e + \frac{1}{2}\,v^2\right) = \;\nabla(\tau v) + \;\rho\,f_m\,v - \nabla q + Q$$

3.3. Ciclo Termodinámico. Refrigeración

Un ciclo termodinámico es cualquier serie de procesos termodinámicos que tras el transcurso de todos ellos, el sistema regresa a su estado inicial, con lo que la variación de todas las magnitudes termodinámicas propias del sistema es nula.

Con un ciclo termodinámico se puede obtener o aportar trabajo en función del propósito que se persiga.

La obtención de trabajo a partir de dos fuentes térmicas con distinta temperatura se suele emplear para la producción de movimiento, como por ejemplo, en el caso de los motores de combustión interna alternativa (MCIA).

Por el lado contrario, se encuentran los ciclos termodinámicos inversos, con los que se busca mediante el aporte externo de trabajo la transferencia de calor desde un foco frío hacia un foco caliente, es decir, al revés de como sucedería de forma natural. Esta disposición en los sistemas es la que se puede encontrar en máquinas de Aire Acondicionado o en sistemas de Refrigeración.

Así pues, la Refrigeración consiste en un proceso cuyo objetivo primordial es el de bajar o mantener el nivel de calor de un cuerpo o espacio. Así pues, refrigerar se basa en un proceso termodinámico en el que se extrae calor de un cuerpo y se lleva a otro que sea capaz de admitir dicha energía térmica. Al conjunto de todos aquellos fluidos utilizados para transferir la energía térmica de un cuerpo a otro se les conoce como refrigerantes.

Entre los diferentes tipos de ciclos de Refrigeración que podemos encontrar en la tecnología se encuentran los siguientes:

- Refrigeración por Compresión

La refrigeración por compresión se basa en el cambio de estado de un fluido refrigerante de líquido-vapor o vapor-líquido. En estos ciclos se busca tener un líquido a baja presión y temperatura para ser capaz de evaporarlo. Para ello, el fluido toma el calor requerido para evaporarse de los alrededores, por lo que los enfría, obteniéndose el efecto refrigerador.

Entre los elementos requeridos podemos encontrar el evaporador, el compresor, el condensador y la válvula de expansión.

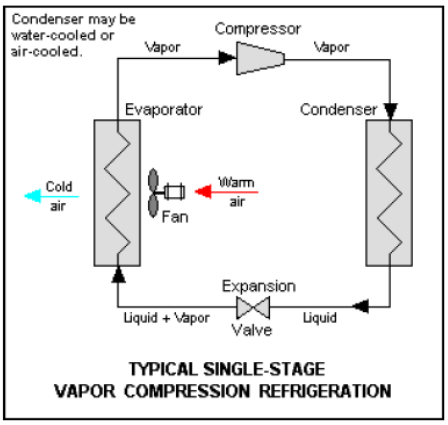


Figura 6. Esquema ciclo refrigeración por compresión

- Refrigeración por absorción

La refrigeración por absorción se basa de forma similar a la refrigeración por compresión. Su forma de refrigeración consiste, de forma análoga, en la absorción de energía térmica mediante la evaporación del refrigerante. Pero la diferencia con respecto al ciclo por compresión radica en que el ciclo se culmina no con un compresor sino con la absorción del calor del refrigerante mediante un absorbente.

En estos casos se suelen utilizar mezclas de sustancias en la que una de ellas actúa como refrigerante y la otra como absorbente. Las mezclas utilizadas más frecuentes son el Amoniaco-Agua y el Agua-Bromuro de Litio.

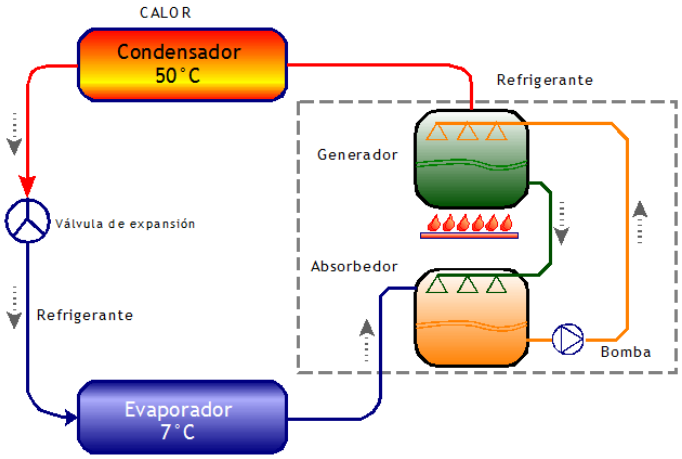


Figura 7. Esquema ciclo de refrigeración por absorción

- Otros ciclos de refrigeración

Otro métodos de refrigeración que podemos encontrar en la bibliografía, pero que todavía se encuentran en fase de experimentación, son el ciclo termoeléctrico, el ciclo magnético, la criogenia y el ciclo de eyección.

3.4. Ciclo Eyección. Uso en Refrigeración

Un ciclo de eyección trabaja de forma análoga a un ciclo termodinámico de refrigeración por compresión ya que el sistema se basa en la vaporización de un líquido a baja presión. Ahora, la función del compresor la realiza el propio eyector el cual sustituye además a la válvula de expansión en un ciclo de refrigeración convencional. Por tanto, un eyector cumple tanto la función de expandir el líquido refrigerante, como la de asegurar la circulación del refrigerante mediante su bombeo. A su vez, la recuperación de vapores en el sistema se realiza por efecto Venturi, creado por la expansión de un fluido "motor" en una tobera con altas velocidades a la salida de la misma. Y la compresión se realiza mediante el cambio de velocidad a presión en un difusor.

Por tanto un ciclo de eyección se basa en un ciclo tritérmico basado en la máquina de absorción, por lo que se puede introducir como parámetro que defina su rendimiento el COP, denominado como Coefficient of Performance o Coeficiente de Operatividad.

$$COP = \frac{T_e}{T_c - T_e} \cdot \frac{T_g - T_c}{T_g}$$

donde T_g es la temperatura en el generador; T_c, la temperatura en el condensador; y T_e, la temperatura en el evaporador.

El COP es un parámetro que mide el rendimiento de un ciclo y en el caso de los ciclos de eyección suele ser un punto en contra debido a su bajo valor con respecto a otros ciclos como el de compresión. En el caso de un eyector, la definición del COP anteriormente dispuesta marca el valor máximo que puede alcanzar, por lo que para averiguar con mayor precisión el valor particular del COP en unas condiciones particulares se debe realizar el análisis completo de las potencias del ciclo. Pero no solo el COP limita su uso por prestaciones, sino también su comportamiento fuera del punto de diseño, el cual suele caer significativamente con respecto al de diseño.

3.4.1. Descripción básica del ciclo

La inclusión de un eyector en un ciclo convencional por compresión introduce diversos beneficios en el COP. Entre ellos destaca la posibilidad de recuperar energía, en un principio no aprovechada, para reintroducirla en el ciclo; la reducción del ratio de compresión en el compresor, y por tanto reducción de potencia consumida en dicho elemento debido al aumento de presión en su entrada gracias al difusor del eyector; y la reducción de pérdidas en el evaporador debido a la fase líquida del refrigerante.

La estructura general de un ciclo de eyección es la que se muestra a continuación:

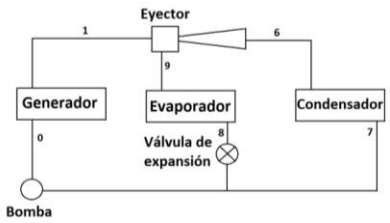


Figura 8. Esquema ciclo refrigeración de eyección

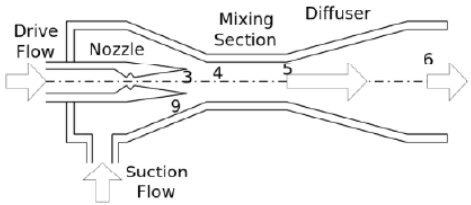


Figura 9. Esquema interno de un eyector

Los procesos que componen un ciclo de eyección son los siguientes:

La Admisión en el eyector, que corresponde a la estación 1, se produce mediante un flujo de vapor "motriz" a alta presión y temperatura proveniente del generador y de la bomba o compresor. Este flujo se acelera y expande en la tobera del eyector hasta llegar a la estación 3 alcanzando una velocidad supersónica. En esta zona, el flujo a la salida de la tobera succiona el flujo proveniente del evaporador desde las estaciones 8 y 9 del ciclo.

Desde la estación 3 hasta la 5 se localiza la zona de la Mezcla. En esta parte, las dos corrientes del flujo provenientes del evaporador y de la tobera se mezclan.

Posteriormente se localiza la zona del Difusor en el eyector. Aquí la corriente mezclada reducirá su velocidad a cambio de recuperar parte de su presión. Pero antes de llegar al Difusor, se produce una zona de Compresión al final de la sección de Mezcla donde ocurre una onda de choque, comprimiendo de forma irreversible el flujo y provocando su paso de régimen supersónico a subsónico. Así pues, la morfología del Difusor final será la de un conducto en el que aumenta la sección, en definitiva un difusor subsónico.

A la salida del eyector en la estación 6 tenemos un flujo de temperatura y presión medias comparadas con las altas y las bajas procedentes respectivamente del condensador y evaporador. En esta parte se localiza un condensador y un acumulador que separará las fases líquida y gas del fluido refrigerante. La fase líquida se dirigirá al evaporador previo paso por una válvula de expansión cerrando la parte del ciclo del evaporador. Y la fase gas será bombeada al generador tras pasar por un compresor.

Pero como todo proceso termodinámico real, existen desviaciones en su comportamiento con respecto al ideal. Las principales son que tanto la expansión como la compresión en la tobera y el difusor no son procesos isentrópicos, por lo que resultarán en una de las causas de pérdidas en el eyector. Además, parte de la "recompresión" que se da lugar en el eyector se produce mediante la aparición de una onda de choque, por lo que el proceso de compresión global no será reversible introduciendo así pérdidas en el funcionamiento del elemento.

Un eyector posee tres características sobre las que se puede realizar una clasificación en función de las condiciones de operación que determinen. La posición de la tobera de la corriente de flujo principal en la zona de Mezcla (CPM) o en la zona de Sección Constante (CAM) determina el primer parámetro clasificador. Los eyectores CPM son los más ampliamente utilizados debido a su posibilidad de ser utilizados con grandes contrapresiones a la salida. Por otro lado, los CAM son capaces de aportar tasas de caudal másico mayores.

Otro parámetro clasificador es el propio diseño de la tobera, si bien se ha descrito anteriormente el comportamiento de un eyector con tobera supersónica, cabe la posibilidad de utilizar una tobera subsónica, limitando su funcionamiento hasta las condiciones críticas. De esa forma, se pueden diferenciar entre eyectores subsónicos y supersónicos. Y por último, el número de fases presentes en el interior del eyector también representa otro parámetro clasificador. El fluido que entra y sale del eyector puede estar en fase vapor, líquida o una combinación de ambas.

3.4.2. Fluidos de trabajo

Los fluidos de trabajo utilizados en un ciclo de eyección han tenido como principio de operación la maximización del comportamiento del ciclo, pero más recientemente diversos factores como la seguridad o los costes, han inclinado la balanza hacia la búsqueda de un compromiso entre comportamiento e impacto medioambiental.

Estos fluidos pueden ser clasificados según su composición química. Podemos encontrar el grupo de los Halocarbonos (clorofluorocarbonos (CFC), hidroclorofluorocarbonos (HCFC), hidrocarburos (HC)...), los Compuestos Orgánicos basados en hidrógeno y carbono (R290, R600, R600a...) y otros refrigerantes como el agua R718b, el amoniaco R717 y el dióxido de carbono R744.

La versatilidad de los ciclos de eyección ha permitido el uso de agua como fluido refrigerante (R718b) debido a que presenta numerosas ventajas como su alto calor de vaporización, su bajo coste y su mínimo impacto ambiental. Sin embargo, la limitación de su punto de congelación a 0ºC hace que su uso se limite a elementos experimentales y no a ciclos reales.

El uso de halocarbonos permite rangos de utilización por debajo de 0ºC además de proporcionar COP aceptables. Pero muchos halocarbonos tienen grandes impactos medioambientales y muchos de ellos han sido prohibidos por el Protocolo de Montreal.

Los hidrocarburos son otra opción, junto a los halocarbonos con bajo impacto medioambiental, que introducen nuevas perspectivas de uso aunque, la alta inflamabilidad de los HC hace necesario el uso de mezclas de HC con HFC.

El amoniaco debido a su bajo coste, gran rendimiento, bajo impacto medioambiental y buenas propiedades termodinámicas permite su utilización en este tipo de ciclos pero solo a escala industrial debido a su toxicidad lo que impide su aplicación en elementos domésticos.

3.4.3. Condiciones de Operación

La condiciones de presión a las entradas y la salida del eyector son parámetros muy importantes en la determinación del punto de operación del eyector. Fundamentalmente, es la forma de la tobera la que afecta a dicho punto de operación. Como ya se ha mencionado con anterioridad, la tobera del eyector puede ser tanto subsónica como supersónica, con una geometría convergente o convergente-divergente, respectivamente. La elección de un tipo u otro de geometría vendrá definido por las especificaciones y usos finales de la aplicación del eyector.

Los eyectores subsónicos no están diseñados para producir una gran compresión final en el fluido, pero por otro lado producen pocas pérdidas de presión. En la industria de la energía pueden ser empleados en plantas para gases de escape, plantas de energía de ciclo químico de combustión (PEMFC) y sistemas de refrigeración por eyección de CO_2 transcrítico. En cambio, los eyectores supersónicos son usados cuando existe la necesidad de generar un gran salto de presiones. La razón es que en régimen supersónico el flujo principal puede succionar una gran cantidad de gasto másico debido a la zona de baja presión que se genera a la salida de la tobera y la gran transferencia de momento entre las corrientes. Sus principales aplicaciones se sitúan en ciclos de recirculación de pilas de combustible, eyectores de ciclos Rankine orgánicos y sistemas de refrigeración por eyección (ERS).

Independientemente de que el eyector sea subsónico o supersónico, éste puede funcionar en tres regímenes distintos: crítico, subcrítico y *backflow* (reflujo o flujo adverso).

En el caso de un eyector subsónico, el modo crítico sucede cuando el flujo principal está bloqueado (condiciones críticas en garganta tobera y gasto másico máximo) y el gasto másico del flujo secundario posee una dependencia lineal con la presión. En modo subcrítico, la tobera ya no está bloqueada y además el gasto másico del flujo secundario posee una gran dependencia con la presión a la salida (*backpressure* o contrapresión). El tercer modo de backflow sucede cuando hay flujo reflujo en el flujo secundario, causando una disfunción en el comportamiento del eyector.

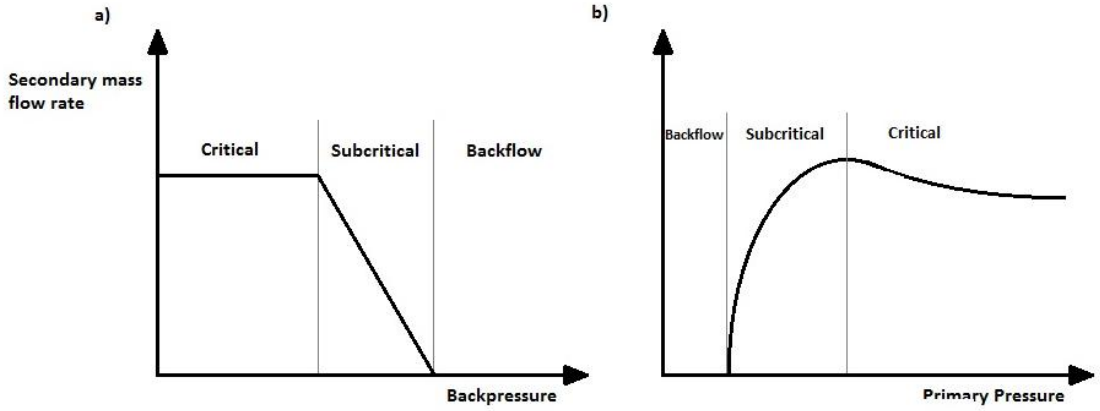


Figura 10. Modos de operación de un eyector subsónico con (a) presión primaria constante y (b) backpressure constante

En el caso de un eyector supersónico los tres modos de operación son los mismos pero con ligeras diferencias. En el modo crítico, el ratio entre el gasto másico del flujo secundario partido el primario (denominado *entrainment ratio* o ratio de arrastre) se mantiene constante debido a la condición de bloqueo de las dos corrientes. Esta situación se la conoce como *double-chocking* (bloqueo doble). Por otro lado en el modo subcrítico, el flujo primario es el único que está bloqueado, por lo que el ratio de arrastre presenta un comportamiento lineal con la contrapresión. Por último, el modo backflow es un modo no deseado con disfunción del eyector, en el que se genera flujo reverso en la corriente secundaria.

El fenómeno del bloqueo de la corriente secundaria es importante debido al hecho de que en dichas condiciones se limita el valor máximo del gasto másico que circula por un eyector dado, limitando de esta forma la capacidad refrigerante y el COP del sistema, ya que en estas condiciones su valor se mantiene constante. Las ondas de expansión de la corriente del flujo primario a la salida de la tobera generan un estrechamiento del paso de la corriente secundaria, provocando que se alcancen condiciones sónicas y el bloqueo. Esto provoca que la contrapresión a la salida no tenga efecto sobre el valor del gasto másico. Por otro lado, en modo subcrítico la contrapresión sí ejerce un efecto notable. Al aumentar su valor, la onda de choque plana se desplaza por la cámara de mezcla aguas arriba, interactuando con el propio proceso de mezcla. Si se sigue aumentado dicho valor de presión, la onda de choque penetrará en la zona de succión provocando la condición de backflow o flujo reverso del primario hacia el secundario.

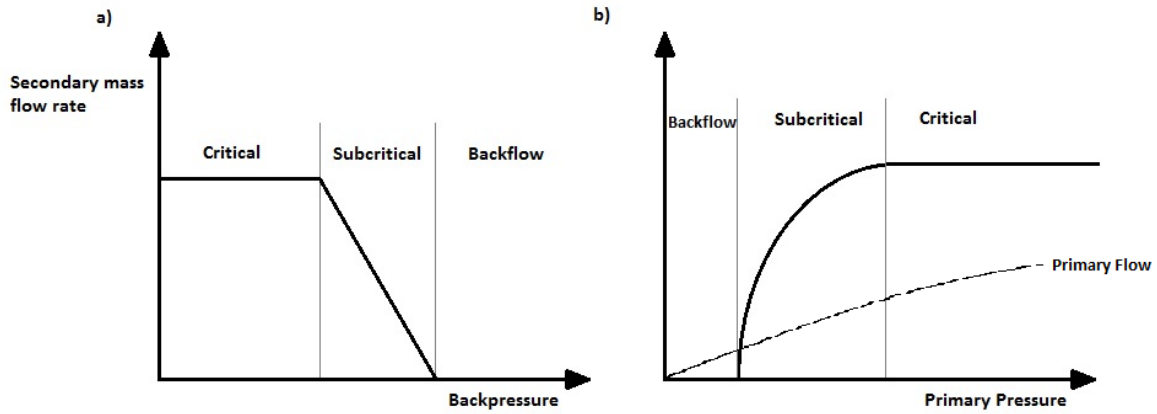


Figura 11. Modos de operación de un eyector supersónico (a) presión primaria constante y (b) backpressure constante

3.5. Flujo Compresible

En mecánica de fluidos, un flujo se clasifica en compresible o incompresible dependiendo de la variación de la densidad del fluido en ese flujo. Se dice que un flujo es incompresible si la densidad del fluido permanece aproximadamente constante a lo largo de todo el flujo. Por contra, si el fluido experimenta cambios significativos en su densidad se dice que el flujo es compresible.

Los cambios en un flujo en esta característica sucede para flujos con velocidades altas. Para analizar la compresibilidad de un flujo, a menudo se suele expresar en términos del número de Mach, *Ma*.

3.5.1. Número de Mach

El número de Mach, denotado por *Ma,* es un número adimensional que relaciona la velocidad del flujo en un medio, v, y la velocidad del sonido de dicho medio, c.

$$Ma = \frac{v}{c}$$

La velocidad del sonido se define como la velocidad de propagación de las ondas sonoras en un medio. La velocidad del sonido en el aire a temperatura ambiente es de aproximadamente 340m/s. Como ejemplo de velocidades del sonido en otros medios tenemos que en el agua es de aproximadamente 1500m/s; en la madera, 3700m/s y en el acero, 6100m/s.

El número de Mach por lo general se suele utilizar para determinar la velocidad de forma adimensional y poder así compararla, debido a los cambios de la velocidad del sonido con la altitud en la atmósfera. También puede dar información sobre la compresibilidad de un flujo en movimiento, así como determinar el régimen en el que se encuentra el flujo.

Los regímenes de un flujo en función del número de Mach se definen de la manera siguiente: si $Ma<1$, se dice que el flujo es Subsónico; si $Ma>1$, el flujo será Supersónico. Si nos encontramos en una situación de $Ma=1$, se dice que el flujo es Sónico.

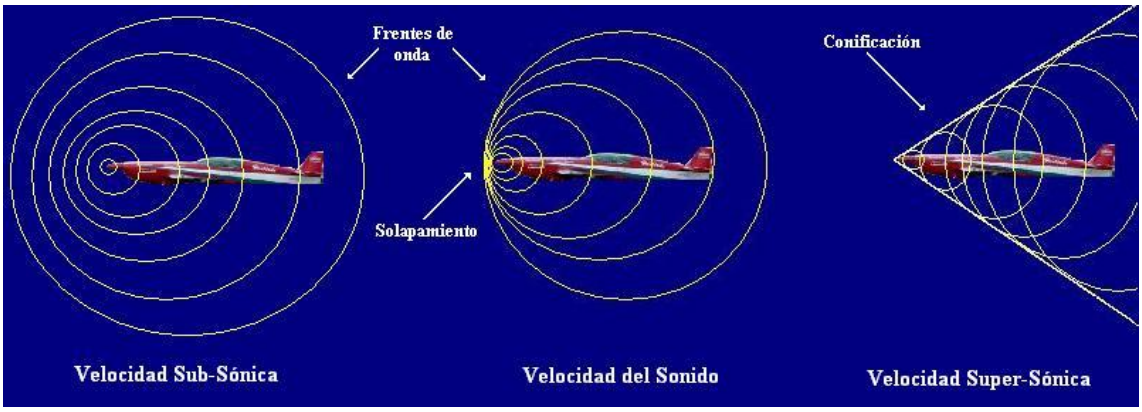


Figura 12. Regímenes del número de Mach

Aparte de la clasificación anterior, existen otras divisiones más específicas de los regímenes del flujo que aportan mayor información sobre comportamiento del flujo.

Si $Ma<0.3$ se dice que el flujo es Incompresible debido a que las variaciones de la densidad provocadas por los cambios de presión pueden ser despreciables. A pesar de que un gas sea compresible, la densidad puede considerare constante en todo el fluido.

Si $Ma>0.3$, pero no excede 1, se dice que el flujo es Subsónico.

Si estamos en la franja de Mach entre 0.8 y 1.2, se suele decir que el flujo es Transónico. En este régimen empiezan a aparecer ondas de choque que separan las regiones subsónicas de la supersónicas. Es una zona difícil de tratar debido a la dificultad de distinguir los términos viscosos y no viscosos del flujo.

Para valores de Ma entre 1.2 y 5, el flujo se dice que es Supersónico. La aparición de ondas de choque es normal, pero ya no suele haber zonas subsónicas.

Finalmente, si $Ma>5$, nos encontramos en una región Hipersónica. Las altas velocidades generan un enorme calentamiento de las capas cercanas a la frontera de flujo, provocando disociaciones moleculares y otros fenómenos químicos.

3.5.2. Flujo isentrópico

En termodinámica, un proceso isentrópico, a veces llamado isoentrópico, es aquel en el que la entropía del fluido permanece constante.

Por la Segunda Ley de la Termodinámica, se puede definir lo siguiente:

$$\delta Q \leq T\, dS$$

Según la expresión anterior, un proceso será isentrópico si es adiabático y reversible. Si no fuera reversible, la entropía aumentaría provocando un aumento del calor del sistema y la necesidad de eliminarlo mediante refrigeración.

Así pues, un proceso isentrópico se suele conseguir si éste es adiabático, es decir, no hay transmisión de calor. Esto implica que no se añada calor al flujo ni que haya transformaciones de energía debidas a la fricción o a efectos disipativos. En cambio, en un flujo isentrópico sí que puede haber intercambio de energía, pero siempre y cuando no sea en forma de calor.

3.5.2.1. Relaciones Isentrópicas

En la mecánica de fluidos se suelen diferenciar las condiciones de parada y estáticas cuando está envuelta la velocidad en términos no despreciables. Las condiciones de parada (o totales) representan la cantidad total de energía de un fluido cuando éste es capaz de ser frenado totalmente hasta velocidad nula de forma isentrópica. Mientras que las estáticas representan las propiedades termodinámicas del propio fluido.

El paso de unas condiciones a otras se realiza mediante un proceso isentrópico que permitiría frenar el fluido desde unas condiciones de velocidad dadas hasta velocidad nula, sin intercambio de calor. Así pues, es normal encontrar las condiciones de parada y estáticas relacionadas mediante el número de Mach de la forma siguiente, ejemplificando con la temperatura y la presión:

$$\frac{T_o}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2}\, Ma^2$$

$$\frac{p_o}{p} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2}\, Ma^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

3.5.2.2. Efecto de la Variación del Área

Si consideramos un conducto cuya sección transversal varía suavemente y la capa límite del flujo despreciable, el flujo se puede suponer unidimensional. Si además asumimos flujo estacionario, sin variación de la energía potencial e isentrópico, se pueden definir las relaciones siguientes entre el área y su variación, la presión y la velocidad.

$$\frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho u^2}(1 - Ma^2)$$

$$\frac{dA}{A} = -\frac{du}{u}(1 - Ma^2)$$

Analizando las expresiones anteriores, podemos concluir los comportamientos mostrados en la figura siguiente en función del tipo de variación de sección y el régimen del flujo, considerando que una tobera es un elemento que acelera y expande el flujo y un difusor es un elemento que frena y comprime el flujo.

GEOMETRÍA	SUBSÓNICO Ma<1	SUPERSÓNICO Ma>1
u dA/dx>0	du/dx<0 dp/dx>0 difusor subsónico	du/dx>0 dp/dx<0 tobera supersónica
u dA/dx<0	du/dx>0 dp/dx<0 tobera subsónica	du/dx<0 dp/dx>0 difusor supersónica

Figura 13. Comportamiento del flujo según el tipo de variación de sección

3.5.2.3. Funcionamiento de una Tobera Convergente-Divergente

Una tobera es un elemento de sección transversal variable cuya función es la de acelerar y expandir el flujo. Si queremos acelerar el flujo en condiciones subsónicas, deberemos implementar una sección convergente, mientras que si queremos acelerar un flujo supersónico, la sección deberá ser divergente. Si lo que se requiere es acelerar un flujo desde condiciones subsónicas hasta velocidades supersónicas, la tobera deberá integrar ambos tipos de secciones, resultando en una tobera de sección convergente-divergente.

En función de las condiciones de presión a la entrada y a la salida de la tobera, el punto de funcionamiento del dispositivo variará:

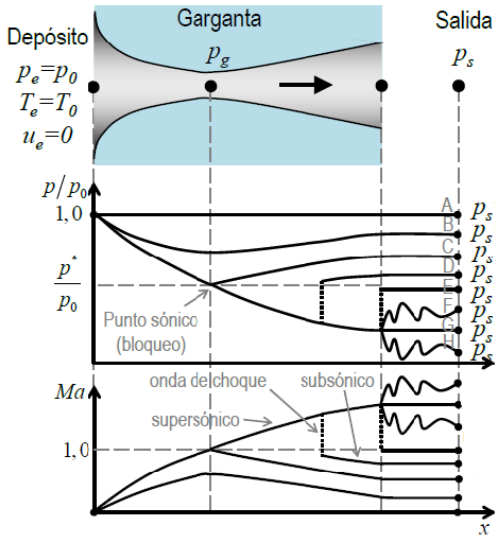


Figura 14. Condiciones del flujo en la tobera ante diferentes valores de presión

- Curva A: no hay gasto másico por lo que no existen cambio de presión.
- Curva B: aumenta el gasto, pero no se llegan a condiciones críticas (sónicas) en la garganta. El flujo siempre es subsónico.
- Curva C: en la garganta se llega a condiciones críticas (Ma=1). El gasto llega a su máximo. Ambas partes de la tobera siguen siendo subsónicas.
- Curva D: el gasto se mantiene constante ya que se ha llegado a su valor máximo posible. El tramo convergente se mantiene igual. En la primera parte del tramo divergente se llegan a condiciones supersónicas (Ma>1), pero como la presión a la salida es demasiado alta se produce una onda de choque que devuelve el flujo a subsónico. Conforme disminuya la presión a la salida, la onda de choque se irá desplazando hacia la salida.
- Curva E: la onda de choque se ha desplazado por el tramo divergente y ha llegado justo a la salida. Todo el divergente es supersónico pero el chorro a la salida es subsónico.
- Curva F: la onda de choque sale fuera de la tobera y se convierte en una serie de ondas de choque oblicuas que aumentan la presión del chorro hasta la de la salida. El flujo en el tramo convergente es subsónico y en el divergente es supersónico. El chorro a la salida es supersónico. En estas condiciones se dice que el flujo está Sobreexpandido.

- Curva G: la tobera está en condiciones de diseño, es decir, la presión a la salida del tramo divergente es la misma que en el exterior. Chorro completamente supersónico sin ondas de choque.
- Curva H: aparecen ondas de expansión que disminuyen la presión del flujo hasta las condiciones de presión a la salida. El chorro es supersónico y se dice que está Subexpandido.

3.5.3. Ondas de Choque

En flujo supersónico, las perturbaciones de presión no pueden viajar aguas arriba del flujo, debido a que éste va a mayor velocidad que la de las perturbaciones, que en definitiva, es la del sonido. Por esta razón, la adaptación del flujo supersónico a las condiciones aguas abajo, solo se pueden producir de una forma brusca mediante una onda de choque.

El proceso que sucede a través de una onda de choque es muy irreversible, por lo que no se puede aproximar a un proceso isentrópico. Además supone la mayor causa de pérdidas en sistemas con estos fenómenos presentes.

3.5.3.1. Ondas de Choque Planas

Las ondas de choque planas o normales son aquellas que tienen lugar en el plano perpendicular a la dirección de avance del flujo. Son extremadamente delgadas (del orden de 10^{-7}m) por lo que se puede asumir la hipótesis de sección constante.

Son procesos muy irreversibles con un gran aumento de entropía, equivalentes a discontinuidades en el flujo. Debido a su enorme fuerza generan grandes gradientes, tanto de temperatura como de presión, en la dirección del flujo. Como el espesor es muy pequeño los gradientes son muy elevados, representando una alta velocidad de transmisión de calor.

Un flujo supersónico que tenga una onda de choque plana siempre bajará a velocidades subsónicas. Además, la fuerza de una onda de choque plana es directamente proporcional a su velocidad. Es decir, cuanto mayor sea el *Ma* supersónico a la entrada, menor será el *Ma* subsónico a la salida.

3.5.3.2. Onda de Choque Oblicua

Las ondas de choque oblicuas son ondas de compresión, al igual que las ondas de choque planas, pero suceden ante la presencia de un obstáculo en forma de rampa que fuerza al flujo supersónico a desviarse mediante la aparición de una onda de choque oblicua. De forma análoga a una onda plana, la velocidad disminuye y la presión aumenta, pero de manera menos acusada que en una onda plana.

En la naturaleza existen dos tipos de ondas de choque oblicuas: unas débiles y otras fuertes. Las primeras son las que aparecen en la naturaleza de forma natural y las segundas no, ya que son más inestables.

A diferencia de las ondas de choque planas, una onda de choque oblicua débil no convierte el flujo supersónico en subsónico. El flujo supersónico que se ve afectado por ellas verá su velocidad reducida, pero seguirá siendo en régimen supersónico. Esto no sucede en las ondas de choque oblicuas fuertes, ya que al igual que las planas reducen la velocidad del flujo de supersónico a subsónico.

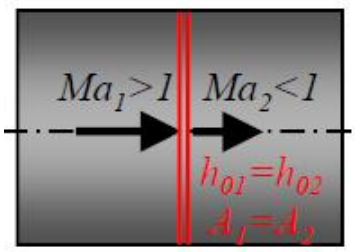


Figura 15. Onda de Choque Plana

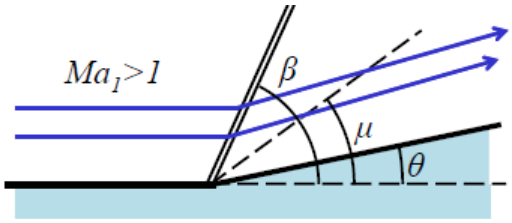


Figura 16. Onda de Choque Oblicua

3.5.3.3. Ondas de Expansión de Prandtl-Meyer

Otro tipo de ondas que no son de compresión, sino de expansión, son las Ondas de Expansión de Prandtl-Meyer. Cuando un flujo supersónico gira en torno a una superficie convexa, el flujo se adapta a dicho obstáculo acelerándose mediante ondas de expansión. Exactamente, una onda de expansión de Prandtl-Meyer es una colección de infinitas ondas de Mach que divergen desde la esquina de la superficie convexa. Cada onda de Mach gira el flujo gradualmente en pequeños pasos. Con cada onda de Mach, el flujo aumenta su velocidad y por tanto su *Ma*, a cambio de reducir sus condiciones de presión, temperatura y densidad.

Como en este caso se trata de un proceso isentrópico, las propiedades de parada se mantienen constantes a lo largo del abanico de ondas.

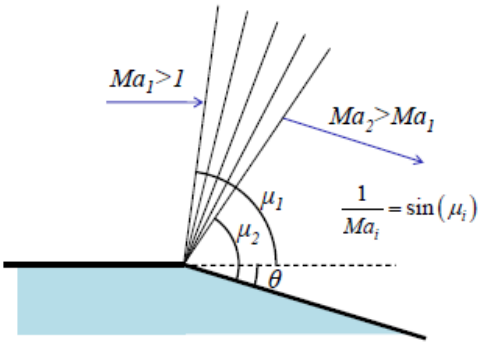


Figura 17. Ondas de Expansión de Prandtl-Meyer

4. Modelado CFD

A continuación, en el presente capítulo, se realizará una breve introducción al concepto de las técnicas CFD en la realización de proyectos relacionados con la mecánica de fluidos. Además, se tratarán los pasos que envuelven todo proyecto realizado mediante técnicas CFD, así como las diferentes configuraciones existentes a la hora de realizar un proyecto con esta herramienta.

4.1. Introducción al CFD

La Dinámica de Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* o CFD) es una rama de la mecánica de fluidos que se encarga de estudiar problemas de flujo mediante la utilización de métodos numéricos o algoritmos. El uso de los ordenadores permite la realización de millones de cálculos, requeridos en el estudio de la interacción de los fluidos con superficies o geometrías complejas proyectadas en la ingeniería. A pesar del uso de ecuaciones muy simplificadas y de ordenadores de alto rendimiento, los resultados obtenidos en muchos casos son aproximados. Este tipo de herramienta consiste en discretizar una región del espacio, generando lo que se conoce como malla, dividiendo una región del espacio en pequeños volúmenes. El método numérico se encarga de resolver las ecuaciones simplificadas en cada uno de los pequeños volúmenes de control de forma iterativa, hasta que el residuo sea lo suficientemente pequeño como para dar por válidos los resultados.

Entre los métodos más extendidos, podemos encontrar el método de los paneles, utilizado en el cálculo aerodinámico. Este método permite calcular condiciones de flujo ideal en geometrías relativamente complejas, tanto en régimen subsónico como supersónico. A pesar de su simplicidad, el método de los paneles no es capaz de resolver flujos no lineales en los que la viscosidad del fluido no puede ser despreciada en los cálculos.

Por ello, si se quiere estudiar flujos con altos números de Reynolds, es necesario estimar la importancia de la turbulencia, descomponiendo las variables en sus medias temporales y fluctuaciones. Los métodos RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) resuelven las ecuaciones de esta forma, introduciendo la necesidad del uso de un modelo de turbulencia.

De forma paralela al método RANS, podemos encontrar la simulación LES (*Large Eddie Simulation*), cuyo desarrollo depende enormemente del desarrollo computacional, ya que consiste en resolver las escalas más grandes de la turbulencia, mientras que las más pequeñas se eliminan mediante operaciones de filtrado y se añade posteriormente su efecto mediante modelos.

Por último, se puede encontrar la técnica DNS (*Direct Numeric Simulation*), la cual resuelve todas las escalas de la turbulencia. Su aplicación está lejos de la actualidad debido a su gran coste computacional.

4.2. Fases cálculo CFD

Todo cálculo CFD consta de tres etapas: preprocesado, cálculo y postprocesado. Teniendo en cuenta los recursos disponibles se ha optado por hacer uso del programa ANSYS v13, el cual incluye los módulos utilizados de:

- ANSYS Design Modeler, para la definición de la geometría.
- ANSYS Meshing, para el mallado de la geometría.
- ANSYS Fluent, para el cálculo y posterior postprocesado de los resultados.

4.2.1. Preprocesado

La primera etapa es la del Preprocesado. Su principal finalidad es la de definir las condiciones de nuestro problema a estudiar para que el programa CFD sea capaz de resolverlo, así como de proporcionar unos resultados adecuados.

Entre las diferentes tareas a realizar por el usuario está:

- Definir la geometría a estudiar, así como la región de cálculo.
- Generar la malla, dividiendo la región de estudio en pequeñas porciones llamadas celdas.
- Determinar qué fenómenos físicos o químicos van a ser modelados.
- Definir el fluido de estudio.
- Definir las condiciones de contorno del problema real.
- Definir unas condiciones iniciales a nuestro problema.

4.2.2. Cálculo

La parte de Cálculo es la parte fundamental de todo método numérico, ya que en ella se desarrolla el proceso de resolución de las ecuaciones de nuestro problema. Dependiendo del método del programa utilizado para resolver las ecuaciones, nos podemos encontrar con: diferencias finitas, elementos finitos, métodos espectrales y volúmenes finitos. El programa a utilizar en este trabajo, ANSYS Fluent, resuelve las ecuaciones mediante el método de volúmenes finitos.

4.2.3. Postprocesado

Una vez realizados los cálculos, hay que visualizar y analizar los resultados obtenidos. Los códigos CFD incorporan actualmente herramientas muy interesantes a la hora de analizar los resultados, con múltiples opciones. Entre las distintas opciones que se pueden encontrar, están la visualización en 2D o 3D, con vectores, con trayectoria de partículas, con mapas de contorno...

Igual de importante es la correcta realización de los cálculos, como el correcto postprocesado de los mismos, ya que la principal misión de las herramientas CFD es el estudio de fenómenos reales, y para ello es necesario un buen postprocesado para la obtención de conclusiones lo más ajustadas posibles a la realidad.

4.3. Desarrollo CFD

Dentro de cada fase, con la que se desarrolla un cálculo CFD, existen una serie de tareas que se realizan de una manera ordenada. Estas tareas tienen que ver con la Geometría, el Dominio, el Mallado y la Configuración. La primera de ellas tiene que ver con el tamaño físico de nuestro elemento tangible a estudiar, mientras que la segunda trata de todo el dominio de cálculo de nuestro problema. Ambas tareas pueden determinar en algunos casos la misma geometría o no. En cálculos externos, como podría ser el flujo alrededor de un perfil, la Geometría y el Dominio no son los mismos, mientras que para flujos internos de tuberías, la Geometría y el Dominio coinciden.

4.3.1. Geometría

El programa utilizado para la generación de la geometría es ANSYS Design Modeler, el cual forma parte de ANSYS Workbench. ANSYS Design Modeler permite la generación de geometrías bidimensionales y tridimensionales, las cuales puede ser generada mediante las herramientas de este programa, o bien ser importadas desde otros programas de CAD (*Computer Aided Design*). Para la realización de geometrías sencillas, este módulo es más que suficiente, mientras que para la realización de geometrías más complejas habría que hacer uso de programas CAD como CATIA.

4.3.2. Dominio

El dominio de cálculo es el área o volumen que rodea la geometría y sobre la que se realizarán los cálculos en la fase de Cálculo.

La forma y tamaño de los dominios de cálculo pueden ser muy variados, en función del problema, desde contornos ovalados, en estudio de perfiles o de toberas de motores cohetes, a dominios simplificados, como el caso de flujos internos como un eyector.

Figura 18. Vista bidimensional del dominio de cálculo

4.3.3. Mallado

La generación de la malla se realiza durante la etapa de Preprocesado. Con el código utilizado se ha hecho uso del módulo de ANSYS Meshing.

4.3.3.1. Tipos de elementos

Los elementos o celdas son las porciones en las que se subdivide la malla, y pueden adoptar diferentes formas geométricas con características diferentes. En función de si se trata de un problema bidimensional o tridimensional, existen distintas geometrías de celdas que aportan diferentes ventajas o desventajas.

Entre los principales elementos bidimensionales que se pueden encontrar están los Cuadrados y los Triángulos. Los primeros destacan por su sencillez y facilidad de manejo, pero son difíciles de usar con cantos abruptos o irregulares. Los segundos son más adecuados para condiciones turbulentas de cálculo, debido a su versatilidad y a que no poseen una dirección preferente del flujo.

Entre los elementos tridimensionales se encuentran los Hexaedros, los Tetraedros, los Prismas y las Pirámides. Los dos primeros son la extrapolación de sus homólogos bidimensionales en las tres dimensiones. Los Prismas son elementos de unión entre elementos de diferente geometría para evitar problemas de mallado. De igual forma, las Pirámides son elementos de transición, principalmente entre hexaedros y tetraedros.

4.3.3.2. Metodología de mallado

Una vez el tipo de elementos a utilizar están determinados, es necesario fijar la metodología del mallado. Según se trate, otra vez, de un problema bidimensional o tridimensional se pueden encontrar diferentes métodos.

Los métodos 2D que se pueden encontrar son *Edge Sizing,* que permite discretizar un eje en tantos elementos como se quiera con un factor de crecimiento (*Bias Factor*) determinado; y *Mapped Face Meshing*, que consiste en mallar una zona una vez se han discretizado sus ejes.

Entre las metodologías 3D se hallan: *Automatic, Tetrahedrons with Patch Conforming Algorithm, Tetrahedrons with Patch Independent Algorithm, Swept Meshing, MultiZone Swept Meshing y Hex Dominant.*

Además de los diferentes métodos de mallado, se pueden definir los conceptos de malla estructurada y malla no estructurada. Una malla estructurada es aquella en la que el dominio se ha dividido en subelementos asimilables a un cuadrado.

4.3.3.3. Calidad de los elementos.

La calidad de una malla la definen la calidad de los elementos de la propia malla, lo que se determina mediante el grado de deformación de los elementos. Para saber si los elementos de una malla están deformados, existe un parámetro que mide la deformación de las mismas. Dicho parámetro se denomina *Skewness* y se define como la relación geométrica entre cada celda y una celda de referencia. Toma valores entre 0 y 1. Valores próximos a cero indican una menor deformación de las celdas, lo que facilitará la convergencia del cálculo. Por contra, valores de *Skewness* altos dificultan la convergencia e incluso provocan divergencia en los cálculos.

Otro parámetro que muestra la calidad de las celdas es el ratio de aspecto (*Aspect Ratio*), que mide la relación entre el eje más largo y el más corto de una celda. Su valor suele estar típicamente por debajo de 40.

Existen otros parámetros que miden la calidad de malla como: *Cell Size Change,, Jacobian Ratio, Warping Factor...*

4.3.4. Configuración problemas CFD en ANSYS Fluent

La tarea de configuración en los códigos CFD se realiza durante la etapa del preprocesado, previa al lanzamiento de los cálculos, para obtener una solución lo más próxima posible a los fenómenos reales descritos mediante el estudio CFD.

La configuración envuelve diversas elecciones y decisiones entre las que se pueden encontrar la elección de los modelos físicos a utilizar, entre los que se incluye el modelo de turbulencia; la elección del fluido y de sus propiedades; la determinación de las condiciones de contorno e iniciales correctas; y la elección del modelo matemático o *solver* adecuado.

Esta tarea de configuración o de *set-up* se lleva a cabo con el software ANSYS Fluent.

4.3.4.1. Modelos físicos

La elección de los modelos físicos determina las ecuaciones a utilizar en la resolución del problema en CFD. En este caso las ecuaciones a resolver son aquellas que gobiernan el movimiento de un fluido y se denominan Ecuaciones de Navier-Stokes. Dichas ecuaciones se deducen a partir de las ecuaciones de Conservación de la Masa, de la Segunda Ley de Newton y del Primer Principio de la Termodinámica.

En apartados anteriores ya se han desarrollado en profundidad estas ecuaciones por lo que a continuación se mostrarán su desarrollo final:

- Ecuación de Conservación de la Masa, llamada también Ecuación de la Continuidad

$$\frac{d\rho}{dt} + \nabla(\rho\, u)\, dV = 0$$

- Segunda Ley de Newton, o Ecuación de la Cantidad de Movimiento

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{u}) + \nabla(\rho\, \vec{u}\, \vec{u}) = -\nabla p \; + \; \nabla\tau + \; \rho\overrightarrow{f_m}$$

- Primer Principio de la Termodinámica, o Ecuación de la Conservación de la Energía

$$\rho\frac{D}{Dt}\left(e + \frac{1}{2}\, v^2\right) = \; \nabla(\tau v) + \; \rho\, f_m\, v - \nabla q + Q$$

4.3.4.2. Modelos Físicos de Turbulencia

La Turbulencia es un régimen del flujo caracterizado por una baja difusión de momento, alta convección y altas fluctuaciones espacio-temporales de velocidad y presión. La presencia de la turbulencia añade una componente aleatoria a todas las variables.

Con estudios se ha podido demostrar que la turbulencia está gobernada por torbellinos con un rango de tamaños muy amplio, que el matemático Andréi Kolmogórov trato de dar explicación mediante su teoría de la dispersión de los torbellinos o Cascada de Torbellinos.

Kolmogórov afirmó que el mecanismo de disipación de los torbellinos es un proceso conservativo en el que la vorticidad y la velocidad crean torbellinos más pequeños a partir de los más grandes. De esta forma, la energía se propaga desde las escalas más grandes hasta las más pequeñas, de modo que al llegar a una escala lo suficientemente pequeña, las fuerzas viscosas del fluido son capaces de disipar la energía de los torbellinos.

De esta forma, numerosos modelos han sido planteados para resolver la turbulencia asociada a un flujo. Cada modelo está sujeto a la naturaleza particular de cada problema, por lo que sus resultados podrán ser más o menos satisfactorios.

Retomando la idea de las diferentes metodologías de resolución de la turbulencia, expuestos en la introducción del presente capítulo, existen tres formas de resolver la turbulencia: DNS, LES y RANS.

El método DNS (*Direct Numeric Simulation*) se basa en la resolución por completo de todas las escalas de la turbulencia. Debido a la gran variación de las escalas espaciales y temporales, el mallado espacial es muy fino y los pasos temporales muy cortos, resultando la técnica DNS actualmente inviable con los actuales recursos computacionales.

La simulación LES (Large Eddie Simulation) trata de obtener las escalas más grandes mediante la resolución de las ecuaciones, y las más pequeñas mediante el uso de modelos. Los recursos necesarios son menores que en DNS, pero son todavía muy elevados.

Finalmente, la técnica RANS (*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) se basa en la descomposición de las variables en su media temporal y su componente fluctuante o aleatoria. Su principal problema es la adición del doble de incógnitas al problema, por lo que se hace necesario añadir nuevas ecuaciones, que se basen en el modelado de las componentes aleatorias. El consumo de recursos es muchísimo menor en los métodos DNS y LES, por lo que es la técnica mayormente implementada.

A continuación se detallarán algunos modelos de turbulencia existentes en ANSYS Fluent. Todos son modelos de cierre de primer orden, es decir, modelan el término turbulento mediante la relación del tensor de Reynolds a través de las velocidades medias.

Algunos de los modelos de turbulencia incluyen las ecuaciones de la energía cinética turbulenta (denotada por k), la disipación de la energía cinética turbulenta (ε) y la disipación específica de la energía cinética turbulenta (ω).

- Spalart-Allmaras. Modelo que incorpora una sola ecuación (k), formulado inicialmente para aplicaciones aeronáuticas. Ofrece buenos resultados en capas límite con gradientes adversos de presión.

- Standard k-ε. Modelo de dos ecuaciones muy utilizado por su robustez y coste computacional. Es muy adecuado para flujos con Re altos. Sin embargo, la hipótesis de isotropía turbulenta limita su utilización en otras aplicaciones como flujo internos, compresores y flujos rotatorios.

- Realizable k-ε. Variante del Standard.. Incluye una nueva reformulación para la viscosidad turbulenta y una nueva ecuación para la disipación turbulenta.

- RNG k-ε. Variante del Standard. Presenta mejoras en precisión y fiabilidad, con rangos más amplios del flujo. Incluye un término más en la ecuación de la disipación de la energía cinética turbulenta y también añade el efecto del swirl (torbellino).

- Standard k-ω. Modelo de dos ecuaciones que predice la turbulencia por medio de dos ecuaciones diferenciales parciales (k y ω). Incluye modificaciones para flujo con Re bajos, compresibilidad y difusión.

- SST k-ω. Combinación del modelo Standard k-ω y del k-ε. Pretende unir lo mejor de ambos modelos. Mientras que el primero usa su formulación para resolver flujos cerca de la pared en las capas internas de la capa límite, el segundo resuelve el flujo en corriente libre. Tiene buen comportamiento con gradientes adversos de presión y flujo separado.

4.3.4.3. Condiciones de contorno

Otro apartado importante durante el set-up es la correcta definición de las condiciones de contorno del problema. Una condición de contorno se define como el valor que toman determinadas variables relevantes, utilizadas para definir y concretar la solución única del problema a resolver. Los programas CFD incluyen una serie de condiciones de contorno diferentes a la hora de elegir las más adecuadas para el problema a tratar. A continuación se detallarán las más importantes.

- Symmetry. Utilizada en problemas con un plano de simetría en el que el comportamiento del fluido es el mismo a ambos lados del plano de simetría. Así se reduce el tamaño del dominio y el tiempo de cálculo.

- Axis. Es una particularización de la condición Symmetry para el caso bidimensional en el que problemas con cuerpos de revolución pueden estudiarse como axisimétricos, reduciendo el tamaño y el tiempo de cálculo.

- Interior. Define la superficie interior del dominio de cálculo.

- Wall. Definición de una condición de contorno como una pared, las cuales son impermeables al paso del fluido. Se pueden asumir multitud de características a las mismas, como paredes adiabáticas o con cesión de calor. Además, se cumple la condición de no-deslizamiento (velocidad del fluido nula en la pared).

- Pressure Inlet. Condición de entrada de presión establecida por el usuario. En ella se establece la dirección y el sentido preferente del flujo. Además se puede determinar otros parámetros como la turbulencia a la entrada y la temperatura del flujo.

- Pressure Outlet. Al igual que la condición de Pressure Inlet, se establece las condiciones de presión del flujo a la salida.

4.3.4.4. Método Numérico (*Solver*)

A la hora de resolver las ecuaciones con ANSYS Fluent se plantea la elección del método a utilizar para llevar a cabo la resolución. Para ello existen dos posibles métodos: pressure-based y density-based.

- Pressure-based. El método de presión fue inicialmente desarrollado para flujo incompresible a baja velocidad. Utiliza la ecuación del momento para determinar el campo de velocidades, mientras que el campo de presiones lo obtiene mediante una ecuación de presión o de corrección de presión, derivada de la ecuación de continuidad y del momento.

- Density-based. Por otro lado, el método de densidad fue formulado inicialmente para el cálculo de flujo compresible a alta velocidad. Este método utiliza, de la misma forma que el método de presión, la ecuación del momento para determinar el campo de velocidades. En cambio, para determinar el campo de presiones usa la ecuación de estado. Además, el campo de densidades lo obtiene mediante la ecuación de continuidad.

Sin embargo, a pesar de sus diferentes formulaciones iniciales, ambos métodos han sido reformulados con el objetivo de poder abarcar un rango más amplio de tipos de flujo y condiciones.

4.3.4.5. Convergencia y criterios de convergencia

La convergencia de un método se define como la capacidad de dicho método de alcanzar una solución al final de los cálculos. Para ello se definirán una serie de criterios con el propósito de definir el grado de convergencia de la solución.

Existen diferentes formas de determinar la convergencia mediante el uso de los Monitores presentes en el código de ANSYS Fluent. El primer monitor a utilizar es el de los Residuos. Estos parámetros miden el cambio de las variables del problema con cada iteración de los cálculos. Un valor bajo de estos Residuales implicará un cierto grado de convergencia. Por defecto, el criterio de convergencia en ANSYS Fluent se sitúa en 10^{-3}, pero se puede modificar con el propósito de aumentar el grado de convergencia.

Otra forma de analizar el grado de convergencia sería controlar algún parámetro importante del problema, como podría ser el número de Mach en la garganta de una tobera supersónica o el número de Mach a la propia salida. También se podría utilizar el gasto másico a la entrada, a la salida o el balance de ambas. El balance de gastos másico entre entradas y salidas es la tercera forma de averiguar el grado de convergencia. Si la diferencia entre los gastos a las entradas y las salidas es muy bajo o próximo a cero, se podría asumir que la solución ha convergido.

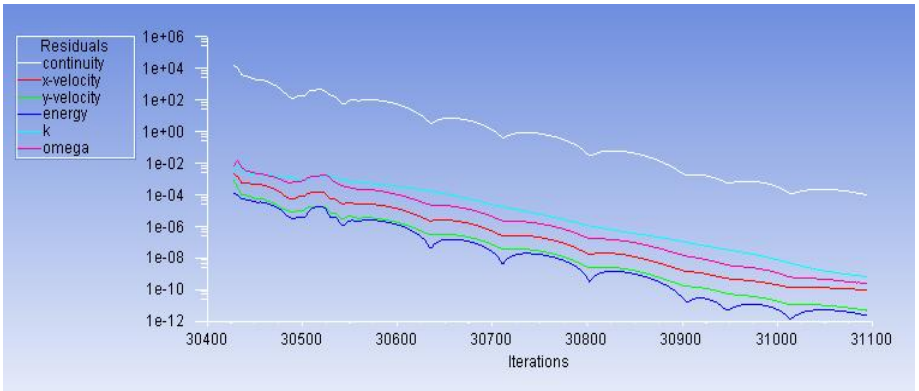


Figura 19. Monitorización progreso Residuales

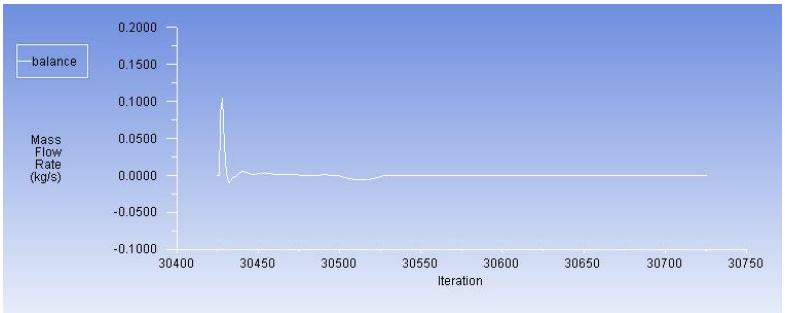


Figura 20. Monitorización de la evolución del balance del gasto másico

5. Estudio del funcionamiento del eyector mediante CFD

5.1. Introducción

En el actual capítulo se describirán con mayor profundidad los objetivos del estudio del ciclo de eyección con el uso de CFD. Se planteará el problema como punto de partida del desarrollo del trabajo y los procedimientos necesarios para llevarlo a cabo con el fin de obtener los resultados requeridos para cumplir los objetivos.

El objetivo global del proyecto es la realización de un estudio paramétrico de un ciclo de eyección de alta presión con tobera supersónica de forma cónica. La realización del estudio paramétrico busca como propósito la comprensión de los modos de operación de un eyector, así como las consecuencias y características internas de cada uno de ellos. La comprensión de dichos modos de operación permitirá identificar las condiciones óptimas de operación del eyector estudiado en particular para, con posterioridad, tener la capacidad de diseñar una modificación del mismo que persiga maximizar los parámetros objetivo del problema.

La elaboración del estudio paramétrico se efectúa a partir de un barrido de combinaciones de presión y temperatura, generados mediante la idealización de un ciclo de refrigeración. De este modo, el análisis paramétrico del ciclo buscará como objetivo último asemejarse en la medida de lo posible a estos valores ideales.

El parámetro que se utilizará a la hora de valorar y comparar el comportamiento del eyector, bajo diferentes condiciones de contorno del fluido, será el Ratio de Arrastre, además de los valores de presión requeridos en cada uno de los contorno de entrada y salida.

El Ratio de Arrastre se define como la relación entre el gasto másico del flujo secundario y el gasto másico del flujo primario. Su significado deriva de la cantidad de flujo secundario que es capaz de arrastrar el primario. Así, cuanto mayor sea este ratio, mayor será la cantidad de flujo que el eyector es capaz de refrigerar.

5.2. Geometría del eyector

El centro de este estudio es un eyector con el diseño que se muestra en la imagen siguiente:

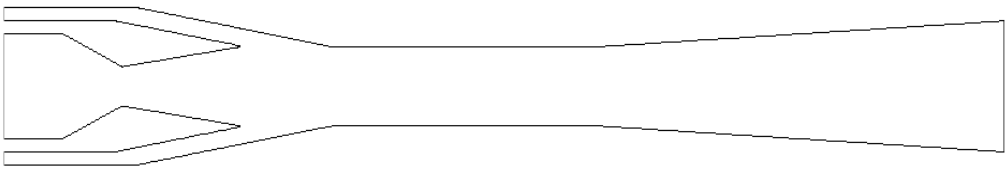


Figura 21. Imagen bidimensional del eyector

Se trata de un eyector con formas y medidas similares pero diferentes al eyector utilizado en el artículo *"Experimental investigation of the characteristics of a jet-ejector and a jet-ejector cooling system operating with R134a as a refrigerant"* realizado por M.T. Zegenhagen y F. Ziegler de la Technishe Universitaet Berlin publicado en 2015.

Las medidas geométricas del mismo se detallan a continuación:

Descripción	**Longitud (mm)**
Radio entrada primaria eyector	4
Radio entrada secundaria eyector, borde inferior	5
Radio entrada secundaria eyector borde superior	6
Radio garganta tobera	1.5
Radio salida tobera	3
Radio sección área constante	3
Radio salida eyector	5
Longitud entrada principal eyector	5
Longitud tobera, tramo convergente	5
Longitud tobera, tramo divergente	10
Longitud entrada secundaria eyector, borde inferior	9.45
Longitud entrada secundaria eyector, borde superior	11.35
Longitud cámara de succión	8
Longitud sección área constante	22
Longitud difusor	35

Tabla 1. Dimensiones físicas del eyector

De esta forma, las dimensiones globales del eyector resultan ser de 12mm de diámetro máximo y 85mm de longitud.

5.3. Dominio de cálculo. Descripción de la malla

El estudio del eyector se realizará sobre el flujo que pasa a través de él, por lo que en este caso, el dominio de cálculo será la zona interior delimitada por el contorno de la geometría mostrada en el apartado anterior. Como se puede observar en la Figura 18 anterior, la zona de cálculo se visualiza de color verde.

Además, el hecho de que el eyector estudiado sea un elemento con simetría axial, permite reducir la zona de cálculo a la mitad que la mostrada en la Figura 18, debido a que al asumir axisimetría los resultados son los mismos a ambos lados del eje de simetría.

Con todo lo dispuesto, la zona de cálculo se reduce al siguiente contorno:

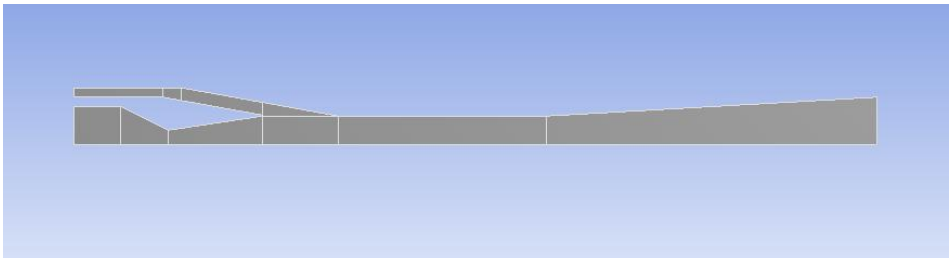


Figura 22. Dominio de cálculo. Zonas malla estructurada

Como se puede observar en la imagen, el dominio de cálculo está dividido en una serie de zonas con forma más o menos rectangular, menos una zona que es triangular. Esta división del dominio se ha realizado para facilitar la confección del mallado, estructurando la geometría en zonas de mallado más sencillas. Cada zona será mallada con independencia del resto, lo que permite especificar con mayor exactitud qué zona o zonas deben poseer mayor o menor número de celdas por razones de precisión de cálculo o reducción de tiempo de cálculo.

A la hora de dividir el dominio de cálculo se han realizado unos 10 bloques en total, resultado al final una malla de 23321 celdas. Pero la calidad de la malla no dependerá solo del número de celdas a usar sino también de la forma en las que las celdas de la malla están dispuestas. Para ello sirven los parámetros de Aspect Ratio, Skewness y Orthogonal Quality

	Aspect Ratio	**Skewness**	**Orthogonal Quality**
Valor Mínimo	1.002	$1.40 \cdot 10^{-6}$	0.338
Valor Máximo	5.767	0.731	0.999
Valor Medio	**2.719**	**0.0547**	**0.989**

Tabla 2. Valores parámetros calidad de malla

Para asegurar una calidad de malla adecuada, el valor del Aspect Ratio debe ser menor que 40. En este caso un valor medio de 2.719 indica una buena calidad. El valor de Skewness está comprendidos entre 0 y 1, indicando los valores cercanos a cero una alta calidad de la malla. En este caso, el valor medio de 0.0547 señala una muy buena calidad. En tercer lugar, el parámetro de Orthogonal Quality también puede tomar valores entre 0 y 1. Un valor lo más cercano posible a 1 indica buena calidad de malla. El valor medio de 0.989 muestra que la calidad de la malla es muy buena. Con la utilización de estos tres parámetros se puede concluir que la malla a utilizar posee una muy buena calidad.

5.4. Condiciones de contorno

Para que los cálculos sean lo más ajustados al problema real, es muy importante una correcta definición de las condiciones de contorno. A continuación se encuentran definidas las condiciones de contorno de cada uno de los límites:

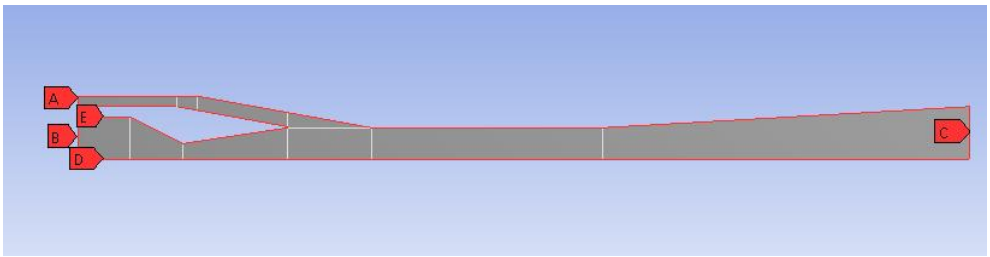


Figura 23. Definición de condiciones de contorno

Zona del dominio	Identificación con Figura 23	Tipo de condición de contorno
Entrada flujo secundario	A	Pressure inlet
Entrada flujo primario	B	Pressure inlet
Salida eyector	C	Pressure outlet
Eje de axisimetría	D	Axis
Paredes del eyector/Límites exteriores	E	Wall

Tabla 3. Definición de condiciones de contorno

5.5. Arranque quasiestacionario del eyector

Una vez definida la geometría y confeccionada la malla sobre la que se realizarán los cálculos de las ecuaciones, el siguiente paso es configurar las condiciones con las que el programa ANSYS Fluent realizará los propios cálculos. La metodología del proceso de cálculo del eyector consistirá en realizar inicialmente un arranque quasiestacionario del eyector. El tipo de fluido utilizado, junto con el tipo de geometría, hacen necesario la realización de un arranque quasiestacionario (simulando un arranque transitorio en forma de estacionarios escalonados) con el fin de controlar y asegurar la correcta realización de los cálculos.

5.5.1. Configuración ANSYS Fluent

La configuración general de ANSYS Fluent elegida ha sido la siguiente: el solver elegido es el pressure-based, la geometría es Axisimétrica en 2D, con formulación de velocidad Absoluta y realización de los cálculos en Estacionario.

5.5.1.1. Modelos físicos. Modelo de Turbulencia

Los modelos físicos utilizados en ANSYS Fluent son el modelo de la Energía y el de Turbulencia.

El modelo de turbulencia elegido es el modelo SST k-ω. Este modelo complementa los beneficios de cálculo en corriente libre del modelo Standard k-ε y las ventajas del modelo Standard k-ω en los cálculos cercanos a la pared. El modelo SST k-ω viene definido por una serie de constantes mostradas en la Tabla siguiente:

Constantes modelo SST k-ω			
α_∞^*	1	$\beta_{i,inner}$	0.075
α_∞	0.52	$\beta_{i,outer}$	0.0828
β_∞^*	0.09	TKE_{inner}	1.176
θ^*	1.5	TKE_{outer}	1
M_{t0}	0.25	SDR_{inner}	2
a_1	0.31	SDR_{outer}	1.168
Energy Prandtl Number	0.85	**Wall Prandtl Number**	0.85

Tabla 4. Constantes modelo turbulencia SST k-ω

5.5.1.2. Tipo Fluido

El fluido utilizado para los ensayos es el 1,1,1,2-tetrafluoroetano, también denominado mediante la notación de R134a. Su formulación química es CHF_2CF_3.

Entre sus principales características destacan el punto de ebullición a -26.3ºC (246.8K) a 1 atm de presión, su punto de fusión a -103.3ºC (169.8K) y una densidad de 4.25 kg/m^3.

El R134a es uno de los fluidos que no está introducido en la base de datos de ANSYS Fluent de fluidos modelados mediante ecuaciones de estado, sino que se localiza en la base de datos interna de fluidos, los cuales son modelados mediante tablas procedentes del NIST (Instituto Nacional de Estándares y Tecnología de los Estados Unidos).

Para acceder a ellas se debe hacer uso del cuadro de comandos de ANSYS Fluent. Primero se debe introducir la siguiente ruta: define/user-defined/real-gas-models/nist, la que nos permitirá acceder a la base de datos interna de los fluidos modelados mediante tablas. Posteriormente, se nos consultará, mediante el cuadro de comandos, si se quiere hacer uso de la base de fluidos reales del NIST. Tras confirmar la selección, una serie de fluidos se nos mostrarán en el cuadro de comandos. Introduciendo el texto "r134a.fld" quedará definido el fluido requerido para los cálculos.

Las características del fluido R134a hacen que los modelos utilizados para describir su comportamientos sean modelos complejos de gases reales. La imposibilidad de realizar suposiciones, como de gas ideal o perfecto, impiden la simplificación de los cálculos, resultando en un aumento del tiempo de cálculo, debido a la necesidad del programa de acceder a la base de datos durante los cálculos.

5.5.1.3. Condiciones de contorno

Anteriormente ya se habían definido las condiciones de contorno de cada uno de los límites del problema, pero en tres zonas en particular cabe además la necesidad de definir una serie de parámetros necesarios, entre ellos la presión y la temperatura.

A continuación se definirán las condiciones de contorno de uno solo de los casos del estudio paramétrico que fue denominado como el caso de referencia. Más adelante, en el próximo apartado del Análisis del estudio, se detallarán todos los casos desarrollados y estudiados. Para identificar y diferenciar los casos estudiados se han numerado del 1 al 30. El caso referencia corresponde con el caso número 5, el cual fue elegido a posteriori, y sus condiciones son las siguientes:

	Flujo primario	**Flujo Secundario**	**Flujo Salida**
Presión (bar)	40	3.54	12.51
Temperatura (K)	454	278.33	405.4

Tabla 5. Condiciones de contorno de Presión y Temperatura del caso 5

Debido a las diferencias tan bruscas entre los valores de las diferentes variables, y sumado al hecho de modelar un fluido como el R134a, se hace necesario el uso de un arranque de la tobera en quasiestacionario.

5.5.1.4. Tipo de Solver

Como ya se ha introducido con anterioridad, el solver a utilizar será el pressure-based La discretización utilizadas de las diferentes variables es de primer orden y el acoplamiento de la velocidad y la presión se realiza mediante los esquemas SIMPLE y Coupled. El primero de ellos, el SIMPLE, se usará cuando los efectos de compresibilidad sean despreciables o poco importantes. Posteriormente, el uso del esquema Coupled será de utilidad cuando los efectos de compresibilidad ganen importancia y no se puedan despreciar.

Además, para asegurar el control de la convergencia, y evitar así la divergencia de los cálculos, el número de Courant y el valor de los diferentes Factores de Relajación (momento, presión, energía...) serán modificados para adecuarlos al momento del cálculo.

5.5.2. Metodología del arranque quasiestacionario del eyector

La metodología de arranque del eyector se basa en inicializar el eyector con las condiciones de temperatura correctas para cada una de las zona. Todas las zonas, las dos entradas y la salida, tomarán las mismas condiciones de presión, el cual se corresponderá con el valor de la presión secundaria, ya que es el menor valor de presión de las tres zonas. Pero la entrada del flujo principal tomará un valor ligeramente superior al que debiera tomar en un principio para asegurar el movimiento del fluido.

Posteriormente, se irá aumentando el valor de presión del flujo primario lentamente en un primer momento, hasta llegar a un valor de presión en el que los pasos de presión podrán ser más grandes. En esta primera etapa, las otras dos condiciones de presión permanecerán con el valor de presión inicial. Una vez se haya llegado al valor de presión en la entrada correspondiente al ensayo estudiado, se deberá proceder a aumentar, de forma paulatina, la presión de la salida hasta alcanzar su valor correspondiente. Finalmente, se ajustará el valor de presión en la entrada secundaria.

Durante la primera etapa de los cálculos, cuando la diferencia de presiones entre la entrada principal y la salida es todavía baja, la tobera supersónica no actúa como tal, debido a que no se alcanzan condiciones sónicas, o críticas, en la garganta. Así que, durante un período de la primera etapa del arranque, la velocidad máxima de nuestro problema se localizará en la garganta de la tobera. Es por ello que la monitorización de la velocidad en la garganta, en particular el número de Mach, marcará el momento de cambio entre los dos esquemas de acoplamiento de velocidad y presión.

En la primera parte de la primera etapa, el modelo a utilizar será el SIMPLE, que se mantendrá hasta que el número de Mach en la garganta alcance 0.6. Momento en el que se cambiará al esquema Coupled.

Durante el uso del esquema SIMPLE el valor de los Factores de Relajación deberá ser bajo para favorecer la convergencia debido a la complejidad del fluido y de la geometría. En esta etapa, todos los valores de relajación rondan el valor de 0.4-0.5 excepto el de presión que se sitúa en torno a 0.2.

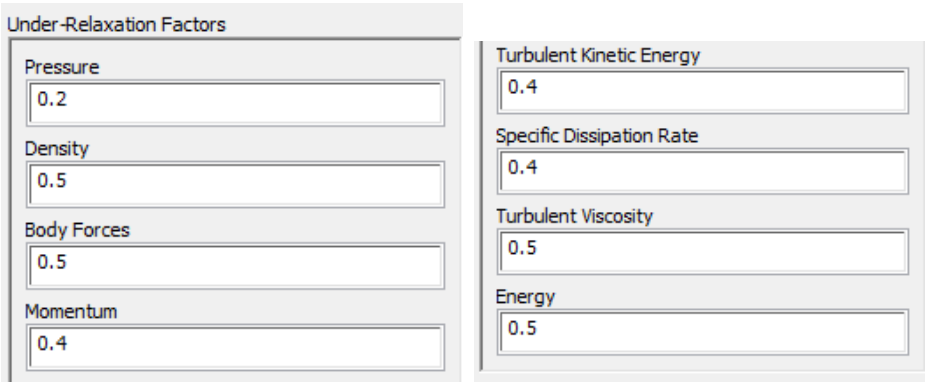


Figura 24. Ejemplo de los valores de los Factores de Relajación durante el uso del método SIMPLE en la primera etapa de arranque

Al alcanzar Mach 0.6, se deberá proceder a cambiar de SIMPLE a Coupled. En este método, la disposición de los Factores de Relajación varía y, además, se añade el número de Courant. Durante esta segunda parte de la primera etapa de arranque, los Factores de Relajación seguirán tomando el mismo valor que con anterioridad, y el número de Courant tomará un valor inicial de 2.

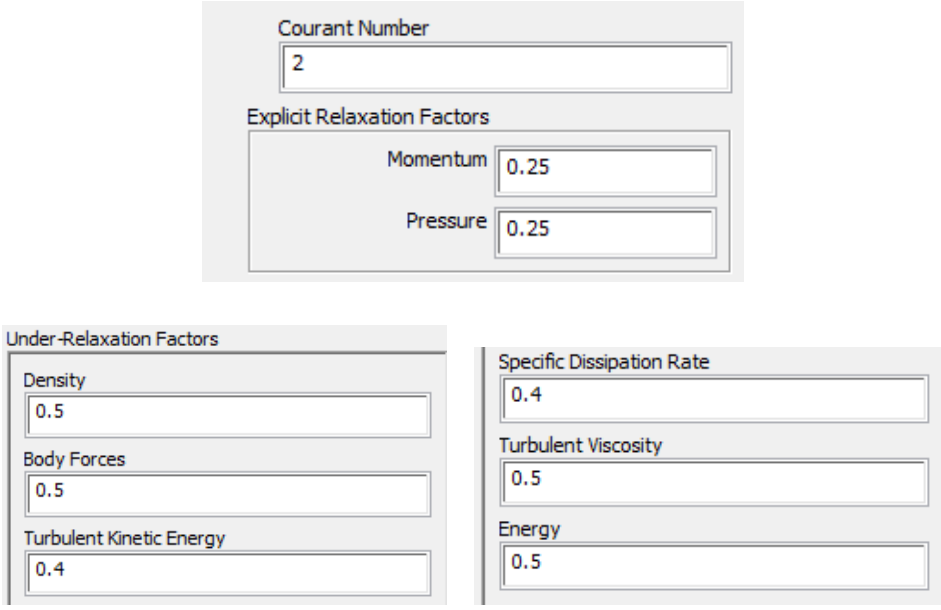


Figura 25. Ejemplo de valores de los Factores de Relajación y del número de Courant durante el uso del método Coupled durante la primera etapa de arranque

Tras el cambio de esquema de acoplamiento de velocidad y presión, se seguirá subiendo la presión en el flujo primario de forma paulatina, manteniendo el valor de la entrada secundaria y de la salida.

Tras aumentar la presión repetidas veces se alcanzará un valor de presión, en este caso se realizó en torno a 20 bar, a partir del cual se podrá aumentar de forma notable los crecimientos de presión. Además, llegados a este punto, se dejarán los valores del número de Courant y de los Factores de Relajación por defecto. Esto último permitirá una convergencia más rápida de las soluciones estacionarias, ya que llegados a este punto los cálculos se vuelven más estables y, debido al esquema utilizado, junto con el tipo de solver, existe menor probabilidad de divergencia.

Tras llegar al valor de presión objetivo para el flujo primario, se procederá a aumentar progresivamente el valor de presión en el flujo de salida (contrapresión). Tras llegar al punto de presión que requerimos para el ensayo, solo quedará ajustar el valor de presión de la entrada secundaria y dejar al programa realizar un número suficiente de iteraciones, con el fin de que alcance un mayor grado de convergencia y así una buena fiabilidad en los resultados.

También, cabe destacar que este procedimiento de arranque solo debe ser realizado una sola vez durante el estudio paramétrico, ya que al tener un caso correctamente realizado y correctamente convergido, el resto de los casos se pueden generar y obtener a partir del primero a modo de caso de referencia.

5.6. Estudio de malla

Para asegurar que la solución aportada por el programa al final de los cálculos es independiente de la malla, se debe realizar un estudio en el que se determine la influencia de su tamaño (en número y tamaño de celdas). Para ello, se debe realizar un estudio de la malla sobre diversas magnitudes características o relevantes del problema, y analizar su variación en función del tamaño de la malla.

Para la realización de este estudio se toma la malla base de unas 23321 celdas y, mediante la opción de Adapt/Gradient... del programa ANSYS Fluent, generamos un refinamiento de la malla en función de dos parámetros: Coarse Threshold y Refine Threshold. Con dicha herramienta se han generado otras dos mallas de 32609 y 49877 celdas cada una. Estas dos mallas son más refinadas especialmente en zonas donde hay gradientes importantes del número de Mach.

Monitorizando el gasto másico en las entradas y a la salida, la variación del gasto no supera el 4% en la entrada secundaria, mientras que se mantiene por debajo del 1% en la entrada principal y en la salida. La principal diferencia que se aprecia reside en los contornos de Mach.

Como se puede observar en la Figura 26, no se aprecian grandes diferencias en el número de Mach hasta la mitad del gráfico, momento en el que se experimenta un brusco descenso en Ma debido a la presencia de la onda de choque. Se puede observar que con mayor densidad de celdas, se puede modelar de mejor manera la onda de choque. Tras la onda, los resultados muestran un comportamiento cualitativo similar.

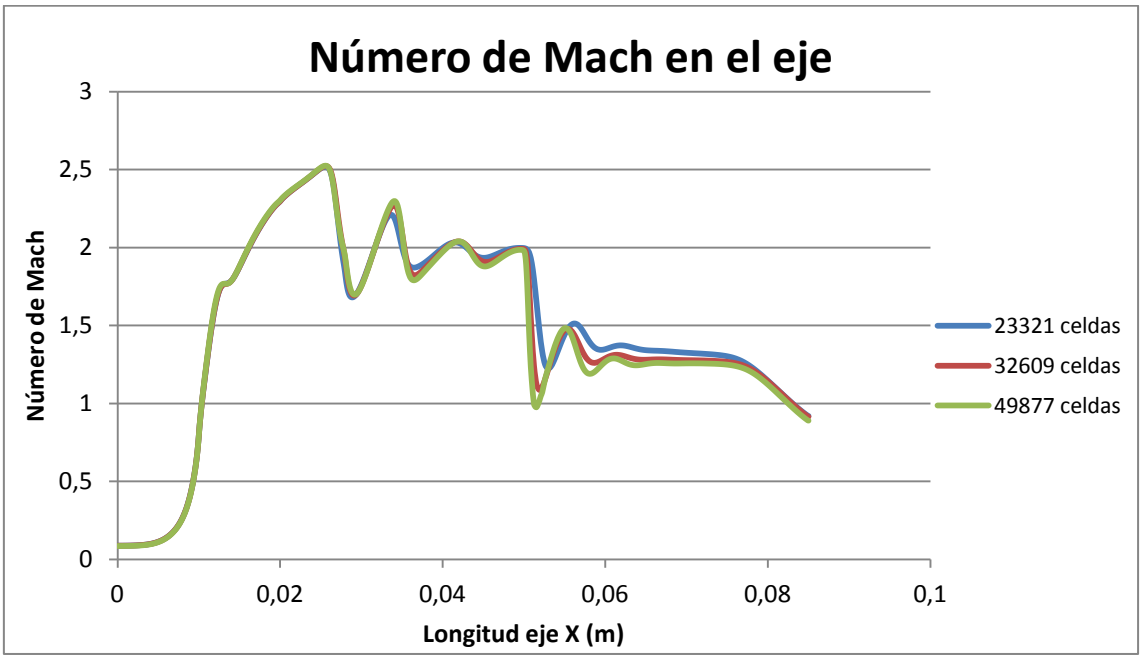


Figura 26. Evolución número de Mach en el eje en función del tamaño de la malla

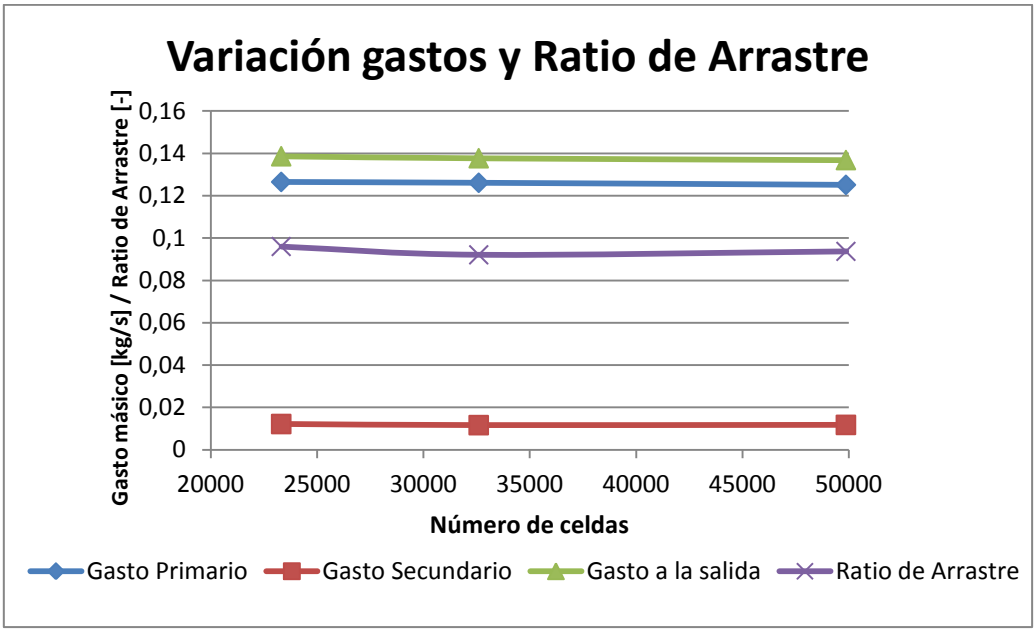


Figura 27. Variación de los gastos másicos y del ratio de arrastre según el número de celdas de la malla

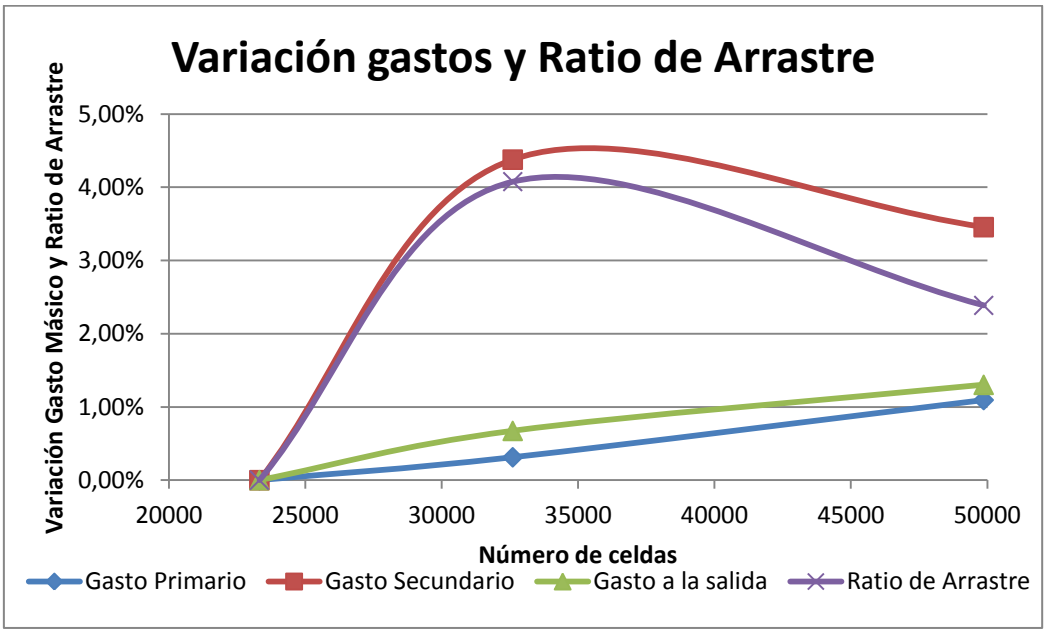


Figura 28. Variación porcentual de los gastos másicos y del ratio de arrastre según el número de celdas de la malla

Finalmente, la elección de la malla de 23321 celdas se fundamenta en diversos motivos. Aunque, el principal es el tiempo de cálculo.

No hay que dejar de lado que los cálculos se repetirán un total de 30 veces, bajo diversas condiciones. Esto provoca que el aumento del tiempo de cálculo debido al tamaño de la malla se multiplique por 30 al considerar el total de los cálculos a realizar. El otro razonamiento reside en la variación de los gastos másicos con respecto a las diferentes mallas. En el peor de los casos la variación es inferior al 4.5%, por lo que en este aspecto el tamaño de la malla es prácticamente despreciable para nuestros objetivos.

Sin embargo, el motivo último es el carácter cualitativo de esta primera parte del estudio, en el que lo más importante es centrar el desarrollo en el comportamiento de un eyector bajo diferentes condiciones. De este modo, la importancia del estudio reside, por ejemplo, en la forma, la localización y el desarrollo de la onda de choque y no en su fuerza a nivel cuantitativo.

6. Análisis del flujo en el eyector

6.1. Introducción

Tras haber definido la geometría, el dominio de cálculo y el proceso previo al cálculo de este trabajo, lo siguiente a realizar es el estudio paramétrico de todos los casos posibles de funcionamiento del eyector. El propósito de este trabajo es comprender el funcionamiento del eyector, así como sus modos de funcionamiento. Además, se pretenderá aproximar una optimización de la geometría del caso con las mejores condiciones de operación del estudio paramétrico, en base al parámetro definido como Ratio de Arrastre, además de tener en cuenta los valores de presión en cada una de las entradas y salidas.

El desarrollo del estudio paramétrico se realizará con un barrido de condiciones, previamente obtenidas mediante la idealización de un ciclo de refrigeración. Así pues, la inclusión del eyector en la arquitectura del ciclo ideal introducirá variaciones y desviaciones, que se tratarán de minimizar mediante la optimización final de la geometría. En resumen, se estudiará cómo responde un eyector ante las condiciones del ciclo idealizado que se describirán en el apartado siguiente.

La realización del trabajo final de optimización dispondrá de tres partes. En la primera de ellas, se describirán cada una de las dimensiones susceptibles a ser modificadas, con el propósito de mejorar la respuesta del eyector. Se realizará un breve estudio paramétrico de la geometría y, posteriormente, se mostrarán las conclusiones obtenidas de cada una de las dimensiones estudiadas. Con toda la información recogida, se señalarán las condiciones de diseño generales que debería cumplir un eyector, en función de sus parámetros de funcionamiento. A continuación, se desarrollará, en segundo lugar, una propuesta para una nueva geometría, que intentará mejorar las prestaciones del caso número 5, que será el caso con las mejores prestaciones con la geometría base del eyector. Para finalizar, se realizará una segunda modificación del eyector inicial para mejorar aquellos casos en los que el eyector ha entrado en malfuncionamiento, backflow.

6.2. Estudio paramétrico condiciones de funcionamiento del eyector

Las condiciones de presión y temperatura correspondientes al ciclo idealizado, que servirán como condiciones de contorno iniciales de cada uno de los casos estudiados, y los gastos másicos previstos por dicho ciclo se muestran en la tabla siguiente:

	FLUJO PRINCIPAL			FLUJO SECUNDARIO			FLUJO SALIDA		
CASO	m (kg/s)	T(K)	P (bar)	m (kg/s)	T(K)	P (bar)	m (kg/s)	T(K)	P (bar)
1	0,1097	454	40	0,03538	273	2,93	0,14508	404,5	11,02
2	0,1113	454	40	0,03591	274,333	3,074	0,14721	404,7	11,38
3	0,113	454	40	0,03645	275,667	3,224	0,14945	404,9	11,75
4	0,1148	454	40	0,03702	277	3,379	0,15182	405,2	12,13
5	0,1166	454	40	0,0376	278,333	3,54	0,1542	405,4	12,51
6	0,1185	454	40	0,03821	279,667	3,706	0,15671	405,6	12,9
7	0,1204	454	40	0,03884	281	3,879	0,15924	405,8	13,29
8	0,1224	454	40	0,03949	282,333	4,057	0,16189	406,1	13,69
9	0,1245	454	40	0,04018	283,67	4,242	0,16468	406,3	14,09
10	0,1267	454	40	0,04089	285	4,433	0,16759	406,5	14,5
11	0,1121	454	50	0,03617	273	2,93	0,14827	399,5	11,66
12	0,1139	454	50	0,03675	274,333	3,074	0,15065	399,8	12,06
13	0,1158	454	50	0,03735	275,667	3,224	0,15315	400	12,47
14	0,1177	454	50	0,03798	277	3,379	0,15568	400,3	12,88
15 (Ref)	0,1197	454	50	0,03862	278,333	3,54	0,15832	400,6	13,3
16	0,1218	454	50	0,0393	279,667	3,706	0,1611	400,9	13,73
17	0,124	454	50	0,04001	281	3,879	0,16401	401,2	14,17
18	0,1263	454	50	0,04074	282,333	4,057	0,16704	401,4	14,6
19	0,1287	454	50	0,04151	283,67	4,242	0,17021	401,7	15,05
20	0,1312	454	50	0,04231	285	4,433	0,17351	402	15,51
21	0,1139	454	60	0,03675	273	2,93	0,15065	394,1	12,13
22	0,1159	454	60	0,03737	274,333	3,074	0,15327	394,4	12,56
23	0,1178	454	60	0,03802	275,667	3,224	0,15582	394,7	12,99
24	0,1199	454	60	0,03869	277	3,379	0,15859	395	13,43
25	0,1221	454	60	0,03938	278,333	3,54	0,16148	395,3	13,88
26	0,1243	454	60	0,04011	279,667	3,706	0,16441	395,7	14,34
27	0,1267	454	60	0,04087	281	3,879	0,16757	396	14,81
28	0,1292	454	60	0,04167	282,333	4,057	0,17087	396,3	15,28
29	0,1318	454	60	0,04251	283,67	4,242	0,17431	396,7	15,76
30	0,1345	454	60	0,04339	285	4,433	0,17789	397	16,25

Tabla 6. Condiciones de contorno. Valores Ciclo Idealizado

Los resultados que ofrece ANSYS Fluent en cada uno de los 30 casos tras la realización de los cálculos se muestran a continuación:

	FLUJO PRINCIPAL			FLUJO SECUNDARIO			FLUJO SALIDA		
CASO	m (kg/s)	T(K)	P (bar)	m (kg/s)	T(K)	P (bar)	m (kg/s)	T(K)	P (bar)
1	0,0989	453,8	39,85	0,01183	272,5	2,88	0,11074	418,83	11,02
2	0,0989	453,8	39,85	0,0132	273,8	3,024	0,11212	418	11,38
3	0,0989	453,8	39,85	0,01447	275	3,167	0,11338	417,33	11,75
4	0,0989	453,8	39,85	0,01527	276,4	3,3186	0,11418	417,198	12,13
5	0,0989	453,8	39,85	0,01543	277,7	3,48	0,11434	417,68	12,51
6	0,0989	453,8	39,85	0,01343	279,2	3,64	0,11233	420,34	12,9
7	0,0989	453,8	39,85	0,007	280,9	3,868	0,10591	427,953	13,29
8	0,0989	453,8	39,85	-0,00018	427,8	4,057	0,09873	437,01	13,69
9	0,0989	453,8	39,85	-0,00727	428,5	4,242	0,09164	437,56	14,09
10	0,0989	453,8	39,85	-0,01581	428,8	4,433	0,0831	438,088	14,5
11	0,12648	453,8	49,818	0,00988	272,7	2,9	0,13636	414,779	11,659
12	0,12648	453,8	49,818	0,01049	274	3,043	0,13696	414,912	12,059
13	0,12648	453,8	49,818	0,01123	275,3	3,19	0,13771	414,94	12,47
14	0,12648	453,8	49,818	0,01214	276,6	3,34	0,1386	414,85	12,88
15 (Ref)	0,12648	453,8	49,818	0,01327	277,9	3,4968	0,13974	414,75	13,299
16	0,12648	453,8	49,818	0,01464	279,1	3,6555	0,14112	415,125	13,37
17	0,12648	453,8	49,818	0,01628	280,5	3,819	0,14275	414,57	14,17
18	0,12648	453,8	49,818	0,01782	281,7	3,988	0,1443	414,105	14,6
19	0,12648	453,8	49,818	0,01891	283	4,1678	0,14539	414,02	15,05
20	0,12648	453,8	49,818	0,01914	284,4	4,36	0,14563	414,588	15,51
21	0,1557	453,8	59,78	0,0084	272,7	2,909	0,16414	409,6	12,12
22	0,1557	453,8	59,78	0,00916	274	3,05	0,1648	409,7	12,55
23	0,1557	453,8	59,78	0,00999	275,4	3,19	0,1657	409,84	12,98
24	0,1557	453,8	59,78	0,01087	276,7	3,34	0,1668	409,87	13,4
25	0,1557	453,8	59,78	0,01168	278	3,5	0,1674	409,99	13,87
26	0,1557	453,8	59,78	0,01243	279,4	3,669	0,1678	410,2	14,33
27	0,1557	453,8	59,78	0,01319	280,7	3,84	0,1689	410,42	14,8
28	0,1557	453,8	59,78	0,01415	281,9	4,014	0,1699	410,518	15,27
29	0,1557	453,8	59,78	0,0153	283,3	4,1938	0,1709	410,53	15,75
30	0,1557	453,8	59,78	0,01674	284,6	4,37	0,17245	411,26	16,25

Tabla 7. Resultados de los cálculos del eyector mediante ANSYS Fluent

Primero, se analizarán los resultados del eyector como si de una caja negra se tratara, observando los resultados del gasto másico, de la presión y de la temperatura. Con ellos, se analizará cómo se comporta el eyector y en qué modo opera, así como el mecanismo de mezcla de dos corrientes. Finalmente, se analizarán los contornos del número de Mach, presión y temperatura

De los datos mostrados en la tabla, se pueden observar inicialmente dos claras tendencias. La primera de ellas es que los gastos másicos, tanto de la entrada primaria como secundaria, dependen de los valores de presión en dichas partes del eyector. Como es lógico, a mayor presión, el gasto que circula por una misma sección aumentará. Además, para cada serie de condiciones en la que la presión primaria se mantiene constante, la variación de las condiciones de presión en la entrada secundaria y la salida no muestra cambios en el gasto másico primario, es decir, se mantiene constante. Esta tendencia era fácil de prever, debido a que la garganta de la tobera trabaja en condiciones críticas, lo que se traduce en una limitación del gasto a un valor máximo fijo.

Sin embargo, entre los casos 6 y 10 se produce una tendencia diferente. Al aumentar la presión en la entrada secundaria, el gasto másico que trasiega dicha entrada disminuye, hasta el punto extremo de haber reflujo (backflow). Hay que tener en cuenta que la presión a la salida (backpressure) también aumenta de forma paralela a la presión secundaria. Por lo que se deduce que la backpressure posee un fuerte efecto en el valor del gasto másico del conducto secundario. Dicho fenómeno se había anticipado con anterioridad durante la explicación de los modos de funcionamiento de un eyector. En dichas condiciones, el eyector está trabajando en el modo backflow, un modo de mal funcionamiento. La alta presión a la salida provoca un fuerte gradiente adverso de presión en el flujo expandido en la tobera, lo que provoca su desviación hacia la zona con menos presión, es decir, la entrada secundaria.

De esa forma, se puede concluir que los casos 8, 9 y 10 son casos que están bajo las condiciones de backflow. Mientras que en el resto, no se puede afirmar a priori en qué modo de funcionamiento estén operando. No obstante, se puede intuir que los casos 6 y 7 puedan estar operando en modo subcrítico, debido a la disminución del caudal secundario con el aumento de la contrapresión. Esta valoración puede ser afirmada, ya que la entrada secundaria se comporta, con lo que respecta al gasto másico, como una tobera llegando a un máximo de gasto cuando se bloquea. En el modo crítico, dicha salida está bloqueada, por lo que el gasto es máximo y solo depende de las condiciones aguas arriba de la constricción, es decir, de las condiciones de origen del flujo, como la presión en la entrada secundaria.

Por ello, que disminuya el gasto másico cuando debería aumentar, por el aumento de la presión secundaria, apunta a que en dicha zona el flujo no está en condiciones críticas, por lo que es acertado intuir que el eyector trabaja, en esos casos, en modo subcrítico. Análogamente, se puede afirmar que en el resto de condiciones, todas aquellas en las que el gasto secundario aumenta con el valor de la presión secundaria, el eyector está operando en modo crítico.

Analizando de manera más exhaustiva los resultados, se puede observar otra tendencia llamativa. Los gastos de la corriente secundaria son mayores cuando la presión primaria es menor. Esto se debe a que al tener un flujo con menor presión en la entada de la tobera, la presión a la salida será, por consiguiente, menor. Debido a esta razón, el poder de succión de la corriente primaria será mayor, por lo que el gasto másico secundario aumentará. Sin embargo, este comportamiento conlleva un riesgo: el backflow. Si la corriente principal no posee la presión suficiente, se verá arrastrada por la presión de la salida, causando que el flujo tienda a salir primero por la zona de menor presión, la entrada secundaria. Además, con presiones menores, los gasto másicos de la corriente principal son menores, por lo que la "fuerza motriz" del flujo es menor, y por tanto, más vulnerable al reflujo.

En resumen, una presión baja en la entrada primaria conseguirá que el flujo motriz succione mayor gasto másico bajo unas mismas condiciones de presión secundaria, sin embargo, cabe la posibilidad de caer en backflow, debido a que la fuerza del flujo motriz no sea suficiente como para ser capaz de vencer la contrapresión.

A modo de breve conclusión de esta primera parte, se puede concluir que existen dos relaciones que gobiernan el modo de funcionamiento de un eyector. El primero de ellos es el ratio de presiones entre la entrada principal y la salida. Si este ratio no es lo suficientemente alto, aparecen los problemas de la contrapresión y del flujo adverso en el canal secundario.

Además, si este valor es muy pequeño, las condiciones de operación del eyector vendrían definidas por el punto de operación de la propia tobera. Se podría dar el que caso de que la tobera no estuviera completamente arrancada, en este caso, en flujo supersónico, provocando un gran número de pérdidas, causadas por la fuerza de las ondas de choque que se producirían en el seno del flujo de la tobera.

La segunda relación viene definida por la relación entre la presión primaria y la secundaria. Si este ratio es demasiado grande, la zona de salida de la tobera puede tener un valor de presión mucho mayor al del flujo secundario y, de esa forma, llegar a actuar en algún caso como de si una "pared" se tratara, limitando en gran medida el paso de caudal.

A continuación, analizaremos la mezcla de las dos corrientes entrantes en el eyector, mediante el Ratio de Arrastre. Como ya se ha introducido, el ratio de arrastre representa la cantidad de gasto másico secundario que la corriente primaria puede arrastrar o succionar. Cuanto mayor sea este ratio, indicará, por un lado, que una mayor cantidad de fluido procedente del evaporador es capaz de bombear el eyector, aumentado de esa forma, la refrigeración del fluido proveniente del generador o calentador. Y, por otro lado, indicará que menos fluido procedente del circuito primario del generador necesitamos, por lo que la bomba que mantiene en movimiento esta parte del circuito consumirá menos potencia, resultando en una disminución del consumo de energía global del ciclo.

RATIO DE ARRASTRE					
1	0,1196	**11**	0,0781	**21**	0,0539
2	0,1335	**12**	0,0829	**22**	0,0588
3	0,1463	**13**	0,0888	**23**	0,0642
4	0,1544	**14**	0,0960	**24**	0,0698
5	0,1560	**15**	0,1049	**25**	0,0750
6	0,1358	**16**	0,1158	**26**	0,0798
7	0,0708	**17**	0,1287	**27**	0,0847
8	-0,0018	**18**	0,1409	**28**	0,0909
9	-0,0735	**19**	0,1495	**29**	0,0983
10	-0,1599	**20**	0,1513	**30**	0,1075

Tabla 8. Resultados Ratio de Arrastre

En la Tabla 8 se muestran los ratios de arrastres de los 30 casos, donde se puede observar que a igual presión primaria, solo depende del gasto secundario puesto que el primario se mantiene constante en dichas condiciones.

Los cinco mejores datos, y entre los que se elegirá el caso para realizar la propuesto de optimización de la geometría, son los casos 3, 4, 5 19 y 20, de acuerdo con el parámetro del Ratio de Arrastre.

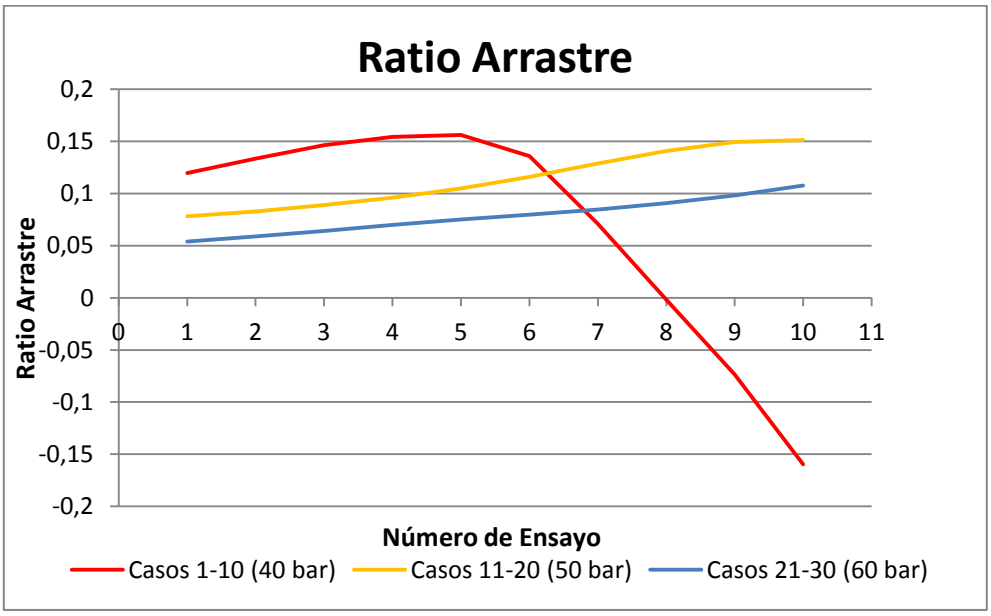


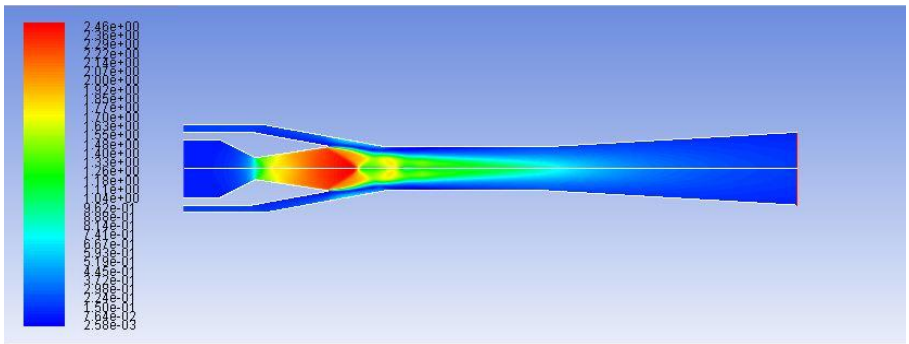
Figura 29. Evolución Ratio de Arrastre de los 30 casos

Seguidamente, se analizarán los contornos del número de Mach, presión y temperatura de diferentes casos, pasándose a analizar el funcionamiento interno del eyector. Entre ellos, se analizarán los casos que sufren flujo adverso en la entrada secundaria (8, 9 o 10) y la influencia de la contrapresión en el cambio de modo crítico al subcrítico y, finalmente, al backflow. El paso entre diversos modos se debe, como se observará en las imágenes, a la influencia de la onda de choque, causada por su desplazamiento por la zona de mezcla y de succión.

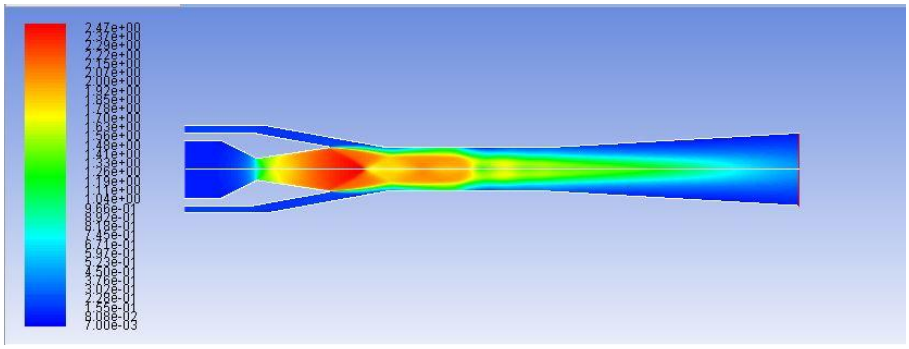
Durante la realización del estudio, se ha podido comprobar que el comportamiento cualitativo y la localización de la onda de choque es idéntico para aquellos casos en los que el ratio de presiones entre la entrada principal y la salida es el mismo. De esa forma, se puede anticipar que el modo de operación del eyector vendrá definido, principalmente, por este ratio de presiones, mientras que el ratio de presiones entre entradas, definirá, junto con otros parámetros, la relación de gastos másicos, el ratio de arrastre.

El rango del ratio de presiones entre la entrada principal y la salida de los 30 casos, que denominaremos ratio principal, está comprendido entre 2.75 y 4.93.

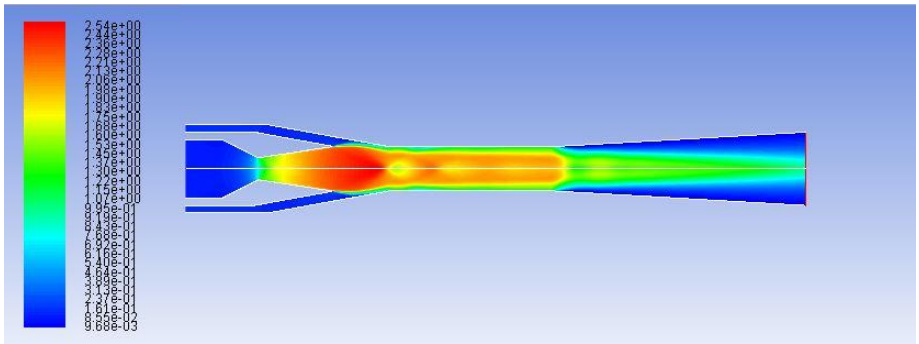
A continuación, se muestran cuatro contornos del número de Mach de cuatro casos representativos:



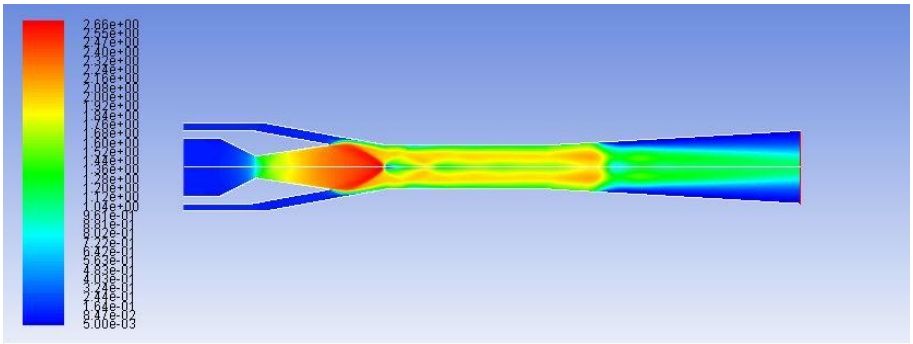
(a). Caso 10. Ratio Primario: 2.75



(b). Caso 20. Ratio Primario 3.2



(c). Caso 13. Ratio Primario: 4



(d). Caso 21. Ratio Primario: 4.93

Figura 30. Contornos de número de Mach con diferentes Ratio Principal

En las imágenes de la Figura 30, se pueden apreciar los contornos del número de Mach a lo largo de toda la geometría del eyector. Visualizándolos en conjunto, se puede observar el avance de la zona de ondas de choque debido al aumento de la backpressure.

Para ratios de presión bajos, las ondas de choque a penas aparecen y se localizan cerca de la zona de salida de la tobera, lo que provoca el reflujo hacia la entrada secundaria. En estos casos extremos, la onda de choque plana no aparece, ni tampoco el tren de ondas típico de toberas sobreexpandidas. La forma de las ondas que sí aparecen está provocada por la tendencia del flujo a salir por la entrada secundaria, generando la curvatura de la onda en el caso (a).

Conforme va aumentando el ratio de presión principal, la onda de choque plana aparece y se va desplazando aguas abajo. Se puede apreciar su disposición perpendicular a la dirección del flujo. Sin embargo, cerca de la pared la onda se curva.

Este patrón se debe a la fuerza de compresión de una onda de choque, que provoca un fuerte gradiente de presión en un corto espacio, causando que en zonas, como la capa límite, el flujo se desprenda de la pared, tomando la onda de choque una cierta curvatura.

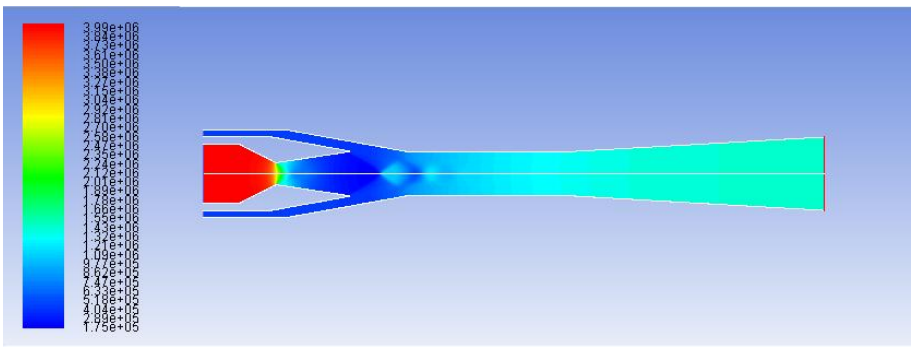
En la zona de sección constante, se pueden observar en el flujo zonas, bien diferenciadas, de altas velocidades en el centro y de bajas velocidades en los exteriores. Esta diferencia de velocidades, provoca que, una vez la corriente entra en el difusor, no todo el flujo vea el cambio de sección, por lo que la parte interna de la corriente, de velocidades transónicas, tarda en apreciar el difusor y, de esa forma, en disminuir su velocidad.

Esto provoca que a la salida del difusor el gradiente de la velocidad sea muy acusado entre el centro y los laterales. Esta diferencia de velocidades provoca, en algunos casos, recirculación en las zonas exteriores del difusor, debido a las muy bajas velocidades del flujo y la alta presión a la salida del eyector.

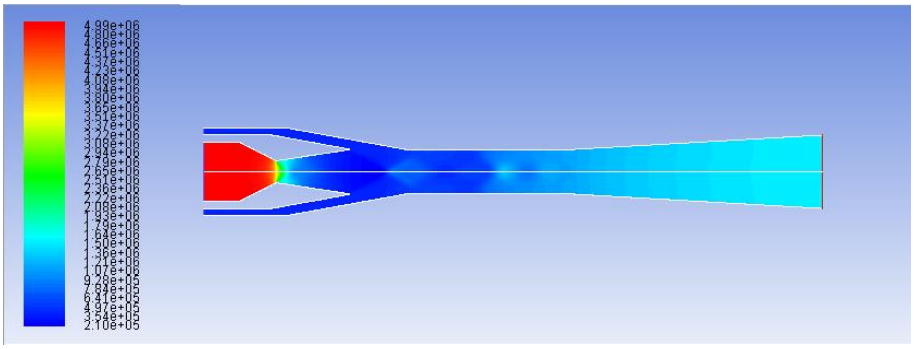
Para el caso de un ratio de presión elevado, la zona de recompresión, mediante las ondas de choque, se produce una vez el flujo ha entrado en el difusor. La baja oposición del flujo a la salida, debido a la, relativamente, baja presión, permite que el flujo llegue en régimen supersónico el difusor, produciéndose la recompresión dentro del difusor. En estos casos, el difusor opera de una forma no deseada con un bajo rendimiento. En un primer tramo, actúa como una tobera, ya que acelera el flujo supersónico. Además, tras la recompresión, se produce un desprendimiento del flujo en la pared del difusor, generado una pequeña zona de recirculación en la periferia.

A continuación, se muestran los contornos de presión y temperatura de los mismos casos expuestos en los contornos de Mach. En ellos, también se puede apreciar el avance y retroceso de la onda de choque final, así como el patrón de diamantes típico de las estructuras de una tobera que está sobreexpandida.

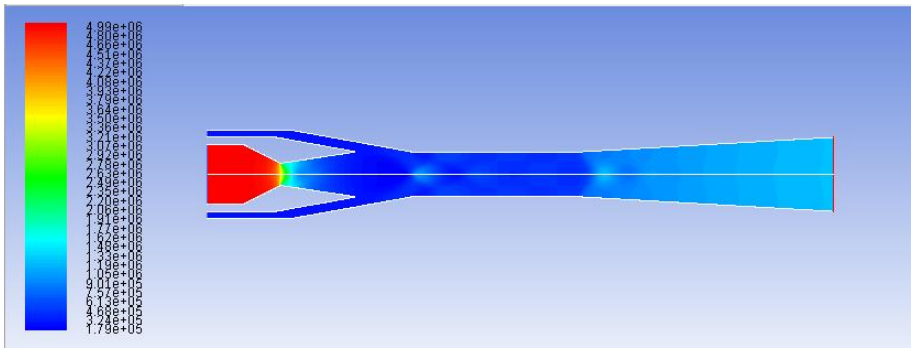
En el caso de los contornos de presión, la zona de recompresión es claramente apreciable, debido al gran gradiente de presión existente en la onda de choque. El patrón de diamantes de la corriente supersónica es también fácilmente apreciable.



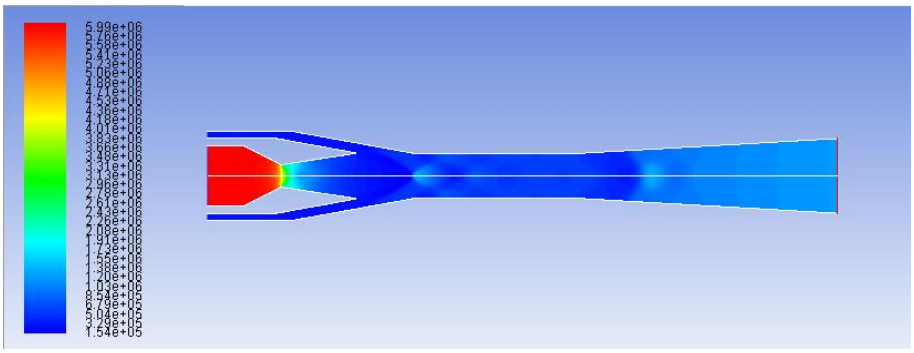
(a). Caso 10. Ratio Primario: 2.75



(b). Caso 20. Ratio Primario 3.2



(c). Caso 13. Ratio Primario: 4

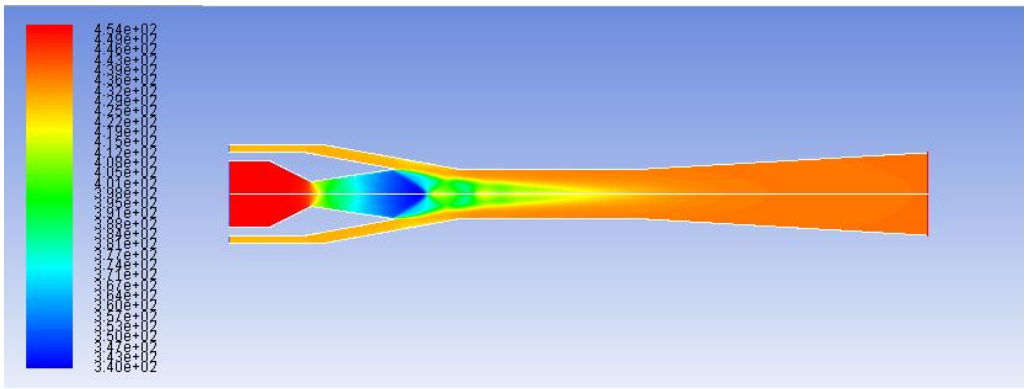


(d). Caso 21. Ratio Primario: 4.93

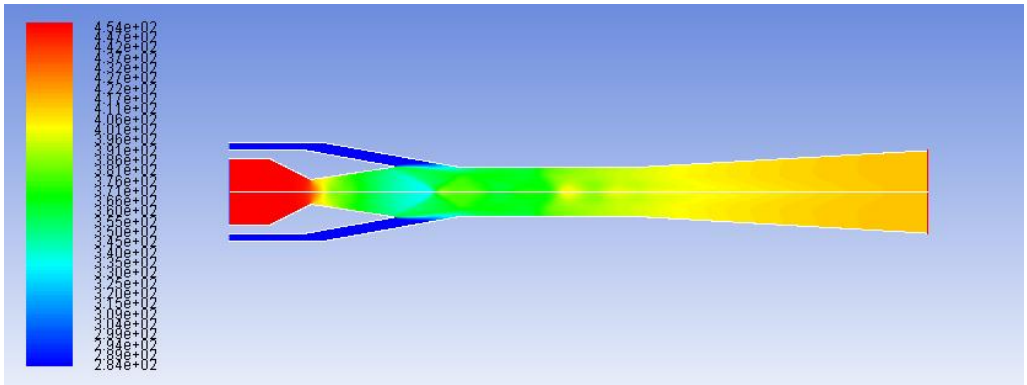
Figura 31. Contornos de presión con diferentes Ratio Principal

En los contornos de temperatura, también se pueden apreciar con facilidad todas las ondas de choque, debido a los grandes gradientes de temperatura que producen. En el caso de la imágen (a) de la Figura 32, se puede observar el reflujo provocado por la cercanía de la onda de choque en la zona de succión. Al aumentar el valor de la contrapresión, la onda de choque se mueve aguas arriba hasta llegar a la cámara de succión. Al localizarse la zona de recompresión justo en esta zona, la presión es mucho mayor que la presión del conducto secundario, por la recompresión de la onda de choque. Al haber más presión en la zona de succión que en el canal secundario, el movimiento natural de un fluido desde zonas con mayor presión a las de menor presión, provoca que se dé reflujo en la entrada secundaria.

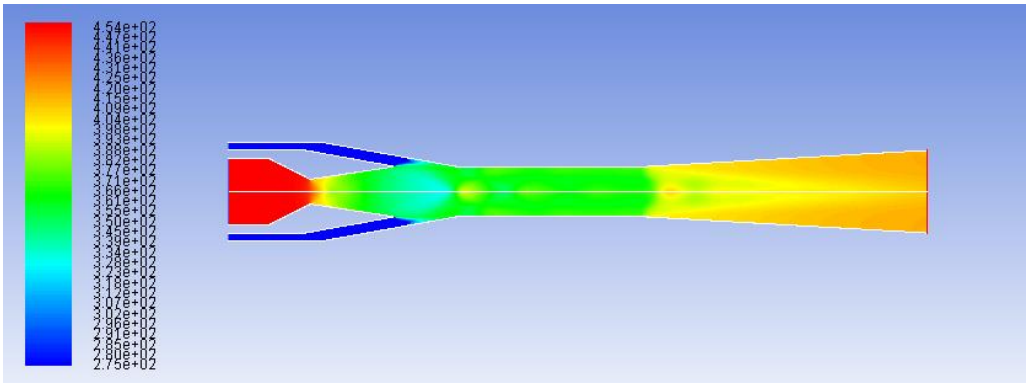
Por otro lado, en los contornos de temperatura también se puede apreciar el efecto de la proximidad de la onda de choque al difusor. La zona de mezcla permite, como su nombre indica, la mezcla y la homogeneización de las dos corrientes de flujo dentro del eyector. Así que, cuanto mayor sea esta zona, el flujo llegará más homogéneo al difusor y, por tanto, a la salida. Si la posición de la onda de choque se localiza en las proximidades del difusor, aparece un gradiente en sentido radial en el valor de la temperatura. Esto introduce una de las variables geométricas más importantes que se desarrollarán en el estudio de la geometría: la longitud de la zona de mezclado y, eventualmente, la longitud del difusor.



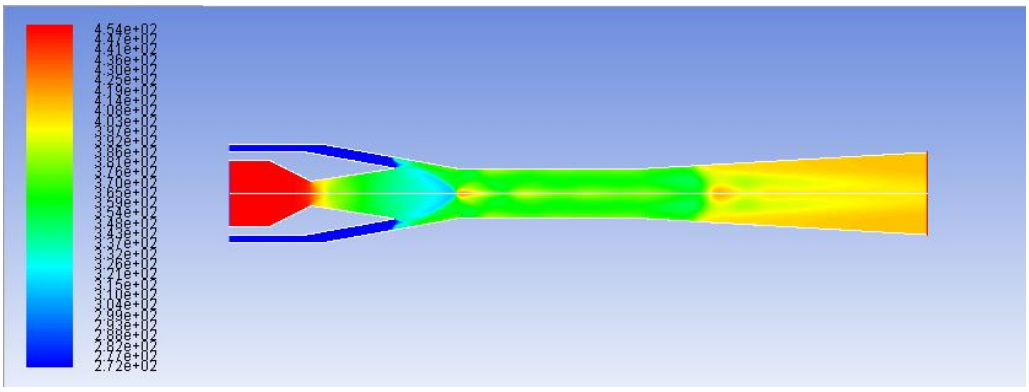
(a). Caso 10. Ratio Primario: 2.75



(b). Caso 20. Ratio Primario 3.2



(c). Caso 13. Ratio Primario: 4



(d). Caso 21. Ratio Primario: 4.93

Figura 32. Contornos de temperatura con diferentes Ratio Principal

En un sistema de eyección como el que se está tratando de caracterizar, se buscan una serie de condiciones básicas, con el fin de que el sistema sea lo más ventajoso posible durante su funcionamiento. Este tipo de sistemas suelen implementar una serie de elementos adicionales, cuyo funcionamiento y requerimientos limitarán sus condiciones de operación, de manera que condicionarán la elección del caso con las mejores condiciones de funcionamiento.

El uso de una bomba en el ciclo para dar presión a los circuitos de entrada en el eyector, limita el caudal máximo, además del ratio de compresión de la bomba, que dichos circuitos pueden trasegar, debido, principalmente, a especificaciones de potencia y, por tanto, de tamaño y peso. Ya que mayores caudales implican mayores potencias, por lo que el consumo destinado a ese elemento será, por consiguiente, más elevado. Análogamente, altos valores de ratio de compresión, además de implicar mayores gastos energéticos, introduce la posible aparición en el compresor del fenómeno no deseado de bombeo, si además éste trabaja con bajos gasto másicos, lo que podría resultar catastrófico.

Con lo expuesto anteriormente, el eyector óptimo debería ser capaz de operar en unas condiciones de presión mínimas en cada una de las entradas, y de presión máxima en la salida, para reducir el tamaño y la potencia consumida del compresor. Debería ser también capaz de trasegar el mínimo gasto posible en el flujo primario y el máximo posible en el secundario, para reducir el nivel de potencia consumida en el compresor con respecto al gasto másico a refrigerar.

Ambas restricciones se traducen en unos ratios de presión entre entradas y entre la entrada primaria y la salida bajos, para minimizar el ratio de compresión de la bomba, y en un ratio de arrastre lo más grande posible para mezclar la mayor cantidad de flujo secundario posible con la mínima cantidad de flujo primario bombeado.

Con todo lo dispuesto con anterioridad, el caso que mejor se ajusta a los requerimientos de funcionamiento óptimos es el caso número 5. Este caso posee unas presiones de 39.5 y 3.48 bar en las entradas y de 12.51 bar en la salida y, además, trasiega unos gastos másicos en las entradas primaria y secundaria, respectivamente, de 0.0989 y 0.01543 kg/s, lo que resulta en un ratio de arrastre de 0.156, el más alto de todos los casos.

En el siguiente apartado, se tratará de mejorar la geometría, con el objetivo de optimizar los resultados obtenidos con el caso 5.

Las mejoras geométricas tendrán tres objetivos.

El primero será aumentar el gasto másico secundario. A priori se traduce en un aumento de la sección de paso de la entrada secundaria, lo que permitiría aumentar el gasto secundario entrante en el eyector, y en una modificación de la relación de áreas de la tobera, con el objetivo de disminuir la presión a la salida de misma y aumentar así el poder de succión de la corriente primaria;

El segundo objetivo será disminuir el gasto másico primario, mediante la disminución de la sección de paso de la garganta de la tobera.

Y el tercer objetivo será mejorar el mezclado de las dos corrientes entrantes, lo que supondrá aumentar la longitud de la zona de sección constante, o de mezcla.

6.3. Optimización geométrica del eyector

En la siguiente sección, se pasará a analizar los efectos de la geometría sobre uno de los casos estudiados, y que se ha concluido como el caso con los mejores resultados. Así pues, este capítulo tendrá como objetivo mejorar o maximizar los resultados obtenidos con el caso 5 en el apartado 6.2, en lo referente a los gastos másicos de cada una de las entradas. Fundamentalmente, se tratará de maximizar el secundario y minimizar el primario, lo que dará como resultado la maximización del Ratio de Arrastre ya anteriormente mencionado.

Para ello, el siguiente apartado se estructurará en tres capítulos:

En primer lugar, se describirán cada una de las dimensiones susceptibles a ser modificadas para mejorar la relación de gastos del eyector. Para ello, se mostrarán las conclusiones obtenidas del estudio paramétrico de la geometría de cada una de las dimensiones.

Con toda la información dispuesta, se señalarán las condiciones de diseño generales que debería cumplir un eyector en función de determinados parámetros de funcionamiento y, en particular, el caso de nuestro eyector.

En segundo lugar, se realizará la propuesta de una nueva geometría que intente mejorar los gastos del caso número 5, elegido con anterioridad como el mejor, ya que aporta las mejores prestaciones con sus condiciones de contorno.

Por último, se realizará una segunda modificación del eyector inicial para mejorar aquellos casos en los que el eyector ha entrado en modo backflow. Para ello se determinarán las consecuencias de la entrada en backflow y la solución escogida para resolver este percance.

6.3.1. Dimensiones características del eyector. Variación del Ratio de Arrastre

Las dimensiones del eyector que definen nuestro problema son las siguientes:

- Radio de la garganta de la tobera: modifica el gasto másico máximo que puede pasar por la tobera. También modifica la relación de áreas de la tobera.
- Radio de la salida de la tobera: modifica la relación de áreas de la tobera, estableciendo el régimen de trabajo de la tobera, en unas condiciones dadas.
- Radio de la entrada secundaria: modifica la sección de paso del flujo secundario.
- Longitud de la zona de succión: modifica la zona de contacto entre las dos corrientes entrantes.
- Longitud de la zona de mezcla: modifica el proceso de mezclado de las dos corrientes.
- Radio de la zona de mezcla: modifica el gasto másico a la salida, y por tanto a las entradas.
- Longitud del difusor: modifica el proceso de deceleración y compresión del flujo.
- Divergencia del difusor: modifica el proceso de deceleración y compresión del flujo.

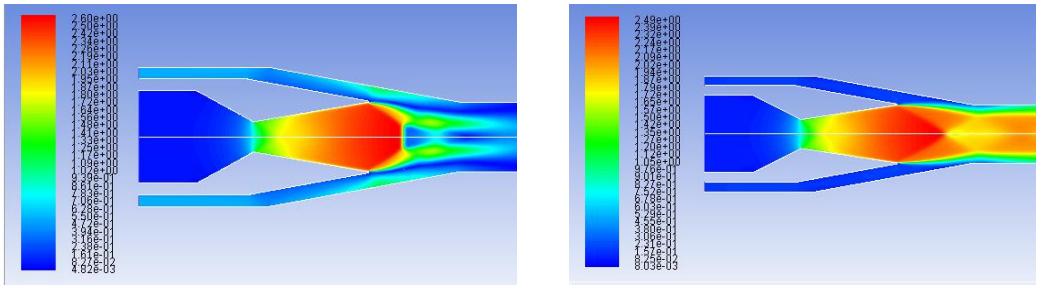
Para estudiar la influencia de cada uno de los parámetros geométricos se tratará de observar su influencia sobre el Ratio de Arrastre y las condiciones del flujo, con el resto de los parámetros invariantes, siempre y cuando sea posible.

6.3.1.1. Radio de la garganta de la tobera

La modificación del radio de la garganta de la tobera tiene influencia en el valor del gasto másico que va a trasegar, debido a que se trata de la sección con menor área de paso y, por tanto, será la que controle el valor del gasto en esa zona. Por tratarse de una zona bloqueada, el gasto másico que trasegará, en todas las condiciones de operación, será el máximo posible.

En los casos en los que se ha modificado la garganta de la tobera, sin modificar el resto de parámetros, se ha logrado reducir el gasto másico. Reduciendo el radio de la garganta de 1.5mm a 1.3mm, se logra reducir en un 25% la sección de paso y en un 24.7% el gasto másico, de 0.0989kg/s a 0.0744kg/s.

Sin embargo, modificar la garganta reduciéndola implica aumentar el ratio de áreas de la tobera, por lo que para las condiciones del caso 5, la tobera no se encuentra completamente arrancada, provocando que haya reflujo en la entrada secundaria.



(a) (b)

Figura 33. Contornos de Mach en la salida de la tobera para la modificación (a) y el caso base (b)

En esta parte del ensayo se concluye que el ratio de áreas de la tobera es uno de los parámetros sensibles que determinan el modo de operación del eyector.

Si ahora se trata de modificar la garganta conjuntamente con la modificación del radio a la salida de la tobera, para mantener el ratio de áreas constante, el problema surgido por la variación del punto de funcionamiento de la tobera se soluciona, pero otra consideración paralela aparece. El radio de la zona de mezcla, que antes era del mismo tamaño que el radio de la salida de la tobera, se mantiene constante, por lo que en esta segunda modificación queda de mayor tamaño.

Esto provoca, como se verá en un apartado posterior, que el avance de la onda de choque con el aumento de la backpressure sea mayor al aumentar el diámetro de la zona de mezcla. En este caso, sigue habiendo reflujo en la entrada secundaria, pero la adaptación de la tobera permite reducir la cantidad de flujo adverso.

Si además, se realiza una tercera modificación para ajustar la zona de mezcla con la salida de la tobera, el problema del backflow se soluciona pero con un efecto no deseado. A pesar de que en esta tercera modificación de la sección de la garganta, junto con los radios de salida de la tobera y de la zona de mezcla, el gasto másico primario se reduce enormemente hasta los 0,06301kg/s, un 36.3% menos con respecto al caso base, debido a la reducción hasta los 1.2mm del radio de la garganta, el gasto secundario se reduce también de una manera muy grande. El gasto cae hasta los 0.00806kg/s, lo que representa un ratio de arrastre de 0.1279. Esta reducción en el gasto secundario se explicará con más detalle en la parte correspondiente al radio de la zona de mezcla.

Sin embargo, si en vez de reducir el radio de la garganta, lo aumentamos, el gasto trasegado por la tobera aumentará, por lo que el ratio de arrastre disminuirá. Aumentar el gasto primario, a pesar de que no es lo que se pretende en esta optimización, tiene un beneficio. Aumentar la garganta reduce el ratio de áreas, por lo que mejora el arrancado de la tobera. Por otro lado, aumenta el gasto másico primario, lo que permite que en estas condiciones el eyector sea más robusto y resistente a contrapresiones altas. El avance de la onda de choque se ralentiza, debido a la mayor inercia del flujo motriz gracias al aumento del gasto másico, permitiendo que el eyector opere en condiciones de contrapresión mayores.

Aumentar el radio de la garganta de 1.5 a 1.7 mm (aumento de sección del 28.4%) permite que en las condiciones del caso 5 (caso base) las prestaciones sean inferiores a las del eyector base: 0.12712 y 0.01123kg/s de gastos primario y secundario con un ratio de arrastre de 0.08833, pero permite que hasta incluso el caso 10 que operaba en reflujo pueda operar en condiciones normales con unos gastos primario y secundario de 0.12712 y 0.01635kg/s y un ratio de arrastre de 0.1286.

Así pues, de este primer parámetro se deduce que la reducción del radio de la garganta conlleva consigo una disminución del gasto primario, lo cual es ventajoso, pero hay que considerar el aumento del ratio de áreas debido a que las condiciones de presiones del eyector no puedan arrancar la tobera por completo. Aumentar la garganta, a pesar de inducir un aumento en el gasto primario, permite rescatar y utilizar el eyector en condiciones de contrapresión más elevadas, que en condiciones estándar llevarían al reflujo.

6.3.1.2. Radio de la salida de la tobera

Modificar el radio de la salida de la tobera influye en el ratio de áreas de la tobera, así como en la vulnerabilidad del flujo al avance de la onda de choque aguas arriba con el aumento de la contrapresión.

Aumentar el radio de la salida de la tobera, aumenta el ratio de áreas, por lo que a igualdad de condiciones, la tobera aumenta su sobreexpansión, y al igual que en la Figura 33, no es capaz de arrancar del todo generándose una onda de choque a la salida de la misma.

Disminuir el radio de la tobera tiene el efecto de reducir el ratio de áreas y, por consiguiente, un efecto similar que aumentar del radio de la garganta. Incrementar el radio de la salida de la tobera permite un mejor y más estable arrancado de la tobera, por lo que en condiciones de contrapresión elevada, es más robusta que el caso base. Pero el efecto del radio de la zona de mezcla se hace patente, reduciendo en parte la robustez a alta presión. Bajo las mismas condiciones que el caso 5, el eyector operaría con 0.09819 y 0.1374kg/s y un ratio de arrastre de 0.1399. En condiciones del caso 8, que sufría un leve backflow, la reducción del radio de salida de la tobera de 3 a 2.4mm (un 36% menos de sección) permite recuperar el eyector, que operaría con gastos másicos de 0.09819kg/s y 0.01067kg/s y un ratio de arrastre de 0.10869. Estos valores de gastos másicos y ratio de arrastre están lejos de mejorar los resultados del caso 5, pero representan una mejoría global del funcionamiento fuera de diseño del eyector sobre el original, al permitir su operación en condiciones inicialmente de backflow.

6.3.1.3. Radio de la entrada secundaria

Tras haber tratado los parámetros principales que rigen el gasto primario, ahora se tratarán los parámetros que pueden modificar el gasto secundario, y se empezará con el radio de la entrada secundaria. Sería más correcto hablar de variar la sección de entrada secundaria, ya que está sección de entrada se trata de una corona circular, por lo que la rigen dos radios diferentes: el interno y el externo. En este caso, para facilitar el análisis solo se modificará el externo, el cual nombraremos como radio de la entrada.

Se han realizado dos ensayos aumentando la sección de paso un 120 y 410%. En ambos casos. se han obtenido resultados de gasto másico muy similares, por lo que los ratios de arrastres son prácticamente iguales. Este hecho concuerda con la característica del modo de operación crítico, en el que la corriente secundaria está bloqueada, ya que a pesar de haber doblado la sección de entrada en un caso, el gasto no ha sufrido a penas variación. De este modo, se puede afirmar que aguas abajo de la entrada secundaria, la geometría está bloqueada.

6.3.1.4. Longitud de la zona de succión

La siguiente dimensión que influye en el gasto secundario es la zona de succión. Debido a que el flujo secundario está bloqueado aguas abajo de la entrada se puede intuir que es en esta zona donde se halle la dimensión que limite el gasto.

Reduciendo la longitud de la zona de succión un 50%, se observa una caída de poco más del 50% del gasto secundario. Es lógico pensar que restringir aun más la sección de paso limitante, produce una reducción del gasto que trasiegue por dicha zona.

Sin embargo, si aumentamos la longitud de la zona de succión podemos encontrar un comportamiento inesperado. A pesar de que debería aumentar el gasto secundario, lo cierto es que se reduce. Esto se provoca debido a la baja velocidad de la corriente secundaria con respecto a la corriente principal, lo que provoca que se forme una zona de recirculación en la pared del canal, reduciendo la superficie de contacto entre las dos corrientes y, de esa forma, disminuyendo el efecto de succión y arrastre. En la Figura 34, se puede observar esta zona de recirculación en la pared.

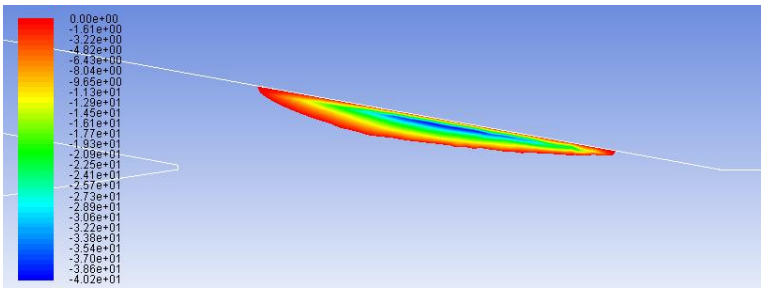


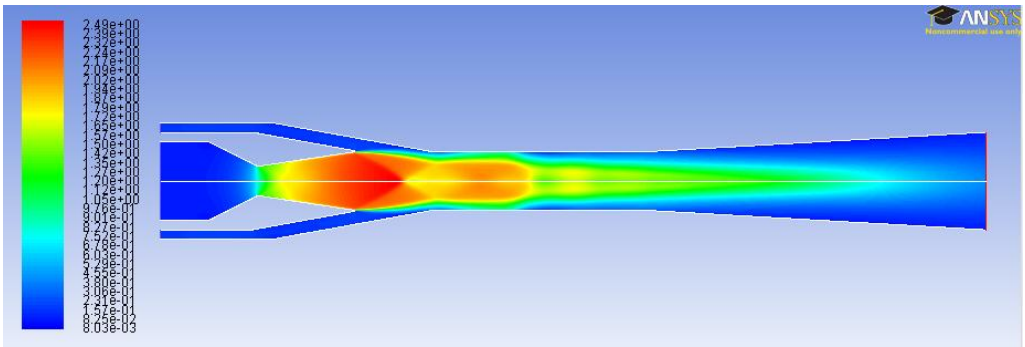
Figura 34. Contorno de velocidad axial negativa en la zona de succión

6.3.1.5. Longitud de la zona de mezcla

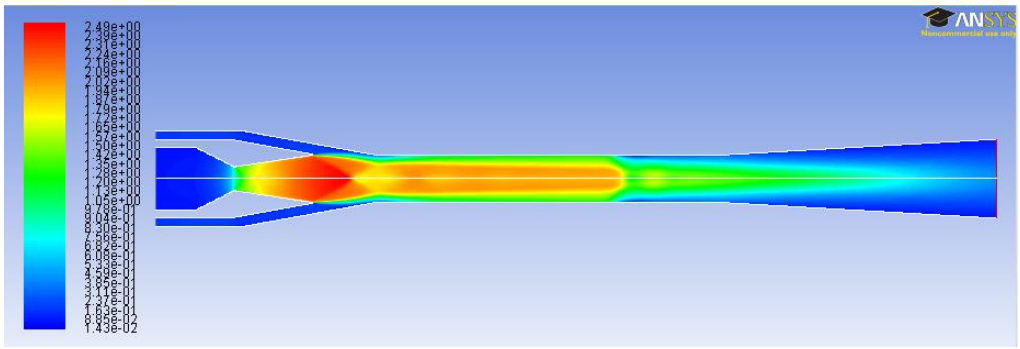
A continuación, se procederá a analizar cuatro parámetros que influyen en el mezclado de las dos corrientes y, que a pesar de provocar cambios en las condiciones aguas abajo de la zona bloqueada, provocan un ligero efecto en las condiciones aguas arriba.

Aumentar la longitud de la zona de mezcla permite que las dos corrientes que discurren por ella se mezclen mejor, por lo que la corriente final se homogeneíza en mayor medida. La mayor transferencia de cantidad de movimiento permite que la corriente se decelere paulatinamente a lo largo del canal, por lo que cuando llegue a la zona de recompresión, la fuerza de la onda de choque será menor, y de esa forma las pérdidas de presión globales del eyector serán menores.

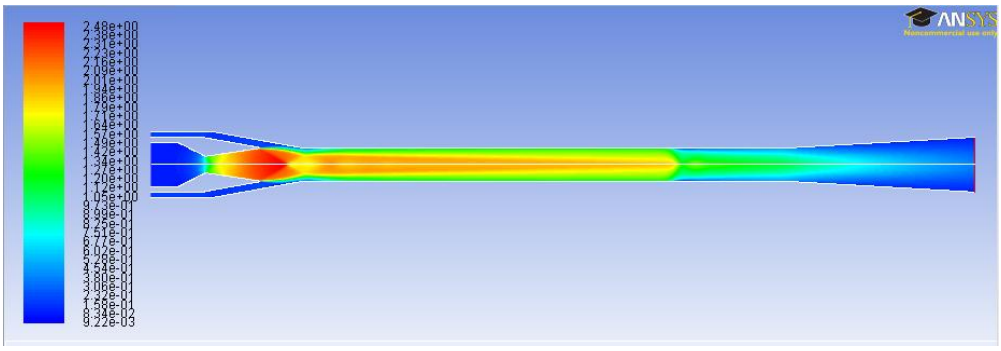
En este caso se ha probado a aumentar la zona de mezcla dos y cuatro veces, desde los 22mm iniciales a los 44 y 88 finales. En ambos casos, la homogeneidad del flujo es mayor que en el caso base. Primero se muestran los contornos del número de Mach en el que se observa la mayor homogeneidad del flujo, incluso dentro del difusor.



(a). Eyector base



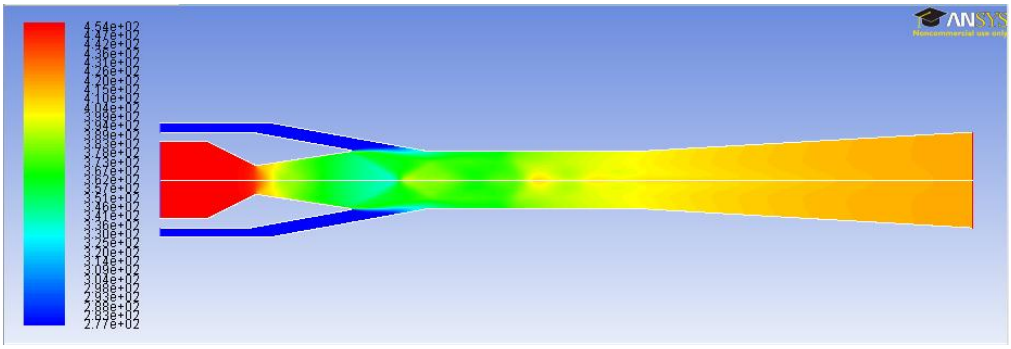
(b). Longitud de mezcla aumentada 2 veces



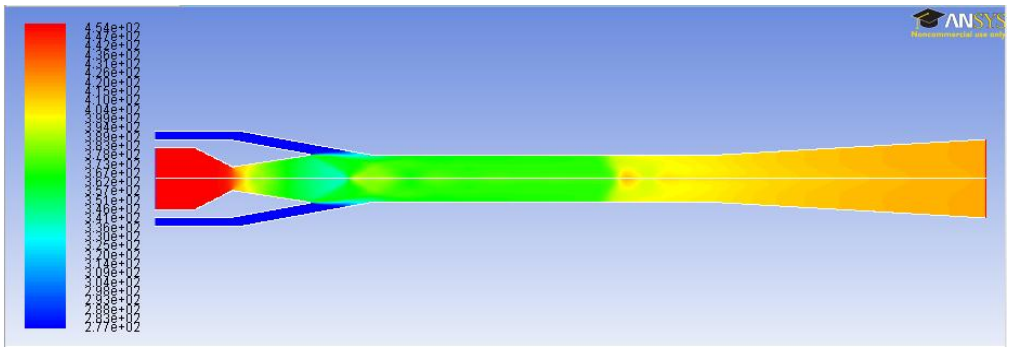
(c). Longitud aumentada 4 veces

Figura 35. Contornos de Mach en las modificaciones de la longitud de la zona de mezcla

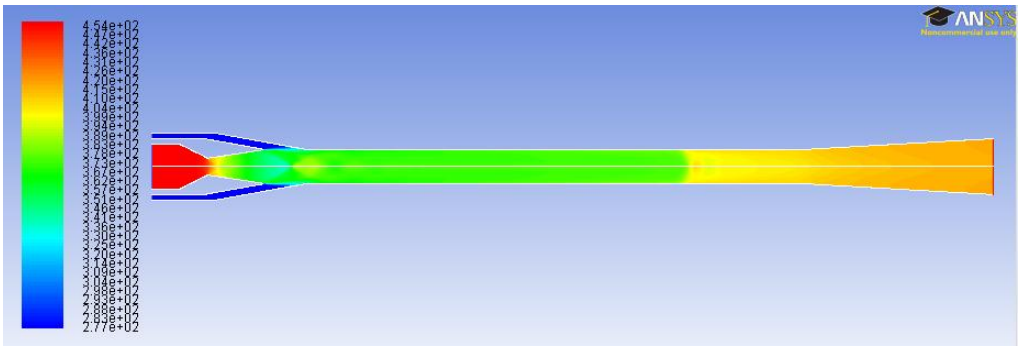
La homogeneización del flujo se puede observar también en el caso de los contornos de temperatura, en menor medida durante la parte de la mezcla, pero en mayor medidas tras la recompresión, debido a que la onda de choque es capaz de reducir la velocidad del flujo de una manera más uniforme.



(a). Eyector base



(b). Longitud de mezcla aumentada 2 veces



(c). Longitud aumentada 4 veces

Figura 36. Contornos de temperatura en las modificaciones de la longitud de la zona de mezcla

Con lo que respecta a los gastos, tanto el primario como el secundario experimentan un aumento. Esto se debe al cambio de las condiciones de la onda de choque al final de la zona de mezcla. Al variar la naturaleza de la onda de choque, mediante el aumento de la zona de mezcla, el flujo debe adaptarse a dicho cambio, por lo que el resultado es un incremento de los gastos totales del eyector. Cuanto mayor es la longitud, mayor es el aumento. Sin embargo, la mejora no es demasiada. En el caso de aumentar por 4 la longitud de la zona de mezcla, los gastos másicos de las entradas pasan de 0.0989 y 0.01543kg/s con un ratio de arrastre de 0.15602, a 0.10032 y 0.01640kg/s con un ratio de 0.16352. Esto significa un aumento del 6.2% en el flujo secundario y del 4.8% en el ratio de arrastre, solo aumentado un 1.4% el gasto primario.

Así pues, a pesar de que el incremento en todas las variables es pequeño, el aumento del flujo succionado hacia el eyector es mayor que el aumento del flujo necesario para producir dicho aumento en la succión. En definitiva, representa una mejora potencial en el valor del gasto másico secundario y del ratio de arrastre. La longitud de la zona de mezcla será un factor a tener en cuenta en la posterior optimización.

6.3.1.6. Radio de la zona de mezcla

El siguiente parámetro a analizar es el radio del conducto de sección constante, es decir, de la zona de mezcla. Para ello, se han realizado tres ensayos. En los dos primeros, se ha observado la evolución del flujo al aumentar y reducir el diámetro de la sección de paso. En el tercero, se ha aumentado la sección de la zona de mezcla, adaptando la salida de la tobera. La adaptación de la tobera ha consistido en igualar el radio de salida de la tobera con el radio de la zona de mezcla. También, se ha aumentado el radio de la garganta, con el objetivo de mantener la relación de áreas.

Reducir el diámetro de paso tiene un efecto fácil de prever. La disminución de la sección de paso en la zona de mezcla reduce el gasto trasegado hacia la salida. Si consideramos que la tobera está bloqueada y, por tanto, está dando el máximo gasto posible, la consecuencia de la disminución del gasto a la salida se muestra en una reducción del gasto secundario, hasta el punto de generar flujo adverso.

Aumentar el diámetro de paso tiene el efecto contrario, es decir, aumenta, a priori, el gasto másico total, lo que se traduce en un aumento del gasto secundario. El aumento se produce por el mismo razonamiento que en el caso de la disminución del diámetro, el gasto primario está bloqueado, por lo que si se aumenta el gasto másico hacia la salida, por conservación, el gasto secundario debe aumentar.

Pero, con el aumento de la sección se puede también observar un inconveniente. A pesar de que a contrapresiones más bajas que las del caso base, el aumento del gasto secundario es más del doble (de 0.01543 a 0.03678kg/s con 8bar a la salida), al ir aumentando la contrapresión, el eyector entra rápidamente en modo backflow y, para las condiciones del caso base, nos encontramos plenamente dentro de este modo.

Al ser el radio de la zona de mezcla mayor que la salida de la tobera, la corriente del flujo en la zona de mezcla posee una zona de baja velocidad en la periferia, que, al aumentar la contrapresión, es más susceptible a ser vencida por el gradiente de presión adverso. En esta situación, el avance de la onda de choque aumenta, provocando mal funcionamiento a altas contrapresiones.

Si se procede a aumentar el radio de paso de la zona de mezcla, previa adaptación de la salida de la tobera y aumento del radio en la garganta para mantener invariante el ratio de áreas en la tobera, el efecto de mejora absoluta en el gasto secundario es menor que en el caso anterior, pero se permite que el eyector siga funcionando a contrapresiones más elevadas, lo que beneficia al ciclo en conjunto en condiciones fuera de diseño.

No obstante, abrir la sección de la garganta aumenta el gasto primario, por lo que el aumento en el ratio de arrastre, causado por el aumento del gasto secundario, se ve disminuido. Pero el aumento de la fuerza de la corriente motriz, debido al aumento del gasto principal, permite aceptar, en ciertos términos, el aumento de coste del bombeo del fluido en el compresor por la mejora de la respuesta del eyector a altas presiones. En este caso, los gastos se aumentan hasta 0.11277 y 0.01812kg/s, suponiendo un aumento del ratio de arrastre desde 0.156 hasta 0.1607.

En este apartado se puede entrever una característica de diseño más para un eyector con altas contrapresiones. La igualdad de los radios de salida de la tobera y de la zona de mezcla será una condición indispensable.

6.3.1.7. Longitud y Divergencia del difusor

Modificar la longitud del difusor, tiene un efecto similar al del aumento de la longitud de la zona de mezcla. Aumentar su longitud, disminuye el ángulo de divergencia del difusor, lo que genera, además, que la compresión y deceleración del flujo en el difusor sea más progresiva, y así, se evita la aparición de desprendimiento en las paredes del difusor.

Al igual que en la longitud de la zona de mezcla, la variación de las características de la geometría en el difusor provoca una variación en las condiciones de la onda de choque en la zona de recompresión, lo que provoca, a su vez, una variación en las condiciones del flujo aguas arriba de la onda, con el fin de adaptarse a las nuevas condiciones del flujo.

Una mayor longitud del difusor mantiene al durante más tiempo en él, por lo que al núcleo de la corriente, de flujo transónico, le da tiempo a ver al difusor y, por tanto, a decelerarse, hasta poder homogeneizarse en mayor medida con el resto del flujo de la periferia. El resultado es un flujo más homogéneo y uniforme a la salida del eyector.

La variación de la divergencia del difusor tiene principalmente dos implicaciones. Mayores ángulos de divergencia implican difusores más cortos, ya que se requiere de una menor longitud del difusor para llevar a cabo la variación de secciones entre la entrada y la salida y, por consiguiente, la compresión. Observando la afirmación anterior desde un punto de vista paralelo, mayores divergencias permiten mayores ratios de áreas en un difusor (o tobera) para una longitud de difusor (o tobera) dada. La segunda implicación reside en la hipótesis de flujo unidimensional en un difusor o tobera. Ángulos de divergencia bajos permiten despreciar la componente radial con respecto a la componente axial de la velocidad, y por tanto, aceptar la hipótesis de flujo unidimensional. Aumentar la divergencia introduce mayor importancia a la componente radial y a los efectos de la tridimensionalidad del flujo, como el desprendimiento.

6.3.1.8. Conclusiones

Tras haber realizado todos los estudios de los parámetros geométricos presentes en el eyector, estamos en disposición de señalar los parámetros más importantes de su geometría. Estos parámetros son: el ratio de áreas entre la garganta y la salida de la tobera, donde esta última debe coincidir con el radio de la zona de mezcla; la posición de la tobera en la zona de succión, es decir, la longitud de la zona de succión definida como la distancia entre la tobera y la zona de mezcla; y la longitud de la zona de mezcla, y en cierto modo, la longitud total del eyector. Estas variables son las más determinantes en el comportamiento operacional de un eyector, no obstante, el parámetro que más influencia posee, y que por tanto ha sido objeto de un mayor estudio e investigación en el desarrollo de la tecnología de los eyectores, es el ratio de áreas de la tobera.

La tobera del eyector ha demostrado ser el parámetro más influyente en el funcionamiento del mismo. Como se ha mencionado anteriormente, tanto el ratio de áreas de la tobera como su posición con respecto a la zona de succión son parámetros importantes en el desarrollo de los modos de operación del eyector. La relación de áreas permite modificar el punto de funcionamiento de la tobera, por lo que puede dotar de mayor robustez y resistencia al eyector con altas contrapresiones.

La posición de la tobera, por otro lado, determina la sección de paso libre para el caudal secundario. La existencia de dos tipo de eyectores en función de este parámetro indica su importancia y la necesidad de hacer un balance entre sus beneficios contrapuestos: gasto másico y contrapresión.

Sin embargo, como se ha podido observar, la búsqueda de unos valores óptimos en dichos parámetros depende en gran medida de las condiciones de nuestro problema. De hecho, no solo las condiciones bajo las que vaya a operar un eyector influyen en su geometría, sino también la naturaleza del fluido refrigerante que se vaya a utilizar. Diversos parámetros químicos, como la presión de evaporación o la temperatura de congelación, limitarán los rangos útiles del ciclo de eyección y, por consiguiente, la arquitectura que deberá tomar el eyector con el fin de alcanzar un funcionamiento satisfactorio en las condiciones requeridas. Así pues, no existe una geometría óptima para todas las condiciones y fluidos posibles, sino que en función de la tipología del problema a afrontar, la morfología del eyector variará para adaptarse a las condiciones específicas del problema.

No obstante, sí se pueden introducir una serie de características fundamentales que todo eyector debe cumplir. Esencialmente, los eyectores suelen tener formas muy alargadas y estrechas, es decir, grandes longitudes con, relativamente, pequeños diámetros. Esta característica se debe a la necesidad de reducir al máximo las irreversibilidades presentes en los procesos de expansión y compresión en la tobera y el difusor, además de tener que asegurar el completo mezclado entre las dos corrientes entrantes en el eyector. De esa forma, los eyectores serán elementos muy largos y, en algún caso, su longitud será un parámetro limitante a tener en cuenta a la hora de integrarlo en un sistema mayor, como podría ser un automóvil. Para el caso de la tobera, la relación de áreas deberá garantizar una expansión suficiente para permitir el efecto de succión a la salida de la misma, mientras que se le aporta la suficiente estabilidad contra elevadas contrapresiones. Así pues, su valor quedará sujeto al balance de las condiciones de operación, las que requerirán un ratio bajo para altas contrapresiones o un ratio elevado para garantizar la expansión.

6.3.2. Optimización del caso con mejores prestaciones

Con todo lo dispuesto en el apartado anterior, en el siguiente capítulo, se procederá a presentar una optimización geométrica para las condiciones de presión y temperatura del caso número 5. Si retomamos los resultados obtenidos en el caso 5, la entrada primaria posee unas condiciones de 39.85 bar, 453.8 K y 0.0989kg/s; la secundaria de 3.48 bar, 277.7 K y 0.01543kg/s; y la salida de 12.51 bar, 417.68 K y 0.1143kg/s.

Para realizar la optimización, se buscará aumentar el ratio de arrastre mediante el aumento del gasto secundario y/o la disminución del gasto primario. Entre las distintas propuestas surgidas a raíz del estudio geométrico, la mejora final se ha logrado aumentando ambos gastos másicos, pero como el aumento del gasto secundario ha sido mayor que el del gasto primario, el resultado final ha sido un aumento del ratio de arrastre.

La variación de las medidas del eyector se muestra en la siguiente tabla:

Descripción	**Longitud inicial (mm)**	**Longitud final tras mejora (mm)**
Radio entrada primaria eyector	4	4
Radio entrada secundaria eyector, borde inferior	5	5
Radio entrada secundaria eyector borde superior	6	6
Radio garganta tobera	1.5	1.6
Radio salida tobera	3	3.2
Radio sección área constante	3	3.2
Radio salida eyector	5	5.33
Longitud entrada principal eyector	5	5
Longitud tobera, tramo convergente	5	5
Longitud tobera, tramo divergente	10	10
Longitud entrada secundaria eyector, borde inferior	9.45	10.29
Longitud entrada secundaria eyector, borde superior	11.35	12
Longitud cámara de succión	8	8
Longitud sección área constante	22	72
Longitud difusor	35	60

Tabla 9. Dimensiones físicas del eyector

Entre las modificaciones más importantes destacan el aumento del radio de la garganta, y por consiguiente, el aumento del radio de salida de la tobera, para mantener la relación de áreas, y del radio del conducto de la zona de mezcla, para igualarlo con la salida de la tobera; el aumento en la longitud de la zona de mezcla; y el aumento de la longitud del difusor.

Estas modificaciones llevan implícitas otras con el propósito de mantener ciertos parámetros importantes. El aumento de la garganta conlleva aumentar la salida de la tobera y el canal de mezcla. Al aumentar el canal de mezcla, se debe aumentar el radio de salida del eyector para mantener el ratio de áreas en el difusor. Incrementar el radio de la zona de mezcla, también obliga a modificar el canal de entrada secundario para que la entrada de la corriente secundaria en la zona de succión sea suave. Y por último, aumentar la longitud del difusor disminuye el ángulo de divergencia.

De esta forma, el eyector queda con una forma mucho más alargada, manteniendo, por otro lado, su amplitud máxima. Las dimensiones totales del eyector, en este caso, son de 160 mm de longitud y 12 mm de diámetro máximo.

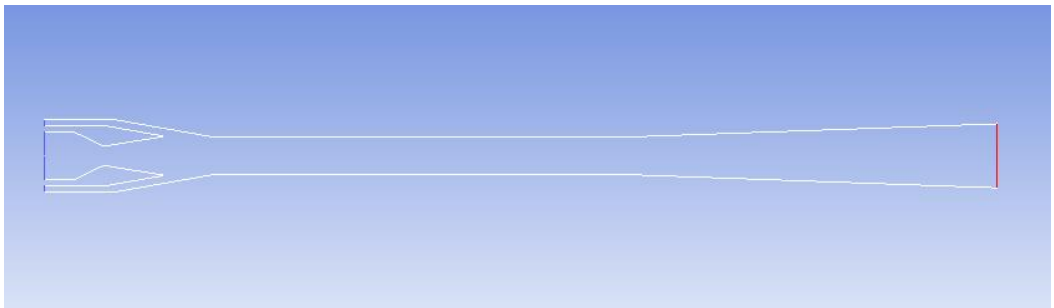


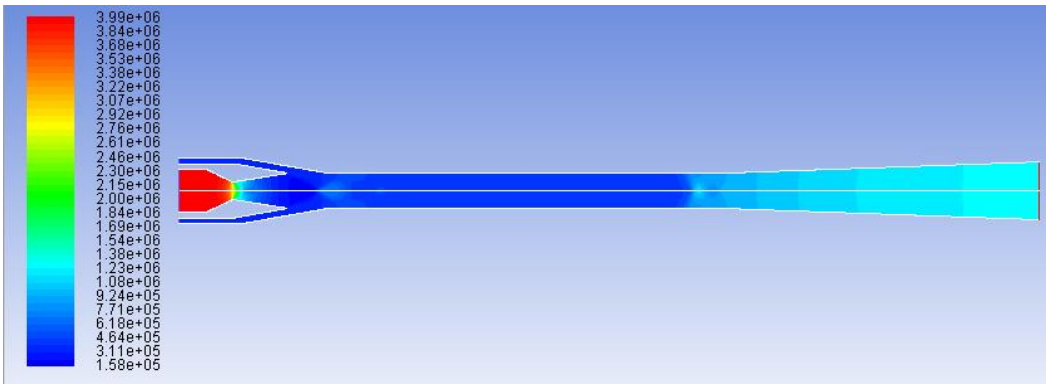
Figura 37. Dimensiones físicas del nuevo eyector

Con estas modificaciones se consigue que el eyector pase a trasegar 0.11458 y 0.01947kg/s en la entrada primaria y secundaria, respectivamente. Estos valores de gasto másico dan lugar a un ratio de arrastre de 0.17. Este aumento en el ratio de arrastre desde 0.156 hasta 0.17 se debe a que mientras que el flujo primario ha aumentado un 15.5%, el flujo secundario ha sido capaz de aumentar un 26.2%.

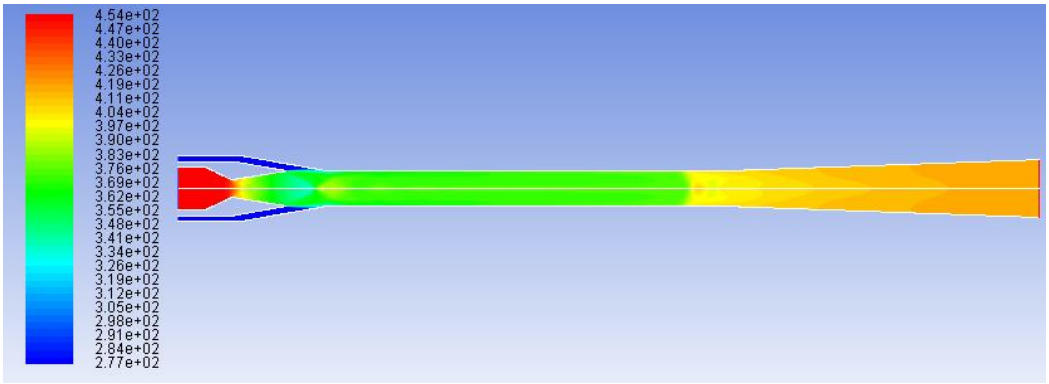
Bajo estas condiciones, los valores de presión y temperatura en cada uno de los contornos varía ligeramente. En la entrada primaria tenemos 39.8 bar y 453.76 K; en la secundaria, 3.44 bar y 277.4 K; y en la salida, 12.51 bar y 416.54 K. Al aumentar el gasto secundario con respecto al primario, se observa una ligera disminución en la temperatura a la salida.

Además de aumentar el ratio de gastos másicos, el hecho de aumentar la longitud, tanto de la zona de mezcla como del difusor, permite que el perfil de velocidades a la salida del eyector sea más uniforme y, por tanto, que el flujo a la salida sea más homogéneo.

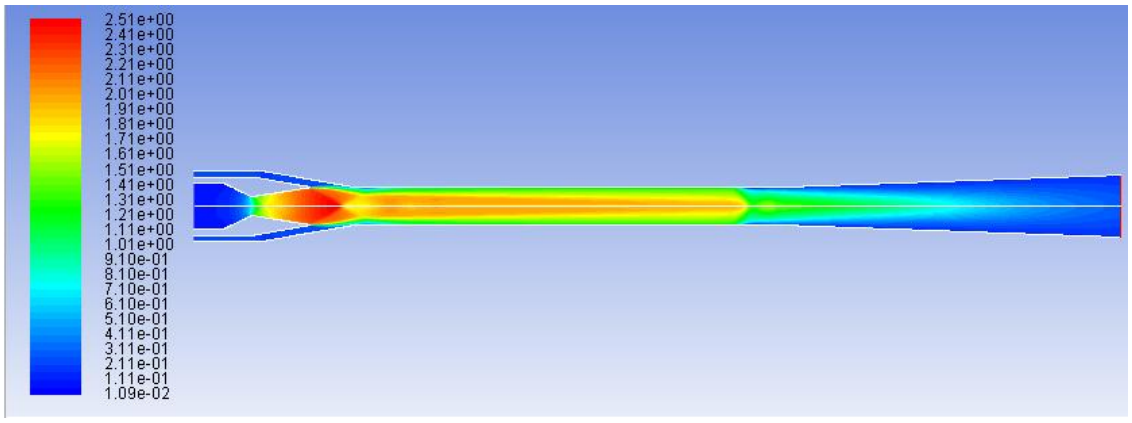
Si además analizamos los contornos de presión, temperatura y número de Mach, se puede ver el efecto de aumentar la longitud del eyector, la cual permite una mejor mezcla y homogeneización del flujo a la salida.



(a). Contorno de presión



(b). Contorno de temperatura



(c). Contorno de número de Mach

Figura 38. Contornos de presión, temperatura y número de Mach de la modificación del eyector

6.3.3. Optimización para salida con alta presión

Para finalizar el capítulo de la optimización, trataremos las situaciones estudiadas con anterioridad en el apartado 6.2 que poseían una alta presión a la salida pero que, debido a esa alta contrapresión, sufrían backflow. El objetivo consiste en rescatar los casos con backflow producidos por una alta contrapresión e intentar que el eyecto pueda ser operativo bajo dichas condiciones. Debido a que se trata de una mejora de un mal funcionamiento del eyector, el objetivo será simplemente rescatar el eyector del backflow y dar las razones por las que se ha podido recuperar, dando una posible solución tecnológica para su aplicación en desarrollos de eyectores con transitorios con peligro de backflow.

En apartados anteriores, se ha concluido que una de las causas del fenómeno de backflow es la alta contrapresión a la salida, ya que un alto valor de presión a la salida provoca que la onda de choque se sitúe cerca de la zona de succión, interactuando con el proceso de succión e influyendo de esa forma en el gasto secundario. La idea para solucionar el backflow será colocar esta onda de choque lo más alejada posible de la zona de succión, dentro del canal de mezcla. Así se podrá evitar su influencia, con la ayuda de las características de propagación del flujo supersónico. Este "empujón" de la onda de choque aguas abajo de la zona de succión implica que la corriente deba poseer mucha más fuerza, lo que se traduce en un aumento del gasto másico que vaya a circular por esa zona. Como el gasto secundario está inoperativo, inicialmente, en estas condiciones por el reflujo, solo queda aumentar el gasto primario.

Además habrá que dotar a la corriente de mayor estabilidad, es decir, el flujo supersónico debe estar más desarrollado, sin la presencia de burbujas internas ni ondas de choque planas salvo las ondas de choque oblicuas presentes en un tren de ondas típico con forma de diamantes.

Todas las afirmaciones anteriores conducen a un aumento de la sección de paso en la garganta y a una reducción de la relación de áreas de la tobera. Realmente, ambas condiciones se reducen a la primera, ya que si mantenemos el radio a la salida de la tobera y aumentamos el radio en la garganta, ambas condiciones se cumplen a la vez.

Con el propósito de mejorar el comportamiento del eyector a altas contrapresiones, se ha realizado una segunda modificación del eyector inicial para mejorar este aspecto de forma particular. La única dimensión que se ha modificado ha sido el radio de la garganta que ha pasado de 1.5 mm a 1.7 mm, disminuyendo la relación de áreas de 4 a 3.11.

Tras realizar de nuevo los cálculos, se puede observar que hasta el caso 10, que era el caso con mayor reflujo y mayor contrapresión, consigue salir del reflujo. Además, si observamos los resultados del ratio de arrastre obtenidos, se puede remarcar que son mejores de lo que se hubiera podido pensar inicialmente. Ambos gastos aumentan hasta 0.127 y 0.01635kg/s con un ratio de arrastre de 0.128.

Estos resultados hacen hincapié en las conclusiones del apartado 6.3.1: las condiciones de trabajo del eyector y su geometría están íntimamente ligadas. Se puede observar que un aumento del gasto motriz ha permitido dejar operacional el eyector en unas condiciones que en un principio eran de mal funcionamiento. Por ello, es importante dejar constancia de que el estudio de un eyector, con unas condiciones de trabajo determinadas, está muy ligado a su geometría, por lo que ligeras variaciones en la misma pueden llevar a resultados muy diferentes como los observados en esta sección. Por ello, a la hora de desarrollar un eyector, es muy importante prestar especial atención al diseño geométrico, teniendo en cuenta las condiciones de operación bajo las que trabajará, ya que variaciones mínimas de alguno de los parámetros conllevan a grandes diferencias en los resultados.

Para finalizar, se puede concluir que una herramienta tecnológica que podría ser muy útil a la hora de cubrir un amplio rango de condiciones de operación, sería el uso de toberas de geometría variable (TGV). El cambio del punto de funcionamiento del eyector ha demostrado ser no solo uno de los parámetros más importantes, sino el más sensible a pequeñas variaciones.

Disminuir la relación de áreas ha demostrado ser una solución muy potente a la hora de recuperar el eyector de condiciones de backflow. Ser capaces de adaptar el punto de funcionamiento de la tobera. permite aumentar el valor de la contrapresión y, de esa forma, reducir el ratio de compresión de la bomba del circuito primario. Esto permitiría reducir el consumo de potencia de la bomba al requerir un menor salto de presiones. Evidentemente, aumentar el radio de la garganta para reducir el ratio de áreas, provoca un aumento en el gasto másico primario, lo que genera un aumento en el consumo de potencia del compresor. De esta forma, nos encontramos en la necesidad de un balance, el cual permitiría hallar las mejores condiciones de operación del eyector y la bomba, de forma conjunta.

Pero si lo que se necesitara fuera aumentar la expansión en la tobera, una TGV permitiría aumentar el ratio de áreas y, con ello, reducir la presión a la salida de la tobera. Aumentar la depresión en la salida de la tobera, aumentaría el poder de succión del eyector. De esa forma se podría aumentar el gasto másico, pero a costa de perder fuerza a altas contrapresiones, bajo las mismas condiciones.

7. Conclusiones

Los objetivos que se plantearon, en un comienzo, para la realización de este Trabajo de Fin de Grado han sido cumplidos.

El objetivo principal del trabajo era la comprensión del funcionamiento de un ciclo de eyección, con especial hincapié en la operación de un eyector. El estudio de los procesos termofluidodinámicos permite predecir tendencias en los parámetros objetivo, así como, enfocar la búsqueda para maximizarlos. Además, permite analizar las limitaciones que posee el sistema y utilizar las herramientas que se tienen a mano para aprovechar al máximo el sistema dentro de sus limitaciones. El estudio de los parámetros geométricos del eyector ha permitido identificar las dimensiones más importantes, entre los que se encuentran la relación de áreas de la tobera, la longitud de la zona de succión y la longitud de la zona de mezcla.

La utilización de la mecánica de fluidos computacional (CFD) es de vital importancia en la actualidad para la resolución de problemas que implican una cierta complejidad de cálculo analítico. La configuración del problema ha permitido la utilización del CFD para la resolución de los cálculos mediante el software ANSYS Fluent, que se ha realizado mediante una configuración del software de cálculo con un solver pressure-based en axisimétrico con el uso de un modelo de turbulencia como el SST k-ω.

La compresión de su funcionamiento nos ha llevado posteriormente tanto a la mejora de los resultados obtenidos mediante variaciones en la geometría del eyector, como a la búsqueda de aplicaciones viables para su utilización. Debido a su pequeño tamaño, 12x85mm, el eyector puede ser usado en sistemas como los automóviles, en su sistema de refrigeración o de aire acondicionado, así como en camiones frigoríficos. Si bien su viabilidad de funcionamiento bajo condiciones específicas está probada, cabe destacar que su utilización necesita de la rentabilidad necesaria con respecto a otros sistemas. Por esa razón, es necesario realizar un profundo estudio y un correcto diseño del eyector para su máximo aprovechamiento en las condiciones de operación bajo las que vaya a ser utilizado.

Los horizontes de los ciclos de eyección es amplio y el desarrollo de estudios más profundos permitiría aumentar el conocimiento sobre su comportamiento y incrementar la rentabilidad de su uso en aplicaciones. No solo el estudio de los parámetros geométricos característicos de un eyector, sino también el uso de diferentes fluidos, como el CO2, el agua o el aire, permitiría aumentar y diversificar los rangos de utilización de los ciclos de eyección.

Además de los fluidos, también se podría estudiar el proceso de mezcla con mayor rigor, ya que la mezcla de corrientes supersónicas es diferente al proceso en subsónico, por lo que la introducción de diferentes tipos de sección como las lobuladas o corrugadas permitirían aumentar la superficie de contacto y, de esa forma, estimular los procesos de mezclado, disminuyendo las longitudes necesarias para llevar a cabo la mezcla.

8. Pliego de Condiciones

En la realización de cualquier proyecto, el trabajador está sometido a una serie de condiciones que pueden llegar a influir en la persona, como son la salud y el rendimiento del trabajo. Esta serie de condiciones que tienen influencia en el trabajador, y por extensión, a la realización del trabajo, componen lo que se denomina como condiciones del puesto de trabajo.

Por otro lado, para la realización de cálculos, como en el presente trabajo, se hace necesario la utilización de recursos informáticos, que se pueden diferenciar entre hardware y software. Todas estas condiciones se agrupan en las condiciones de los recursos informáticos.

8.1. Condiciones del puesto de trabajo

La normativa que regula las actividades realizadas como en el actual caso es el Real Decreto 488/1997 del 14 de abril. Esta normativa regula las disposiciones mínimas requeridas en tareas que involucren equipos con pantalla de visualización (PVD).

Existen cuatro variables que determinan los riesgos a los que puede someterse el trabajador:

- Tiempo de trabajo delante de la pantalla de visualización.
- Tiempo de atención requerida delante de la pantalla.
- Exigencia o grado de complejidad de la tarea realizada delante de la pantalla.
- Necesidad de obtención rápida de información.

Entre los diferentes riesgos que pueden surgir a raíz de este tipo de actividades son:

- Seguridad por contacto eléctrico.
- Higiene industrial (iluminación, ruido, condiciones termohigrométricas).
- Ergonomía.
- Fatiga visual, física y mental.

8.1.1. Lugares de trabajo

Los entornos donde se va a llevar a cabo el trabajo también están regulados por el anteriormente mencionado Real Decreto. Entre las medidas que debe cumplir el sitio de trabajo se encuentran las dispuestas a continuación.

8.1.1.1. Vías y salidas de emergencia

En caso de que se declare una emergencia, las salidas y vías de evacuación deben haber sido claramente comunicadas a los trabajadores. La mayoría de las normativas están encaradas a la disposición constructiva de la instalación., por lo que estas medidas se asumen debidamente cumplidas en el proceso de construcción de la instalación.

8.1.1.2. Protección contra incendios

Toda instalación estar provista con las medidas necesarias contra incendios. Las instalaciones contra incendios deben estar proyectadas, implantadas y mantenidas por empresas debidamente autorizadas para ello.

8.1.1.3. Instalación eléctrica

Esta instalación debe estar proyectada, puesta en funcionamiento y mantenida por una empresa autorizada para ello por el Ministerio de Industria o la Consejería de Industria de la comunidad autónoma correspondiente. Este tipo de instalaciones debe evitar el contacto con personas, incendios y explosiones según los establecido por la normativa en vigor.

Toda actividad que incluya equipos con pantallas de visualización deben cumplir lo siguiente:

- Cumplir las directrices de la Directiva de emisiones electromagnéticas, que exige su reducción a niveles insignificantes, desde el punto de vista de protección, seguridad y salud del trabajador.

- Garantizar el adecuado mantenimiento de los cables y conexiones.
- Mantener la separación de los cables eléctricos y telefónicos.
- Emplear longitudes de cables que permitan futuros cambios y, al mismo tiempo, disponerlos para que su mantenimiento sea el correcto en todo momento.
- Facilitar el acceso y mantenimiento de los cables, evitando que se localicen en superficies donde puedan ser pisados o sometidos a condiciones adversas.

8.1.1.4. Condiciones termohigrométricas

Las condiciones termohigrométricas dispuestas en el Real Decreto 488/1997 regulan las condiciones de confort térmico y humedad del trabajador.

Para ellos, la temperatura de trabajo debe mantenerse entre 23-26ºC en verano y entre 20-24ºC en invierno. Las condiciones de humedad relativa del aire deben mantenerse entre el 45-65% con el objetivo de prevenir la sequedad de ojos y mucosas.

8.1.1.5. Iluminación

La iluminación de un puesto de trabajo puede ser natural o artificial, aunque se recomienda que sea natural. No obstante, su variabilidad con la hora del día, la meteorología y las estaciones requiere que se complemente con luz artificial.

Las condiciones de iluminación deben ser suficientes para el correcto desarrollo de las tareas a realizar. Su ubicación y orientación deben evitar reflejos y deslumbramientos.

8.1.1.6. Ergonomía

Las posturas en un puesto de trabajo con pantallas de visualización son estáticas y prolongadas. Estas situaciones pueden llevar a problemas posturales en las personas. Por ello, es de vital importancia un correcto diseño que se adapte a las características anatómicas y fisiológicas de las personas.

El asiento debe ser de altura ajustable para adaptarse al conjunto de usuarios, así como también su profundidad e inclinación. El respaldo debe dar apoyo a la zona lumbar. También se recomienda el uso de sillas con ruedas, aunque la resistencia de la ruedas a producir movimiento debe evitar desplazamientos involuntarios.

La superficie de la mesa debe ser poco reflectante y de dimensiones suficientes. Además debe permitir una colocación flexible de la pantalla, el teclado, los documentos y el material necesario.

La distancia entre la pantalla y los ojos del usuario no debe ser inferior a los 40 cm. La distancia óptima en lo relativo a confort visual se sitúa entre 45-75 cm.

La imagen de la pantalla debe ser estable sin destellos. La luminosidad y el contraste debe ser fácilmente regulable por el usuario. Además, la pantalla debe ser orientable e inclinable.

El teclado debe estar inclinado y ser independiente de la pantalla de forma que permita al trabajador adoptar una forma cómoda, que no provoque cansancio en brazos y manos.

También, es recomendable el uso de protectores de pantalla. Estos elementos consisten en un cristal polarizado sostenido por un marco que se superpone al cristal de la pantalla. De esta forma, se consigue proteger la vista del usuario y mejorar las prestaciones ofrecidas por la pantalla.

8.1.1.7. Ruido

La normativa establece que el empresario debe evaluar la exposición de los trabajadores al ruido, con el fin de determinar si se superan los límites establecidos y en caso afirmativo aplicar las medidas oportunas.

Los lugares donde se emplean pantallas de visualización no suelen tener problemas de altos niveles sonoros, sin embargo, pueden existir niveles medios que generen molestia y falta de atención en el trabajador. De esta forma, el nivel sonoro en estos puestos de trabajo debe ser lo más bajo posible.

La directiva establece que para tareas complejas y difíciles el nivel sonoro equivalente no debe exceder los 55dB (A).

8.2. Condiciones de los recursos informáticos

Para la realización de los cálculos requeridos en el trabajo, se hace necesario el uso de recursos informáticos. Estos recursos informáticos se dividen en hardware y software.

El hardware compone todos los equipos informáticos que para la realización de este trabajo requieren de potencia de cálculo y memoria.

El software lo integra todos y cada uno de los programas informáticos utilizados.

8.2.1. Hardware

Como hardware se ha utilizado un ordenador portátil con el que se han realizado todos los cálculos.

8.2.1.1. Ordenador portátil

Marca y modelo: Toshiba Satellite S50-B

- Procesador: Intel(R) Core(TM) i7-4510U de 64 bits a 2 GHz (hasta 3.1 GHz con TurboBoost)
- Memoria RAM: 16 GB
- Tarjeta Gráfica: AMD Radeon R7 M260
- Unidad almacenamiento: Disco duro de 1TB
- Monitor: pantalla LED HD, 15.6", resolución pantalla de 1366x768
- Sistema Operativo: Windows 8.1

8.2.2. Software

Todo el software utilizado se corresponde con software de uso comercial con licencia. Los distintos programas utilizados se pueden diferenciar en dos grupos.

8.2.2.1. ANSYS Inc.

La compañía ANSYS Inc incluye una gran variedad de programas en su software ANSYS, entre los que se han utilizado los descritos a continuación.

Para el diseño asistido por ordenador de la geometría de trabajo se ha utilizado ANSYS DesignModeler, integrado en el programa ANSYS Workbench. Sus requerimientos son suficientes como para desarrollar una geometría sencilla como la realizada en el presente trabajo.

El mallador elegido para la confección de la malla es el ANSYS Meshing, el cual también está integrado dentro de la arquitectura de ANSYS Workbench.

Para los cálculos numéricos se ha hecho uso de ANSYS Fluent, registrado por la compañía ANSYS Inc. Se trata de un programa realizado en lenguaje C que permite realizar simulaciones en paralelo o serie, consiguiendose una disminución del tiempo de cálculo y de la cantidad de memoria ocupada por cada core en la forma paralela.

8.2.3. Otros programas

En este grupo se recogen todos aquellos programas utilizados para realizar cálculos matemáticos sencillos que requieren del uso de un ordenador.

Los programas utilizados son Microsoft Office Excel, Matlab y Mathematica.

9. Presupuesto

En el actual capítulo, se pasará a analizar el coste económico del presente trabajo. Para ello, se tendrá en cuenta el personal empleado para su realización, así como, el tiempo invertido por cada uno de ellos en cada una de las tareas asignadas, y el coste de los equipos informáticos empleados. La unidad utilizada para medir el trabajo realizado por el trabajador será la hora de trabajo y la unidad para valorar el coste será el coste en euros por hora trabajada.

9.1. Recursos empleados

Los recursos empleados se dividen en recursos humanos y recursos informáticos, que comprenden las licencias de los programas y el coste de los elementos informáticos. Los recursos humanos comprenden el trabajo de un especialista en el cálculo CFD y el de un ingeniero aeroespacial en el modelado, cálculo CFD, postprocesado y la realización de la presente memoria. Y los recursos informáticos que se han utilizado son el ordenador portátil y el coste de las licencias de los diferentes programas, entre las que se encuentran las licencias de ANSYS, Microsoft Office, Matlab y Mathematica.

9.2. Presupuestos

9.2.1. Presupuestos parciales

A continuación se presentarán cada uno de los presupuestos por separado, detallando cada una de las actividades.

Descripción	Unidades (h)	Coste Unitario (€/h)	Importe total (€)
Ingeniero. Modelado CAD	90	45	4.050
Ingeniero. Cálculo CFD	120	45	5.400
Especialista Cálculo CFD	15	60	9.00
Ingeniero. Postprocesado	60	45	2.700
Ingeniero. Memoria	90	45	4.050
Coste Total			**17.100**

Tabla 10. Coste recursos humanos

Descripción	Unidades (año)	Coste Unitario (€/año)	Importe total (€)
Licencia ANSYS	1	25000	25.000
Licencia Microsoft Office	1	100	100
Licencia Matlab	1	105	105
Licencia Mathematica	1	115	115
Coste Total			**25.320**

Tabla 11. Coste recursos informáticos. Licencias software

Descripción	Unidades	Coste Unitario (€)	Importe total (€)
Ordenador portátil	1	800	800
Coste Total			**800**

Tabla 12. Coste recursos informáticos. Ordenador Portátil

9.2.2. Presupuesto total

El presupuesto total representa la recogida de todos los presupuestos parciales recogidos en las tablas anteriores.

Descripción	Importe total (€)
Recursos humanos	17.100
Recursos informáticos. Licencias	25.320
Recursos informáticos. Ordenador	800
Coste Total	**43.220**

Tabla 13. Coste Total del proyecto

10. Bibliografía

[1] Zegenhagen, M.T., Ziegler, F.: *Experimental investigation of the characteristics of a jet-ejector and a jet-ejector cooling system operating with R134a as a refrigerant*, Technische Universitaet Berlin, 2015.

[2] Zegenhagen, M.T., Ziegler, F.: *Feasibility analysis of an exhaust gas waste heat driven jet-ejector cooling system for charge air cooling of turbocharged gasoline engines*, Technische Universitaet Berlin, 2015.

[3] Besagni, G., Mereu, R., Inzoli, F.: *Ejector refrigeration: A comprehensive review*, Politecnico di Milano, 2015.

[4] Zegenhagen, M.T., Ziegler, F.: *Simple models for the heat exchange from exhaust gas to super- and sub-critical refrigerant R134a at high temperature differences*, Technische Universitaet Berlin, 2015.

[5] Hassanain, M., Elgendy, E., Fatouh, M.: *Ejector expansion refrigeration system: Ejector design and performance evaluation*, Faculty of Engineering at El-Mattaria, 2015.

[6] Jin Yan, Wenjian Cai, Yazhong Li: *Geometry parameters effect for air-cooled ejector cooling systems with R134a refrigerant*, Nanyang Technological University and Xi'an Jiaotang University, 2012.

[7] Khalil, A., Fatouh, M., Elgendy, E.: *Ejector design and theoretical study of R134a ejector refrigeration cycle*, Cairo University and Helwan University, 2011.

[8] Yapici, R., Ersoy, H.K., Aktoprakoglu, A., Halkaci, H.S., Yigit, O.: *Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio*, Selçuk University, 2008.

[9] Torrella Alcaraz, E.: *La Producción de Frío*, Universitat Politècnica de València, 1996

[10] Hirsch, C.: *Numerical Computation of Internal and External Flows. Volume 1. Fundamentals of Numerical Discretization*, Vrije Universiteit Brussel, 1988

[11] Dolz, V.: *Apuntes de la asignatura: Mecánica de Fluidos*, Universitat Politècnica de València, 2014.

[12] Gil, A.: *Apuntes de la asignatura: Motores Cohete*, Universitat Politècnica de València, 2016.

[13] ANSYS Fluent, Tutorials Guide, 2009.

[14] Wikipedia: https://www.wikipedia.org

[15] CFD-Online: https://www.cfd-online.com