



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

**Cuantificación de incertidumbre en
simulaciones RANS de eyectores**

Autor:

López Gago, Julio

Tutor:

**Sierra Pallares, José
Departamento de Ingeniería
Energética y Fluidomecánica**

Valladolid, febrero, 2021.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, me gustaría expresar mi agradecimiento a mi madre y a mi hermana, Marta y María, por todo el cariño recibido durante estos años, por haber confiado en mí desde el primer momento, por estar siempre ahí.

Agradecer también, a Esther y a mis seres queridos, por todo su apoyo y por haberme acompañado en este largo camino.

Por último, agradecer a mi tutor D. José Benito Sierra Pallares la oportunidad que me ha brindado, su dedicación y ayuda durante este proyecto.

Sin vosotros no hubiese sido posible, a todos, muchas gracias.

RESUMEN

El consumo energético de los sistemas de refrigeración es un factor muy influyente en el rendimiento del sector industrial. Para reducirlo lo máximo posible, los compresores están siendo sustituidos por eyectores en los sistemas de refrigeración, debido a que estos últimos aprovechan el calor residual procedente de la combustión, eliminando el aporte energético al compresor.

Para conocer el comportamiento fluidodinámico del eyector, se recurre a la aplicación de la dinámica computacional de fluidos (CFD). En este trabajo se desarrolla una metodología de cuantificación de incertidumbre en simulaciones RANS de eyectores, lo que permite conocer la variación de la solución dada por la simulación al perturbar la hipótesis de Boussinesq en relación al modelado de la turbulencia.

Palabras clave: energía, eficiencia, eyector, CFD, turbulencia, incertidumbre

ABSTRACT

Energy consumption of refrigeration systems is a really influential factor in the industrial sector's performance. To achieve the maximum possible reduction, compressors in refrigeration systems are being substituted by ejectors, because these last ones use the residual heat of combustion, eliminating the system's need of an energy input to the compressor.

The computational fluid dynamic (CFD) is used to know the ejector's fluid dynamic behavior. In this project it is developed an uncertainty quantification methodology in ejector RANS simulations, which allows to know the simulation's given solution's variation by perturbing the Boussinesq hypothesis in relation to the turbulence modeling.

Keywords: energy, efficiency, ejector, CFD, turbulence, uncertainty.

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	19
1.1	Refrigeración.....	20
1.1.1	Evolución de la refrigeración	21
1.1.2	Aplicaciones de la refrigeración	22
1.1.3	Refrigerantes.....	23
1.1.4	Sistemas de refrigeración convencionales	25
1.1.5	Impacto sobre el medio ambiente de la refrigeración	26
1.2	Eyectores, nueva tecnología en la refrigeración	28
1.2.1	Evolución de los eyectores	28
1.2.2	Funcionamiento del eyector	30
1.2.3	Sistemas de refrigeración por eyección	31
1.3	Justificación del trabajo de fin de grado.....	34
1.4	Estructura de la memoria	34
2	ESTADO DEL ARTE	37
3	OBJETIVOS.....	41
4	METODOLOGÍA	45
4.1	Modelo físico.....	45
4.1.1	Ecuaciones de conservación	45
4.1.2	Modelo de turbulencia	46
4.1.3	Modelado de la capa límite turbulenta. Ley de la pared.....	51
4.1.4	Hipótesis de Boussinesq	54
4.1.5	Cuantificación de incertidumbre. Perturbación del tensor de tensiones de Reynolds.....	55
4.2	Modelo numérico.....	59
4.2.1	Método de los volúmenes finitos	59
4.2.2	Mallado	60
4.2.3	Algoritmos de resolución	61
4.2.4	Esquemas de discretización.....	65
4.2.5	Factores de sub-relajación	67
4.2.6	Proceso de cálculo	67

5 CASOS DE ESTUDIO.....	71
5.1 Verificación de la implementación de la metodología de Edeling, Iaccarino y Cinnella	71
5.1.1 Validación del método.....	71
5.1.2 Condiciones de operación.....	73
5.2 Eyector de vapor	74
5.2.1 Experimentos numéricos	76
5.2.2 Condiciones de operación.....	77
6 RESULTADOS	81
6.1 Análisis del modelo ‘Escalón con desprendimiento’	81
6.2 Análisis del modelo real ‘Eyector de vapor’	84
6.2.1 Análisis del Número de Mach y de la presión en todo el eyector ..	87
6.2.2 Análisis del cociente de masas	90
6.2.3 Análisis del perfil de presiones.....	92
7 ESTUDIO ECONÓMICO.....	97
7.1 Costes directos.....	97
7.1.1 Costes directos de mano de obra	97
7.1.2 Costes directos de material amortizable	98
7.1.3 Costes de material no amortizable	99
7.1.4 Costes directos totales.....	100
7.2 Costes indirectos	100
7.3 Costes totales.....	100
8 CONCLUSIONES.....	103
8.1 Trabajos futuros.....	104
Bibliografía	107

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de una máquina frigorífica (Rey Martínez, San José Alonso, Velasco Gómez, Tejero, & Chicote, 2014).....	21
Figura 2. Valores de ODP y GWP de distintos refrigerantes tomando como referencia el refrigerante R11 (Rey Martínez, San José Alonso, Velasco Gómez, Tejero, & Chicote, 2014).....	24
Figura 3. Eyector de Henri Giffard de 1864 (Elbel, 2010).....	29
Figura 4. Descripción de un eyector de cámara de mezcla constante (Valle, 2014).....	30
Figura 5. Ciclo de refrigeración con eyector (Valle, 2014).....	32
Figura 6. Esquema de los modelos de turbulencia CFD (Elaboración propia)	51
Figura 7. Variación del esfuerzo cortante a través de la sección recta de un tubo bidimensional. (Crespo Martínez, 2014).....	52
Figura 8. Distribución de velocidades en flujo turbulento cerca de la pared. Ley de la pared. (Crespo Martínez, 2014).....	53
Figura 9. Opciones de modelado de la capa límite turbulenta (ANSYS, 2013).....	54
Figura 10. Etapas del modelado RANS. (Xiao & Cinnella, 2019).....	56
Figura 11. Posibles formas del tensor de tensiones de Reynolds tras la perturbación (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018).....	57
Figura 12. Terminología empleada en el método de volúmenes finitos. (Fernández Soro, 2011).....	60
Figura 13. Algoritmo de resolución segregado (Elaboración propia).....	62
Figura 14. Algoritmo de resolución acoplado (Elaboración propia).....	63
Figura 15. Funcionamiento del algoritmo SIMPLE (Fernández Soro, 2011)...	64
Figura 16. Modelo de prueba, escalón con desprendimiento (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018).....	71
Figura 17. Primeras líneas de la UDF para la cuantificación de incertidumbre (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018).....	72
Figura 18. Código para perturbar el tensor de Reynolds (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018).....	73
Figura 19. Esquema del eyector experimental (Sriveerakul, Aphornratana, & Chunnanond, 2007).....	74
Figura 20. Mallado del eyector de vapor (Niño de la Fuente, 2021).....	75
Figura 21. Ciclo de refrigeración experimental (Sriveerakul, Aphornratana, & Chunnanond, 2007).....	76
Figura 22. Comparación resultados experimentales con simulación CFD sin perturbar.....	82
Figura 23. Predicción Data-Free de incertidumbre para el coeficiente de fricción de un modelo escalón.....	83

Figura 24. Predicción Data-Free para el coeficiente de fricción para el modelo escalón por Edeling et al. (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018).....	84
Figura 25. Modelo y ejes coordenados del eyector de vapor (Niño de la Fuente, 2021).....	85
Figura 26. Código 'journal' para aplicar la sub-relajación.....	86
Figura 27. Residuales de la simulación.....	86
Figura 28. Mapa del número de Mach para $a_0=b_0=0$	88
Figura 29. Mapa del número de mach para $a_0=1, b_0=0$	88
Figura 30. Mapa del número de mach para $a_0=0$ y $b_0=1$	88
Figura 31. Mapa del número de Mach para $a_0=b_0=1$	88
Figura 32. Mapa del campo de presiones para $a_0=b_0=0$	89
Figura 33. Mapa del campo de presiones para $a_0=1$ y $b_0=0$	89
Figura 34. Mapa del campo de presiones para $a_0=0$ y $b_0=1$	89
Figura 35. Mapa del campo de presiones para $a_0=b_0=1$	89
Figura 36. Incertidumbre asociada al cociente de masas, caso 1.....	90
Figura 37. Incertidumbre asociada al cociente de masas, caso 2.....	91
Figura 38. Incertidumbre asociada al cociente de masas, caso 3.....	91
Figura 39. Incertidumbre asociada al cálculo de la presión estática.....	93

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Combinaciones de parámetros usados en las ecuaciones (10) y (11) para computar los intervalos de confianza.....	58
Tabla 2. Otros algoritmos de acoplamiento presión-velocidad.....	65
Tabla 3. Sistemas de discretización de ANSYS Fluent.....	67
Tabla 4. Factores de sub-relajación.....	67
Tabla 5. Geometría del eyector	74
Tabla 6. Condiciones de contorno de las simulaciones.....	90
Tabla 7. Costes anuales	97
Tabla 8. Días laborables totales	98
Tabla 9. Horas empleadas en el proyecto.....	98
Tabla 10. Costes directos de material amortizable.....	99
Tabla 11. Costes directos de material no amortizable.....	99
Tabla 12. Costes directos totales	100
Tabla 13. Costes indirectos totales	100
Tabla 14. Costes totales del proyecto	100

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1. Entrainment Ratio	31
Ecuación 2. Coefficient of Performance (COP).....	33
Ecuación 3. Ecuación de conservación de la masa	45
Ecuación 4. Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento	45
Ecuación 5. Ecuación de conservación de la energía	46
Ecuación 6. Descomposición de una variable fluida para modelo RANS.....	48
Ecuación 7. Distancia adimensional capa límite	52
Ecuación 8. Hipótesis de Boussinesq.....	55
Ecuación 9. Introducir perturbación en el tensor	58
Ecuación 10. Tensor de anisotropía	58
Ecuación 11. Tensor de desviación	58
Ecuación 12. Ecuación de transporte adicional nº1	58
Ecuación 13. Ecuación de transporte adicional nº2	58
Ecuación 14. Costes totales.....	97

NOMENCLATURA

ACRÓNIMOS

CFD	Computational Fluid Dynamics
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
GEI	Gas de Efecto Invernadero
ODP	Ozone Depletion Potential (potencial de agotamiento de la capa de ozono)
CFC	Clorofluorocarburos
HCFC	Hidroclorofluorocarburos
HFC	Hidrofluorocarburos
GWP	Global Warming Potential
PCA	Potencial de Calentamiento Atmosférico
IIR	International Institute of Refrigeration
COP	Coefficient of Performance (Coeficiente de rendimiento)
UDF	User-Defined Function (función definida por usuario)
RSM	Reynolds Stress Model
ASM	Algebraic Stress Model
DNS	Direct Numerical Simulation
LES	Large Eddy Simulation
MVF	Método de los Volúmenes Finitos
ER	Entrainment Ratio (Cociente de masas)

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1 INTRODUCCIÓN

El elevadísimo consumo energético es una de las asignaturas pendientes de la sociedad actual. La calefacción y la refrigeración consumen la mitad de la energía de la Unión Europea y gran parte de esta se pierde (Comisión Europea, 2016). Por lo que el desarrollo de una estrategia para que la refrigeración y la calefacción sean más eficientes y sostenibles constituye una prioridad.

Tal es la preocupación, que tanto a nivel nacional como internacional se están desarrollando políticas para fomentar la eficiencia energética y acuerdos para frenar el cambio climático. Además de que el gran uso de los sistemas de refrigeración, supone una importante fuente de emisiones de gases de efecto invernadero.

El Protocolo de Kioto, firmado en 1997 en Japón, estableció como necesario desarrollar nuevas técnicas y mejoras en los sistemas de refrigeración, debido a que, la elevada cantidad de energía empleada, afecta directa o indirectamente al calentamiento global.

La Comisión Europea lanzó en 2006 el Plan de acción para la eficiencia energética, cuyo objetivo era movilizar la opinión pública y política para que todos los ciudadanos de la Unión tuviesen los sistemas de energía más eficientes desde el punto de vista del consumo, con la idea de reducir un 20% el consumo anual de energía, reducir un 20% las emisiones de GEI (gases de efecto invernadero) y una introducción de energías renovables para 2020 del 20% respecto al año 1990 (Comisión Europea, 2006).

En noviembre del 2016, la Comisión lanzó el plan “Energía limpia para todos los europeos”, siendo uno de los objetivos clave la eficiencia energética. Se planteó una ambiciosa meta, aumentar esta en un 30% para 2030 (Comisión Europea, 2016). Alcanzándose en noviembre del 2018 un nuevo objetivo de reducir el consumo de energía primaria un 32,5% para 2030, mientras que para la emisión de gases de efecto invernadero, se ha marcado como objetivo reducirlas en un 40%, todo ello en comparación con los niveles de 1990 (Comisión Europea, 2018).

Con vistas al 2050, la estrategia de la Unión Europea es muy ambiciosa. También en noviembre del 2018, lanzó su estrategia a largo plazo con el objetivo de conseguir prácticamente la descarbonización total. Para alcanzar esta meta, se pretende reducir en un 80-95% las emisiones de los gases de efecto invernadero tomando como referencia los niveles de 1990, intentando que, en el 2040 se haya conseguido reducir en un 60% (Comisión Europea, 2018).

A nivel nacional, España ha desarrollado el Plan Nacional de Acción de Eficiencia Energética 2017-2020, se configura como una herramienta central de la política energética, cuya ejecución está permitiendo alcanzar los objetivos de ahorro y eficiencia energética que se derivan de la Directiva 2012/27/UE (IDAE. Ministerio de Energía, Turismo y Agenda Digital, 2017).

Mientras que en el ámbito regional, en 2020 se ha desarrollado la Estrategia de Eficiencia Energética de Castilla y León EEE-CyL-2020, la cual debe establecer, tanto a la Administración de Castilla y León como a los distintos agentes implicados, industrias, administraciones locales, ciudadanos, el camino a seguir para alcanzar los objetivos relativos a la reducción del consumo de energía, en la línea de alcanzar el cumplimiento de los objetivos marcados en la Estrategia Europea 2020 (Junta de Castilla y León, 2020).

Cabe destacar asociaciones tecnológicas como ASHRAE, Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción y Aire Acondicionado, centrándose en los sistemas de edificios, la eficiencia energética, la calidad del aire interior y la sostenibilidad dentro de la industria (ASHRAE, 2018).

En definitiva, la reducción y la optimización del elevadísimo consumo energético es un objetivo prioritario, reduciéndose así las emisiones contaminantes y el impacto ambiental de la industria. Pero también hay que destacar el incremento del rendimiento industrial, abaratando los distintos procesos, favoreciendo la competitividad y la modernización del sector industrial.

1.1 Refrigeración

La refrigeración, termodinámicamente hablando, es el proceso de absorción de calor de un sistema, que tiene una temperatura inferior al medio que lo rodea, la temperatura ambiente (Rey Martínez, San José Alonso, Velasco Gómez, Tejero, & Chicote, 2014). Los fluidos encargados de disminuir y mantener la temperatura al valor deseado, son los refrigerantes.

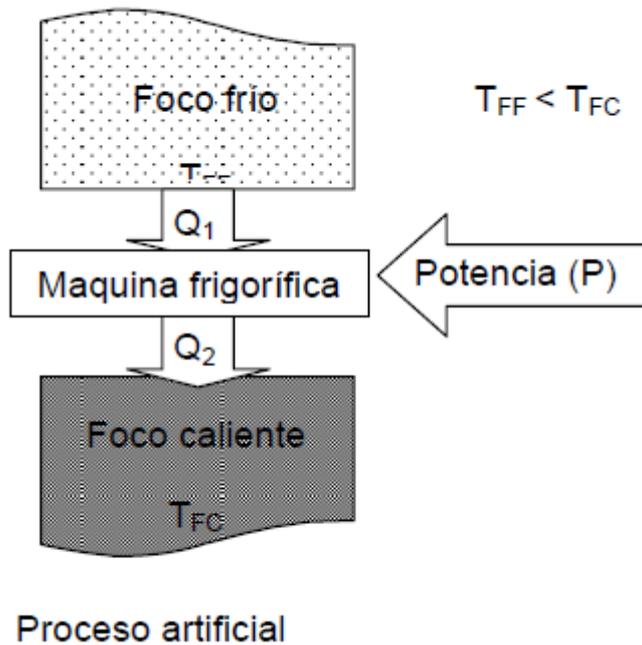


Figura 1. Esquema de una máquina frigorífica (Rey Martínez, San José Alonso, Velasco Gómez, Tejero, & Chicote, 2014)

1.1.1 Evolución de la refrigeración

Ya en los años 1800, la refrigeración natural era una importantísima parte de la economía. Se recolectaba hielo natural de nacimientos de ríos y lagos del norte de Estados Unidos, para su posterior expansión a otros países. A lo largo del siglo XIX, se fueron desarrollando sistemas de refrigeración mecánica, usando refrigerantes como dióxido de azufre, dióxido de carbono, cloruro de metilo, así como vino, brandy, etc. Los primeros sistemas mecánicos eran menos eficientes que la generación de hielo natural (Briley, 2004).

En 1865 el francés Tellier utilizó una máquina frigorífica de compresión mecánica para transportar carne desde Argentina hasta Francia, siendo el primer paso de la refrigeración industrial (Rey Martínez, San José Alonso, Velasco Gómez, Tejero, & Chicote, 2014).

A finales de siglo ya se empezaron a implantar sistemas con compresores mecánicos, lo que supuso aumentar considerablemente la producción. La industria de la refrigeración siguió creciendo con la aparición de los condensadores, ya que el suministro natural de agua era insuficiente.

En los años 1900 se empezó a usar el dióxido de carbono como refrigerante, permitiendo alcanzar temperaturas de $-54,4\text{ °C}$ (-66 °F), lo que permitió reducir las dimensiones de los compresores. Como refrigerante, el dióxido de carbono

era mucho más barato que el amoniaco, lo que provocó el desuso de este, terminando con los sistemas de absorción de amoniaco en la década del 1960, siendo este sistema uno de los primeros sistemas mecánico de refrigeración creados (Briley, 2004).

A lo largo del siglo XX, los distintos elementos del sistema de refrigeración han sido mejorados en términos de ingeniería, consiguiendo así hacer viable la refrigeración en sistemas más pequeños, cabe mencionar algunos de los avances, como que en el 1944 se utilizó un ciclo de aire refrigerado para climatizar un avión, otro dato interesante es que en el 1969 el 54% de los coches estaban equipados con aire acondicionado, a principios de los 70, el refrigerante R-22 llegó a ser el refrigerante estándar para los sistemas de climatización y de bombas de calor, mientras que en el 1993, los automóviles empezaron a usar masivamente el refrigerante R-134a (ASHRAE, 2020).

Todos estos avances tecnológicos han llevado a sistemas de refrigeración más eficientes.

1.1.2 Aplicaciones de la refrigeración

Dentro de las múltiples aplicaciones que tiene la refrigeración, destacan:

- Dentro del sector alimenticio, la generación de frío es un elemento vital para su conservación, ya que permite ralentizar el crecimiento de bacterias en los alimentos. La refrigeración tiene un papel clave en la cadena del frío, es decir, una cadena de suministro a temperatura controlada, lo que garantiza que el producto mantenga sus propiedades estando dentro de ese rango de temperaturas en todas las etapas del alimento. En definitiva, la refrigeración es necesaria tanto para la producción, el procesado, el almacenamiento y el transporte de alimentos.
- La climatización de espacios habitados, donde los sistemas de refrigeración deben aportar confort térmico a través del aire acondicionado en todo tipo de locales, almacenes, bares, oficinas, escuelas, hogares, etc.
- Aplicaciones industriales, muchos de los procesos dentro de una industria, requieren de una temperatura estable para que estos se den de forma óptima.
- La conservación de productos biológicos que puedan deteriorarse al estar a más temperatura de la que les corresponde. Dentro de la medicina es vital para poder conservar órganos y ciertos medicamentos, mientras que en el sector farmacéutico, en el proceso de formulación de medicamentos, ya que hay muchos principios activos que son

termolábiles, lo que supone que si ganan calor se estropean y al realizar el resto de procesos en la elaboración del medicamento se estropean, necesiándose la refrigeración en estos sectores.

- La criogénesis es un proceso que consiste en enfriar un material, o productos biológicos como células, microorganismos, etc. a una temperatura muy baja, como mínimo, a la temperatura de ebullición del nitrógeno, a $-195,79\text{ }^{\circ}\text{C}$. Una interesante aplicación de la criogénesis es la superconductividad, pues para obtener este efecto, los superconductores tienen que encontrarse a temperaturas bajísimas. Esto es utilizado en las resonancias magnéticas en el sector de la medicina.

1.1.3 Refrigerantes

“Un refrigerante es el fluido utilizado en la transmisión de calor que, en un sistema frigorífico, absorbe calor a bajas temperaturas y presión, cediéndolo a temperaturas y presión más elevada. Este proceso tiene lugar con cambios de estado del fluido” (Ministerio de Industria, Comercio y Turismo, 2019).

Dentro de los distintos tipos de refrigerante, su elección depende de las temperaturas de los focos caliente y frío debido a que la del foco frío debe ser superior al punto triple del refrigerante, mientras que la temperatura del caliente debe ser menor que la del punto crítico del refrigerante elegido. Debe tenerse en cuenta también el parámetro ODP: el potencial de destrucción de la capa de ozono, ya que, por ejemplo, los CFC (Clorofluorocarburos) y los HCFC (Hidroclorofluorocarburos) están prohibidos por superar el límite de este parámetro (los CFC son los que tienen mayor poder de destrucción de la capa de ozono), siendo los HFC (Hidrofluorocarburos) los únicos permitidos hoy día, ya que solo está permitido que el ODP sea 0. También es un criterio fundamental a la hora de elegir los refrigerantes otro parámetro, el GWP: el potencial de efecto invernadero, el cual se mide a través del impacto total equivalente sobre el calentamiento atmosférico producido por el refrigerante. Engloba las emisiones directas de refrigerante a la atmósfera, y las emisiones indirectas (CO_2) (Rey Martínez, San José Alonso, Velasco Gómez, Tejero, & Chicote, 2014).

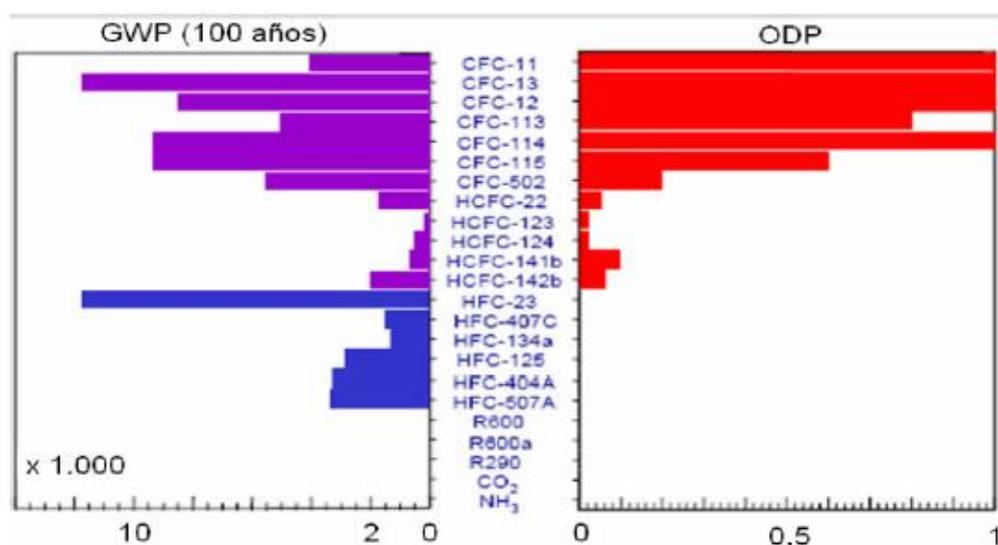


Figura 2. Valores de ODP y GWP de distintos refrigerantes tomando como referencia el refrigerante R11 (Rey Martínez, San José Alonso, Velasco Gómez, Tejero, & Chicote, 2014).

El refrigerante más utilizado, tanto en ámbito doméstico como en ámbito industrial era el R22, pero al pertenecer al grupo de los HCFC, se ha prohibido su utilización ya que afecta negativamente a la capa de ozono (ODP).

Los sustitutos del R22 más utilizados actualmente son (CARRIER, 2020):

- R134a, empleado en grandes equipos de enfriamiento de aire cuenta con una menor presión, menor densidad de vapor e inferior transferencia de calor respecto al R22.
- R407C, utilizado en sistemas enfriadores de agua de pequeña y mediana potencia. Características muy similares al R22 exceptuando que tiene comportamiento zeotrópico, es decir, que no es un fluido puro, sino una mezcla.
- R410A, es el más recomendado para instalaciones de uso doméstico, en comparación con el R22, presenta mayor presión, mayor densidad de vapor, transferencia de calor superior. No es un fluido puro, pero se comporta como tal.

Dentro de los refrigerantes naturales, se puede destacar el CO₂ (R744), ya que tiene bastantes ventajas. Como ya se ha mencionado es una sustancia natural, un subproducto del proceso de separación del aire. En cuanto a sus consecuencias ambientales, se le considera un refrigerante neutro para el medio ambiente, ya que no afecta a la capa de ozono. Tampoco requiere un protocolo especial para su reciclaje, pues está clasificado como refrigerante no tóxico según EN 378. Además, está disponible a nivel mundial, es

bastante barato, y no está sometido a ningún impuesto sobre GWP (L. Lobo, comunicación personal, 8 de mayo de 2020).

1.1.4 Sistemas de refrigeración convencionales

Dentro de la gran variedad de sistemas de refrigeración que existen, destacan dos ciclos por encima del resto, el ciclo de refrigeración por compresión y el ciclo de refrigeración por absorción, siendo el primero mencionado el más utilizado.

El sistema de refrigeración por compresión es un ciclo frigorífico donde un fluido, el refrigerante es sometido a una serie de procesos en los que absorbe calor del foco frío y desprende calor al foco caliente.

En el año 1834, Perkins patentó la máquina de compresión y establece los cuatro principios básicos de este ciclo (Rey Martínez, San José Alonso, Velasco Gómez, Tejero, & Chicote, 2014):

- a. Compresión del refrigerante en estado gaseoso consumiendo energía en forma de trabajo, es decir, compresión isoentrópica.
- b. Condensación del refrigerante a estado líquido gracias a la disipación de energía en forma de calor al foco caliente (lo que para un ciclo frigorífico es el ambiente), esta liberación de calor se produce en un evaporador a presión constante.
- c. Expansión del refrigerante en estado líquido desde la presión de alta a la presión de baja.
- d. Evaporación del refrigerante del estado líquido al estado gaseoso, a través de la absorción de energía en forma de calor del foco frío, esta absorción de calor se da a presión constante en un evaporador.

El sistema de refrigeración por absorción es también uno de los más empleados, son sistemas frigoríficos basados en medios físicos, por cambio de fase, de evaporación en ciclo cerrado, los gases producidos en el evaporador son absorbidos por una disolución.

Este sistema de refrigeración se caracteriza por consumir energía térmica, mientras que apenas consumen energía mecánica. Los sistemas de absorción, cambian el compresor de un ciclo de compresión por un ciclo de disolución, consiguiéndose así que este último ciclo absorba el refrigerante del evaporador a baja temperatura y presión, desprendiendo el refrigerante a alta temperatura y presión al condensador.

Estos ciclos son de especial utilidad cuando se tiene una fuente de energía térmica barata. Se requiere un refrigerante y un medio absorbente, siendo estas parejas refrigerante absorbente las más utilizadas:

- Agua-bromuro de litio, siendo el agua (H_2O) el refrigerante, actuando el bromuro de litio ($LiBr$) como absorbente, siendo necesario operar por encima de $0^{\circ}C$.
- Amoniaco-agua, actuando el amoniaco (NH_3) como refrigerante y el agua (H_2O) como absorbente, pudiendo trabajar por debajo de $0^{\circ}C$.

El método que presenta un mejor rendimiento es el Agua-bromuro de litio, con la desventaja de que no puede trabajar por debajo de $0^{\circ}C$, limitando su uso para la climatización de espacios habitados (Rey Martínez, San José Alonso, Velasco Gómez, Tejero, & Chicote, 2014).

En el 1987, los principales gobiernos del mundo acordaron el Protocolo de Montreal, con el fin de proteger la capa de ozono mediante la eliminación gradual de las sustancias emitidas por la actividad humana que la agotan. La mayoría de estas sustancias, son, a su vez, potentes gases de efecto invernadero. En este acuerdo, se pactó la eliminación progresiva de estas sustancias, como los HCFC y los CFC. Pero esta eliminación ha supuesto un gran aumento del uso de otros gases, como los gases fluorados (“gases F”), que no son dañinos para la capa de ozono, pero si tienen un importante efecto sobre el calentamiento global, de ahí que en 2016 se haya acordado regular los HFC (European Environment Agency, 2019).

Los HFC son, con diferencia, el grupo más importante de los gases fluorados. Las emisiones estos gases han aumentado en un 60% desde 1990, entre otras cosas por su gran utilización en aplicaciones industriales. El reglamento vigente de la Unión Europea sobre la regulación de estos gases, la ley F-Gas, propone reducir las emisiones de gases fluorados con un alto PCA en dos tercios respecto a los niveles de 2014 (Comisión Europea, 2014).

1.1.5 Impacto sobre el medio ambiente de la refrigeración

El mayor problema de la refrigeración es su elevadísimo consumo de energía. En 2012, en Europa se consumieron 546 millones de toneladas equivalentes de petróleo de energía final, en calefacción y refrigeración. De ese total de energía, el 45% se consumió en el sector residencial, el 18% en el sector terciario y el 37% en aplicaciones industriales (Álvarez Pelegry, Larrea Basterra, & Suárez Diez, 2017).

Según el instituto internacional de la refrigeración (IIR), el impacto de este sector sobre el cambio climático supone un 7,8% de las emisiones de gases de efecto invernadero (GEI), incluyendo bombas de calor, criogenia y equipos de aire acondicionado. El 37% de las emisiones provocadas por el sector de la refrigeración, son debidas a las emisiones directas, las emisiones de los gases refrigerantes a la atmósfera por fugas, mientras que el 63% del total de las emisiones de gases de efecto invernadero, se deben a las emisiones indirectas, las emisiones producidas en la generación de la energía de los sistemas de refrigeración (International Institute of Refrigeration, 2017).

Este gran consumo ha supuesto que su reducción sea necesario tanto para la sostenibilidad medio ambiental, como para conseguir beneficios energéticos y económicos dentro de la industria. Un factor determinante en disminuir el consumo de energía de los sistemas de refrigeración, es diseñar las instalaciones frigoríficas para conseguir ese ahorro energético, como por ejemplo:

- La determinación de las temperaturas de trabajo en cada momento del proceso de refrigeración.
- El control automático para estabilizar las temperaturas anteriores.
- La elección de los compresores y refrigerantes adecuados en cada caso, para conseguir aumentar la eficiencia del sistema de refrigeración.
- Evitando que las salas de generación de frío y los puntos de consumo estén muy alejados.

Se están implantando nuevas tecnologías para conseguir aumentar esa eficiencia energética buscada. Los controles remotos en tiempo real permiten detectar cualquier variación de la temperatura, así como corregir dicha variación en tiempo real garantizando que solo se use la energía necesaria todo momento.

En cuanto a los refrigerantes, visto el crecimiento del sector, el IIR recomienda eliminar la producción y el uso de los CFC y HCFC de las regiones donde todavía no se han prohibido. También propone implementar políticas de control de emisiones de refrigerantes con elevado poder de calentamiento atmosférico (PCA). El uso de los HFC ayuda a reducir las emisiones directas, debido a su bajo PCA y gran eficiencia energética. De cara a las emisiones indirectas, recomienda continuar los estudios sobre cómo mejorar la eficiencia energética, limitar pérdidas asociadas a equipos de recuperación de calor, además de implementar sistemas de control inteligentes que garanticen un uso racional de los sistemas de climatización (International Institute of Refrigeration, 2017).

Los sistemas de refrigeración más convencionales, constan de un condensador, una válvula de expansión, una bomba y un compresor, el elemento principal del sistema. Con el fin de reducir el consumo energético

aprovechando el calor residual procedente de la combustión, dentro de los sistemas de refrigeración se están sustituyendo los compresores por los eyectores, dispositivo sobre el que se va a escribir en el siguiente apartado.

1.2 Eyectores, nueva tecnología en la refrigeración

Los eyectores son una nueva tecnología que se está implementando en ciclos de refrigeración. En los ciclos convencionales, es necesario un compresor que, mediante el consumo de energía, permite elevar la presión de una corriente. Sin embargo, de cara a conseguir ese tan ansiado ahorro energético, está en auge la utilización de los eyectores, un dispositivo que, gracias a la energía de una corriente de alta presión consigue elevar la presión de la corriente de baja, consiguiendo un fluido con presión intermedia, siendo esa su principal novedad respecto al compresor, el aprovechamiento de la energía de las corrientes de alta presión, ya sean corrientes residuales de otros procesos o corrientes del propio ciclo de refrigeración.

El interés por el estudio y la aplicación de los eyectores está en aumento, debido a la ya mencionada posibilidad de ahorro energético respecto a los compresores, a que su implementación en ciclos de climatización supone un aumento del rendimiento de estos, haciéndolos más sostenibles con el medio ambiente y a que es un elemento de geometría sencilla, bajo coste de construcción y mantenimiento, ausencia de partes móviles y de limitaciones de fluidos de trabajo, y una larga vida útil.

1.2.1 Evolución de los eyectores

En 1858, Henry Giffard inventó el eyector de condensación para poder bombear agua líquida a un depósito de calderas de máquinas de vapor, ya que con las bombas mecánicas que se disponían, además de no ser muy eficientes, requerían de un motor para suministrar agua a la caldera. Los primeros diseñadores de eyectores, a pesar de que hubiese sido preferible disponer de flujo supersónico a la salida de la tobera, decidieron utilizar en los eyectores toberas convergentes. La tobera convergente-divergente se introdujo en los eyectores en el año 1869, obra de un ingeniero llamado Schau. Posteriormente, De Laval, en el año 1890 realizó experimentos en un eyector con flujo supersónico a la salida gracias a que la tobera era convergente divergente (Elbel, 2010).

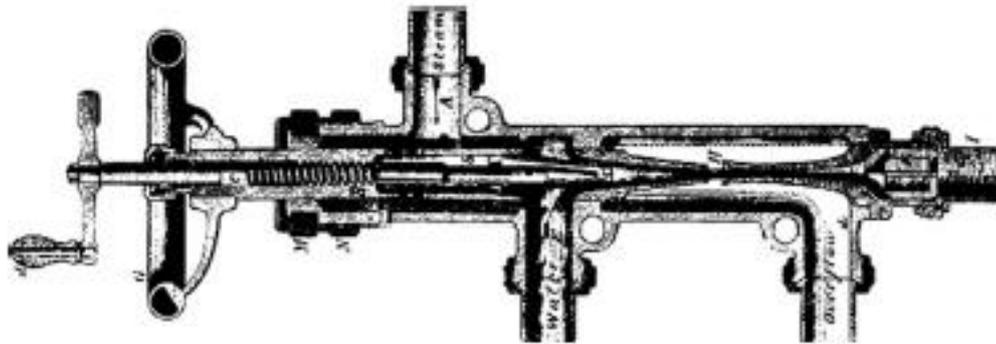


Figura 3. Eyector de Henri Giffard de 1864 (Elbel, 2010)

Desde entonces, los eyectores se han utilizado en gran variedad de aplicaciones. En el año 1905, Charles Parsons, el inventor de la máquina de vapor, diseñó un eyector con el fin de extraer gases no condensables del condensador de una máquina de vapor, lo que él llamaba “aumentador de vacío” (Sun & Earnes, 1995). En 1918, Maurice Leblanc presentó la patente sobre lo que se puede considerar el eyector moderno, su configuración permitió utilizar fuentes de energía más asequibles. En esas épocas, los sistemas se hicieron populares para aclimatar grandes edificios, y vagones de ferrocarril (Gosney, 1982).

Los eyectores tuvieron bastante popularidad en las décadas de los años 20 y 30, pero debido al alto rendimiento de los refrigerantes CFC la fue perdiendo gradualmente, siendo solo utilizados en lugar del compresor en las situaciones en las que se necesitase efecto vacío (Mitra, Shamloul, & Narmine, 1999). El impacto ambiental de los CFC le ha devuelto a los eyectores el interés perdido, pues el ciclo de refrigeración eyector permite trabajar con refrigerantes HFC.

Dada su alta eficiencia, la utilización de los eyectores estaba en auge, con múltiples aplicaciones. Se empezaron a usar para proporcionar corrientes de agua de enfriamiento de emergencia en reactores nucleares. El crecimiento de la tecnología nuclear dio lugar a un gran número de investigaciones sobre los eyectores en la segunda mitad del siglo XX. En 2005, Bartosiewicz publicó que los eyectores de varias etapas se utilizan para simular la altitud espacial en las pruebas de equipos reduciendo las presiones de la cámara de prueba, estas instalaciones cuentan con algunos de los eyectores más grandes jamás construidos. El propio Bartosiewicz mencionó el uso de los eyectores en sistemas de propulsión de aeronaves para aumentar el empuje (Elbel, 2010).

1.2.2 Funcionamiento del eyector

El eyector es un dispositivo que realiza una compresión sobre el fluido una vez sale del evaporador. Su funcionamiento consiste en que un fluido primario, es decir, una corriente a alta presión, pase a alta velocidad por una tobera, donde se acelera saliendo a una velocidad supersónica, siendo la presión de este flujo menor que la del evaporador, por lo que, la corriente del evaporador es succionada por el flujo primario (de alta presión). Las velocidades y las presiones del flujo primario y del flujo secundario (flujo succionado) se van igualando. Una vez se han igualado las presiones, a través de una onda de choque el flujo pasa de ser supersónico a subsónico, para que, como última etapa, el fluido resultante atraviese una sección convergente que supone una reducción de la velocidad, lo que a su vez hace que se aumente la presión del fluido. El fluido final sale por el difusor a una presión intermedia (Mani, Tiwari, & Mani, 2019).

El eyector es un dispositivo capaz de funcionar como un compresor mecánico, pero sin la necesidad de piezas móviles. Permite un efecto combinado de compresión, mezcla y arrastre del fluido.

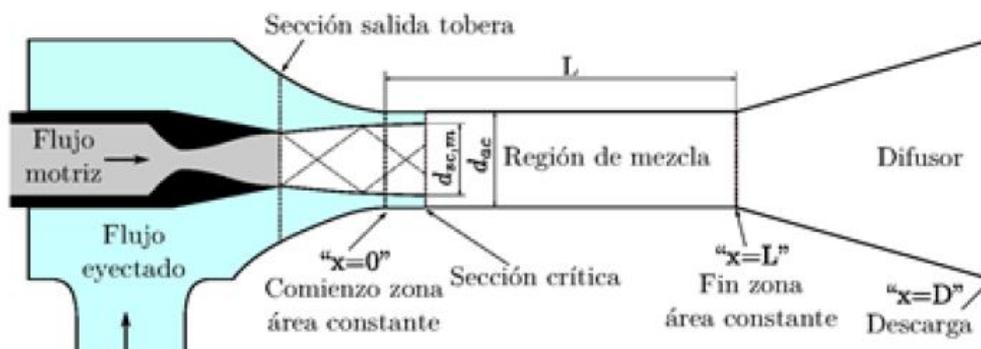


Figura 4. Descripción de un eyector de cámara de mezcla constante (Valle, 2014)

Un factor determinante en el diseño del eyector es la correcta elección del refrigerante, debe ser un fluido de trabajo con un alto calor latente en el rango de temperaturas en el que puedan encontrarse los flujos primario y secundario, temperatura crítica alta, y presiones de saturación no extremas.

Los factores más influyentes en el rendimiento del eyector, son la posición relativa de la tobera convergente-divergente, el diámetro y longitud de la cámara de mezcla y del difusor, etc.

Estos beneficios provocan que la tecnología del eyector esté en auge, siendo aplicada en distintos sectores (Besagni & Inzoli, 2017):

- Refrigeración de edificios. Debido al menor consumo de energía, provocado por una demanda energética baja y al enfriamiento energético.
- Refrigeración industrial. Debido a la eficiencia energética, como ya se mencionó anteriormente, entre otras ventajas, el aprovechamiento de la energía residual de otro proceso para utilizar dicha energía como fuente.
- Refrigeración comercial. Principalmente por la baja eficiencia de los sistemas de climatización R744, uno de los más usados.

En cuanto a su estructura, es un elemento muy sencillo, pero en cambio, su diseño es muy complejo, estando involucrados distintos parámetros, a parte de la geometría, como la presión de los fluidos primario y secundario, la presión de salida requerida, la presión de succión...

El parámetro que describe el rendimiento del eyector es el cociente de masas, el 'entrainment ratio':

$$ER = \frac{\text{flujo másico del fluido secundario}}{\text{flujo másico del fluido primario}} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p}$$

Ecuación 1. Entrainment Ratio

A la hora de diseñar un eyector, se busca tener un coeficiente de masas lo más alto posible, lo que significa que el fluido arrastrado (flujo secundario) sea el máximo posible en comparación con el fluido que entra a la tobera (flujo primario). El objetivo es optimizar la cantidad de flujo arrastrado sin variar las condiciones de operación del flujo primario. El cociente de masas tiene una gran importancia en el rendimiento de la instalación frigorífica, pues el ER es directamente proporcional al COP (Coefficient of Performance).

Un punto negativo de los eyectores es que proporcionan su eficiencia óptima bajo una única combinación de sus condiciones de diseño, es decir, si el eyector está diseñado para una determinada condición de entrada o de salida, al variar dicha condición, esa eficiencia óptima alcanzada disminuirá.

1.2.3 Sistemas de refrigeración por eyección

Como ya se ha mencionado anteriormente, la utilización del eyector se inició en la década de 1920, extendiéndose su uso durante la siguiente década, período donde el refrigerante era vapor de agua, y el fluido motriz o fluido primario, el vapor de calefacción, siendo su principal aplicación la climatización de grandes edificios. Debido al mayor rendimiento de los CFC en los años 30

gracias a su gran rendimiento energético, lo que supuso una decadencia de la utilización del eyector en el sector. A finales de la década de los 80, debido a las crecientes crisis energéticas, y a la tendencia de medidas de cara a la sostenibilidad medio ambiental, como los Protocolos de Kioto y de Montreal, surgió un nuevo objetivo prioritario en la refrigeración, mejorar los ciclos termodinámicos, obviamente no puede competir en términos de rendimiento y eficacia respecto a la máquina de compresión, pero se empezaron a desarrollar ciclos centrados en el uso de energías renovables y en el empleo de refrigerantes que no tengan tanto impacto ambiental (Valle, 2014). Actualmente dentro de los ciclos de energía térmica, se pueden señalar entre otras, dos importantes alternativas:

- Ciclo con eyector. La investigación se basa en optimizar el diseño del eyector y en buscar el refrigerante adecuado para cada situación distinta, marcada por las condiciones de operación.
- Ciclo por absorción. En este tipo de ciclo, la investigación se centra en encontrar nuevas parejas refrigerante-solvente, así como la mejora continua del generador y del intercambiador del ciclo.

Dos de las principales aplicaciones que tienen los ciclos de refrigeración son la climatización residencial, donde las calderas convencionales están siendo sustituidas por bombas de calor mecánicas (ciclo de compresión) o por bombas de calor térmicas (ciclo de absorción), y el sector automovilístico, donde se pueden distinguir dos vertientes, en los vehículos de combustión interna su utilidad es obtener el aire acondicionado aprovechando el calor de los gases de escape, mientras que la otra vertiente son los vehículos eléctricos, donde su función es obtener el aire acondicionado y generar la calefacción que necesita el ciclo.

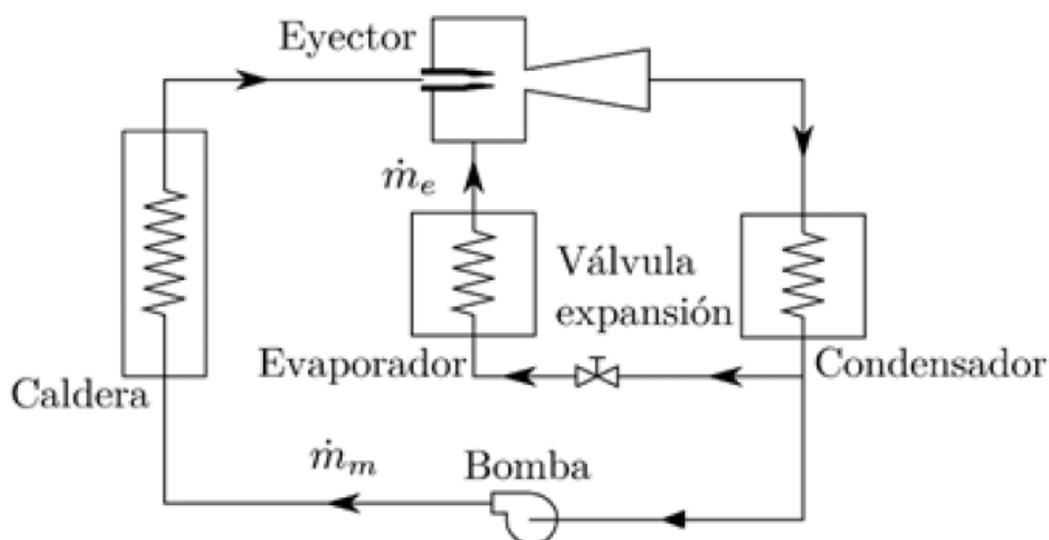


Figura 5. Ciclo de refrigeración con eyector (Valle, 2014)

A partir de la imagen anterior, se puede comprender como funciona un ciclo de refrigeración por eyección. En la caldera se genera lo que se conoce como vapor primario (o vapor motriz), constituido por el refrigerante en cuestión. Dicho vapor primario, arrastrará al vapor de refrigerante. Una vez en el eyector, el chorro de alta temperatura y presión del vapor primario succionará al vapor de refrigerante (fluido secundario o arrastrado) de temperatura y presión baja proveniente del evaporador. El resultado a la salida del eyector, es un vapor a temperatura y presión intermedias. A partir de este paso, el ciclo funciona como un ciclo de refrigeración convencional (Valle, 2014).

El rendimiento de este ciclo de refrigeración por eyección se determina a partir del COP (Coeficiente de actuación), que representa la potencia frigorífica producida por unidad de potencia consumida:

$$COP = \frac{\text{Potencia frigorífica producida}}{\text{Potencia eléctrica consumida}}$$

Ecuación 2. Coefficient of Performance (COP)

Como ya se ha mencionado anteriormente, el cociente de masas es directamente proporcional al COP, por lo que para aumentar el rendimiento del ciclo de refrigeración, es de vital importancia diseñar el eyector con el objetivo de obtener un cociente de masas lo más alto posible.

La principal ventaja de estos sistemas respecto a los que tienen compresor, es que los eyectores aprovechan el calor residual de otros procesos industriales, en muchos casos la combustión, evitando así desperdiciar dicho calor residual, y evitar el aporte energético al compresor, consiguiéndose así reducir el elevado consumo energético. Otras ventajas frente al compresor, son su inferior mantenimiento, su bajo precio y una vida útil más larga.

A pesar de esto, los eyectores de refrigeración aún no están preparados para entrar al mercado, debido principalmente a dos factores, el bajo coeficiente de actuación (COP) y la alta influencia del rendimiento del eyector en la eficacia del sistema de refrigeración. Se confía que, mediante técnicas CFD entendiendo el comportamiento del fluido, se consiga mejorar el rendimiento. El problema es que aún no se ha alcanzado consenso en cuanto a que modelo de turbulencia RANS utilizar en el estudio de flujos compresibles en eyectores de refrigerante.

1.3 Justificación del trabajo de fin de grado

La principal motivación de este proyecto es generar conocimiento sobre el modelado y simulación CFD del funcionamiento de eyectores de gas en sus diversas aplicaciones. Este proyecto contribuirá a ese objetivo a través de la cuantificación de la incertidumbre asociada a los modelos fluidodinámicos que forman el estado del arte actual.

Una de las principales incertidumbres es la validez de los modelos RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) en la simulación fluidodinámica de eyectores. Tras años de investigación todavía no hay consenso sobre qué modelo de turbulencia emplear de cara a las simulaciones computacionales para predecir ese comportamiento de flujo, ni si las hipótesis principales bajo las cuales se desarrollaron son adecuadas para la simulación de eyectores de gas.

1.4 Estructura de la memoria

Este Trabajo de Fin de Grado está estructurado en los siguientes apartados:

- **Estado del arte:** estudio de la literatura concerniente a los sistemas de refrigeración por eyector para obtener las condiciones de operación más óptimas posibles.
- **Objetivos:** se exponen los principales objetivos de este proyecto.
- **Metodología:** análisis del modelo físico, ecuaciones, hipótesis, terminología y modelo numérico.
- **Casos de estudio:** descripción de las características generales de los modelos que van a ser estudiados en este trabajo.
- **Resultados:** en un primer lugar, se verifica la implementación de la metodología de Edeling et al., y en segundo lugar, se presentan los resultados aplicando dicha metodología en un eyector de vapor.
- **Estudio económico:** análisis de los costes que teóricamente hubiesen sido necesarios para financiar este proyecto.
- **Conclusiones:** se da una respuesta a los objetivos planteados inicialmente.
- **Bibliografía:** documentación consultada para realizar este proyecto.

CAPÍTULO 2

ESTADO DEL ARTE

2 ESTADO DEL ARTE

El empleo de eyectores en sistemas de refrigeración está aumentando considerablemente, por los motivos que ya han sido explicados en los apartados anteriores.

Uno de los principales problemas que aún existen es que todavía no se ha conseguido predecir con exactitud el comportamiento del flujo que atraviesa al eyector.

Esto se debe a que el comportamiento del eyector viene descrito por interacciones extremadamente complejas del fluido, ondas de choque, capas límites y como afectan al proceso de mezclado entre flujo primario y flujo secundario.

Para conseguir estimar la dinámica del fluido del eyector, se van a aplicar herramientas de simulación numérica de flujos (Computational Fluid Dynamics, CFD), posibilitando así la mejor comprensión del eyector en términos de diseño de geometría, refrigerante y condiciones de operación. Se va a utilizar la metodología de ecuaciones diferenciales promediadas por Reynolds (RANS) para el modelado de turbulencia.

En las simulaciones CFD es de vital importancia la elección del modelo de turbulencia, debido a la complejidad del flujo que atraviesa el eyector, razón por la que todavía no hay consenso sobre qué modelo de turbulencia usar en estos casos.

El estado del arte en simulaciones CFD es extenso. En 2005 se publicó uno de los primeros estudios, el grupo investigador de Bartosiewicz, de la Universidad de Lovaina. Mediante técnicas CFD hicieron el primer modelado de eyectores de refrigerante y validaron su modelo con los perfiles de presión medidos experimentalmente (Bartosiewicz Y. , Aidoun, Desevaux, & Mercadier, 2005).

Al año siguiente, Bartosiewicz, Aidoun y Mercadier estudiaron el flujo que atravesaba al eyector utilizando un modelo de gas real mediante el software comercial ANSYS Fluent, el mismo que se va a desarrollar en este trabajo (Bartosiewicz, Aidoun, & Mercadier, 2006).

En 2016, Sierra-Pallares et al. realizaron un estudio sobre la generación entrópica en eyectores, estudio en el que demostraron que la mayor parte de la entropía generada se debe a la mezcla turbulenta de los fluidos primario y secundario (Sierra-Pallares, García del Valle, García Carrascal, & Castro Ruiz, 2016).

Besagni e Inzoli, realizaron un estudio en el 2017 sobre qué modelo de turbulencia describe mejor el comportamiento del flujo en un eyector, siendo el modelo k- ω SST el que mejor predijo dicho flujo (Besagni & Inzoli, 2017).

En el año 2018, Edeling, Iaccarino y Cinnella, en busca de averiguar la validez de los modelos de turbulencia, propusieron una metodología de cuantificación de incertidumbre en simulaciones RANS de eyectores perturbando la hipótesis de Boussinesq mediante 2 ecuaciones de transporte adicionales (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018).

Siendo estas una minúscula parte de todas las publicaciones y estudios que hay sobre las simulaciones CFD de eyectores, es representativa y se puede afirmar que se disponen de herramientas suficientes para poder simular el comportamiento del flujo en eyectores.

Sin embargo, hay un grave problema en las simulaciones CFD, pues los modelos de turbulencia, no han sido calibrados en condiciones de altas presiones y alta compresibilidad, condiciones en las que opera el eyector. Bellan afirma que los modelos de turbulencia utilizados hasta el momento no pueden aplicarse con rigor a una situación con presión elevada (Bellan, 2006). La principal conclusión es que los modelos de turbulencia empleados hasta ahora, no pueden ser utilizados por igual en flujos atmosférico, para los que se les desarrolló, que en flujos presurizados, siendo necesario el desarrollo de nuevos modelos. Aun así, está por determinar la validez de los modelos RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) en aplicaciones de flujo de estas características, por lo que la determinación de la incertidumbre asociada a los modelos RANS en flujos presurizados es de vital importancia en el sector.

CAPÍTULO 3

OBJETIVOS

3 OBJETIVOS

Los principales objetivos de este Trabajo de Fin de Grado son los expuestos a continuación:

- La adaptación de la metodología de Edeling et al. en un software de dinámica computacional de fluidos, ANSYS Fluent, con el fin trabajar con los modelos de turbulencia RANS, principalmente los modelos $k-\varepsilon$ y $k-\omega$ SST empleados habitualmente en las simulaciones de eyectores. La implementación se realizará a través de una función definida por el usuario (UDF) dentro de ANSYS Fluent.
- Verificación de la implementación. Con el fin de verificar la implementación del modelo de Edeling et al. descrito en el párrafo anterior, se va a comparar los resultados el caso propuesto (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018) con los resultados de varias simulaciones de ese mismo modelo con las mismas condiciones de operación en el software ANSYS Fluent.
- La cuantificación de la incertidumbre asociada a la estimación del cociente de masas y distribución de presiones en la pared de un eyector de gas utilizando varios modelos de turbulencia RANS, para lo que se empleará la implementación verificada anteriormente y datos experimentales obtenidos de la literatura.

CAPÍTULO 4

METODOLOGÍA

4 METODOLOGÍA

4.1 Modelo físico

4.1.1 Ecuaciones de conservación

Las ecuaciones de conservación describen el movimiento de los fluidos aplicados en un volumen de fluido arbitrario, que se mueve dentro de una corriente fluida. Estas ecuaciones son las siguientes (Crespo Martínez, 2014):

- **Ecuación de conservación de la masa. Continuidad**

La ecuación de conservación de la masa es una ecuación de tipo escalar, aplicable a todo tipo de flujos, tanto compresibles como incompresibles.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v}) = 0$$

Ecuación 3. Ecuación de conservación de la masa

La ecuación de conservación de la masa también es conocida como ecuación de continuidad. El primer término refleja la variación temporal de la masa por unidad de volumen, mientras que el segundo término indica el flujo convectivo de masa por unidad de volumen.

- **Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento**

La ecuación de conservación de la cantidad de movimiento es una ecuación de tipo vectorial, hay que plantear una ecuación por cada componente espacial que se quiera estudiar. También es aplicable a todo tipo de flujos, tanto compresibles como incompresibles.

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{v} \vec{v}) = \nabla(\mu \nabla \vec{v}) - \nabla p + \rho \vec{f}_m$$

Ecuación 4. Ecuación de conservación de la cantidad de movimiento

Esta ecuación deriva de la Segunda Ley de Newton, que establece que la variación de la cantidad de movimiento está originada por las fuerzas que actúan sobre él. Los dos términos a la izquierda de la igualdad significan, respectivamente, la variación temporal de la cantidad de movimiento y el flujo convectivo de la cantidad de movimiento. Mientras que, para los términos a la derecha de la igualdad:

- $\nabla(\mu\nabla\vec{v})$: hace alusión a los esfuerzos viscosos en el movimiento fluido.
 - ∇p : se refiere a las diferencias de presiones.
 - $\rho\vec{f}_m$: efectos de las fuerzas másicas por unidad de volumen.
- **Ecuación de conservación de la energía**
La ecuación de conservación de la masa es de tipo escalar. Se aplica en el caso de flujos compresibles o en el de flujos que involucran transferencia de calor.

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla(\rho\vec{v}h) = \nabla(\bar{\tau}'\vec{v}) - \nabla(p\vec{v}) + \rho\vec{f}_m\vec{v} + S_h$$

Ecuación 5. Ecuación de conservación de la energía

El Primer Principio de la Termodinámica establece que la variación de energía de un sistema se debe al trabajo de las fuerzas que actúan sobre él y al flujo de calor intercambiado con el exterior y con el sistema. De la ecuación descrita anteriormente, los dos términos a la izquierda de la igualdad representan la variación de la energía por unidad de volumen y el flujo convectivo de energía total, respectivamente. Los términos situados a la derecha de la igualdad:

- $\nabla(\bar{\tau}'\vec{v})$: flujo difusivo o molecular de calor por unidad de volumen y tiempo.
- $\nabla(p\vec{v})$: trabajo de las fuerzas de presión por unidad de volumen y tiempo.
- $\rho\vec{f}_m\vec{v}$: trabajo de las fuerzas másicas por unidad de volumen y tiempo.
- S_h : Calor de la reacción química o de cualquier otra fuente de calor volumétrica definida.

4.1.2 Modelo de turbulencia

El flujo a estudiar en los eyectores es un flujo turbulento. Esto es debido a que las condiciones de operación del eyector suponen que el fluido se encuentre altamente presurizado.

El movimiento turbulento se caracteriza por fluctuaciones rápidas, tanto espaciales como temporales de las magnitudes fluidas. Destacan las siguientes características (Crespo Martínez, 2014):

- Las propiedades del fluido varían muy rápidamente, tanto espacial como temporalmente. El flujo turbulento es un flujo muy irregular e impredecible. Solo se puede predecir a corto plazo ya que estos flujos se caracterizan por ser muy sensibles a las condiciones de contorno.
- Es un flujo altamente difusible. Son flujos donde el transporte de masa, cantidad de movimiento y energía son muy grandes.
- La turbulencia es un fenómeno tridimensional no estacionario. Aunque las condiciones de contorno sean estacionarias, se producen fluctuaciones temporales.
- Es un flujo altamente disipativo. Necesita un aporte continuo de energía para no decaer, pues disipa energía cinética del flujo medio en energía cinética turbulenta y en energía en forma de calor.
- El flujo turbulento está asociado a números de Reynolds altos. A partir del Reynolds crítico se pasa de régimen laminar a régimen turbulento.

Las fluctuaciones características de la turbulencia provocan en el flujo la aparición de remolinos con una amplia gama de escalas espaciales y temporales que interactúan de forma compleja, haciendo que su simulación sea un proceso muy costoso a nivel computacional. Dada la vital importancia en evitar la turbulencia en aplicaciones ingenieriles, no es de extrañar el inmenso esfuerzo de investigación dedicado al desarrollo de métodos numéricos para poder predecir los efectos de los flujos turbulentos. Sin embargo, las ecuaciones que rigen el movimiento de los fluidos, pueden ser promediadas en el tiempo, además de desprestigiar las escalas más pequeñas, abaratando el coste computacional (Versteeg & Malalasekera, 1995).

Por lo tanto, se puede definir un modelo de turbulencia como una herramienta computacional que tiene como objetivo resolver el sistema de ecuaciones promediadas de Navier-Stokes, con la ayuda de las condiciones de operación del caso en cuestión. Se distinguen tres grandes grupos de modelos de turbulencia, diferenciados por como obtienen la solución del sistema de ecuaciones de Navier-Stokes (Versteeg & Malalasekera, 1995) (ANSYS, 2013) (Capote, Alvear, Abreu, Lázaro, & Espina, 2008):

1) RANS: Reynolds Averaged Navier Stokes

La metodología RANS es la herramienta de predicción de flujo turbulento más importante desde el punto de vista industrial, debido a que supone un menor esfuerzo computacional y un gran ahorro de tiempo en sus simulaciones respecto a los otros grandes modelos de turbulencia, lo que le convierte en el modelo más usado.

El modelo RANS fue propuesto por Reynolds en el año 1895, siendo la descomposición, es decir, dividir las variables fluidas en una parte promediada,

el concepto en el que se basa. Las ecuaciones de Navier-Stokes son promediadas en el tiempo, obteniéndose términos adicionales que requieren la adición de otras ecuaciones para cerrar el sistema.

Esta descomposición consiste en sustituir las variables fluidas por la suma de su valor medio y un componente fluctuante en el tiempo y en el espacio.

$$f = \bar{f} + f''$$

Ecuación 6. Descomposición de una variable fluida para modelo RANS

Se podría afirmar que los modelos de Reynolds son una simplificación de las ecuaciones de Navier Stokes, lo que también supone que se pierda información al llegar a la solución final.

Según el número de ecuaciones necesarias para cerrar el sistema, se pueden considerar los siguientes submodelos de turbulencia RANS:

- **Modelos de cero ecuaciones**

Destaca el modelo de longitud mezclada de Prandtl, es el modelo más sencillo ya que no precisa de ninguna ecuación adicional. Ello conlleva que sea fácil de implementar y que sea económico, además de obtener muy buenas predicciones para capas límite delgadas. A su vez, es incapaz de describir flujos con separación y recirculación, pudiendo calcular únicamente propiedades del flujo medio.

- **Modelo de una ecuación adicional. Spalart-Allmaras**

El modelo de Spalart-Allmaras es un modelo de una ecuación relativamente simple que resuelve una ecuación para la viscosidad cinemática turbulenta. Este modelo fue diseñado inicialmente para modelos aerodinámicos, está ganando popularidad en aplicaciones de turbomáquinas. Es un modelo estable, que ofrece buena convergencia, y que depende de la distancia a la pared más cercana, por lo que se incluye una ecuación para la distancia a la pared. El punto negativo de este modelo es que no simula con precisión la separación de flujo.

- **Modelos de dos ecuaciones**

Los modelos de dos ecuaciones son los utilizados dentro de los modelos RANS. Dentro de esta categoría existen múltiples modelos, siendo los más conocidos el modelo $k-\varepsilon$ y el modelo $k-\omega$.

- Modelo Estándar $k-\varepsilon$: es el modelo de turbulencia más utilizado en aplicaciones industriales por su robustez y bajo coste computacional. Se utiliza para flujos con un número de Reynolds alto, ya sea régimen compresible o incompresible. Presenta

dificultades en los flujos con fuertes gradientes de presión adversa. Este modelo consiste en resolver dos ecuaciones adicionales, una para el transporte de energía cinética turbulenta (k), y otra para la tasa de disipación de la energía cinética turbulenta (ϵ).

- Modelo Estándar $k-\omega$: es similar al anterior, pero se resuelve una ecuación para la tasa específica de disipación de energía cinética (ω), este modelo es capaz de simular para flujos con altos números de Reynolds, pero, además puede predecir flujos con números bajos de Reynolds sin usar funciones de pared. Es un modelo no lineal, por lo que conseguir su convergencia es más difícil que utilizando el modelo anterior.
 - Modelo RNG $k-\epsilon$: esta variación del modelo estándar $k-\epsilon$ introduce términos adicionales para mejorar la predicción de vórtices y flujos con mucha curvatura en sus líneas de corriente. También mejora la predicción de flujos a bajos números de Reynolds.
 - Modelo Realizable $k-\epsilon$: esta variante supone una mejor definición de chorros circulares, así como una mejor predicción de desprendimiento y recirculación.
- **Reynolds Stress Model (RSM)**. Este modelo emplea siete ecuaciones adicionales de transporte para las tensiones de Reynolds, lo que supone un importante aumento en la precisión de las propiedades del flujo medio. Lo que a su vez supone un aumento significativo en el tiempo de cálculo, y una reducción de convergencia. Computacionalmente es mucho más caro que otros métodos, además de no estar tan validado como los modelos anteriores.
 - **Algebraic Stress Model (ASM)**. Este modelo es capaz de contabilizar la anisotropía de las tensiones de Reynolds sin resolver las ecuaciones de transporte. Elimina los términos de transporte difusivo y convectivo, facilitando la resolución de las ecuaciones de las tensiones de Reynolds, lo que hace disminuir el gasto computacional respecto al modelo RSM.

2) Simulación numérica directa (DNS, Direct Numerical Simulation)

No es un modelo de turbulencia como tal, sino la solución completa de las ecuaciones de Navier Stokes, resueltas de forma directa, sin emplear valores

promedio o aproximaciones, ofreciendo así una grandísima exactitud en los resultados.

Sus principales problemas, son su elevadísimo gasto computacional, que solo es posible su aplicación para bajos números de Reynolds y pequeños dominios computacionales, y que es difícil fijar las condiciones de contorno.

Sin embargo, es muy importante para la investigación de la turbulencia, ya que permite obtener resultados numéricos difícilmente obtenibles en laboratorios experimentales. También, es necesario para desarrollar métodos LES y RANS mejores.

3) Simulación de grandes remolinos (LES, Large-Eddy Simulation)

El modelo LES se basa en el concepto de filtrado espacial de las ecuaciones de gobierno del fluido, de forma que se resuelven las grandes escalas, es decir, el movimiento turbulento de los grandes remolinos, mientras que para las escalas pequeñas se adopta un modelo que no los resuelve directamente, suponiendo que esta pequeña escala posee menos información y es menos crítica.

El modelo LES fue propuesto en 1960 para la simulación de flujos atmosféricos. Su aplicación se ha extendido a la simulación de flujos turbulentos en régimen transitorio.

Este modelo es utilizado en casos donde se precisa mayor precisión que la obtenida con los modelos RANS, pero sin alcanzar la exactitud de los modelos DNS. Aun así, el modelo LES es muy costoso computacionalmente para algunos problemas ingenieriles, decantándose este sector por la metodología RANS en la mayoría de las veces.

La elección del modelo de turbulencia en cada caso, dependerá de las características del flujo a estudiar, del nivel de precisión esperado en los resultados, del coste computacional que puede soportar el equipo, del tiempo de cálculo destinado, etc.

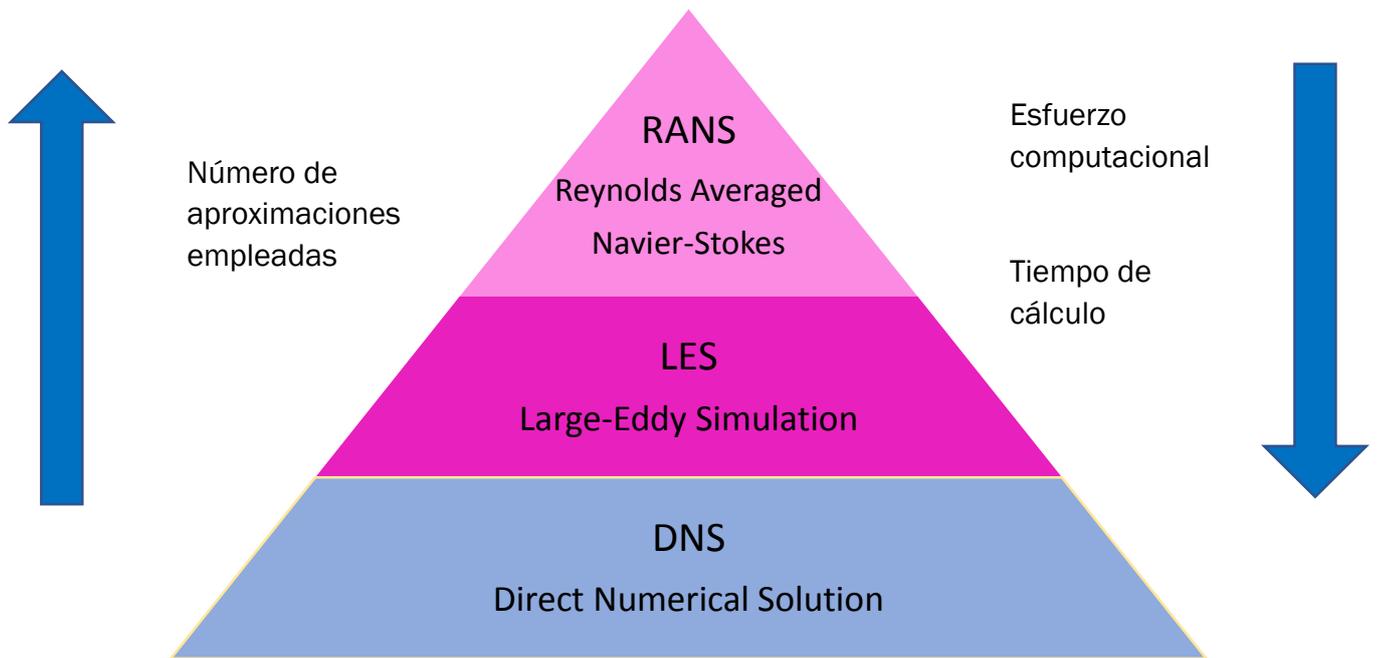


Figura 6. Esquema de los modelos de turbulencia CFD (Elaboración propia)

4.1.3 Modelado de la capa límite turbulenta. Ley de la pared

Es conocido que para un flujo que atraviesa un tubo circular, el esfuerzo cortante varía linealmente como en la figura adjunta, siendo la parte viscosa mucho menor que la contribución turbulenta. Esta característica no se cumple en zonas muy cercanas a la pared, donde las velocidades de agitación turbulentas están inhibidas por la presencia de la propia pared. Cerca de la pared, los esfuerzos turbulentos y viscosos se hacen del mismo orden. Esta zona tan cercana a la pared es conocida como capa límite (Crespo Martínez, 2014).

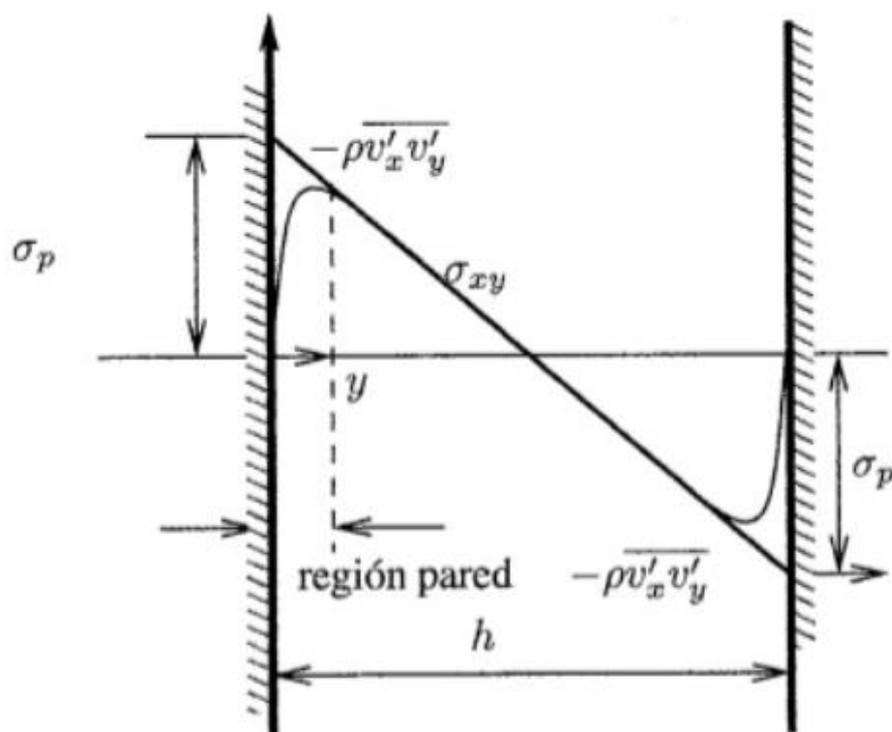


Figura 7. Variación del esfuerzo cortante a través de la sección recta de un tubo bidimensional. (Crespo Martínez, 2014)

Se pueden distinguir dos zonas dentro de la capa límite, definidas por el parámetro adimensional y^+ , la región interna y la región externa. Siendo la región interna de gran interés, pudiéndose dividir en 3 zonas:

- Subcapa límite laminar ($y^+ \leq 5$), donde los esfuerzos viscosos son dominantes. Se caracteriza por ser la zona más próxima a la pared, donde el esfuerzo cortante es constante y el flujo es prácticamente laminar.
- Subcapa intermedia ($5 < y^+ < 30$), región donde los esfuerzos tanto de la viscosidad molecular como los de viscosidad turbulenta son igual de importantes.
- Subcapa logarítmica o turbulenta ($30 < y^+ < 200$), más alejada de la pared que la región anterior, flujo totalmente turbulento con el esfuerzo cortante no constante. Los esfuerzos turbulentos dominan sobre los viscosos.

$$y^+ = \frac{\rho y_p}{\mu} \sqrt{\left(\frac{\tau_w}{\rho}\right)}$$

Ecuación 7. Distancia adimensional capa límite

Donde ρ es la densidad del fluido, μ es la viscosidad dinámica del fluido, y_p es la altura de la capa límite en el punto a estudiar y τ_w el esfuerzo cortante de pared.

En el siguiente diagrama semilogarítmico se muestra la distribución de velocidades de la subcapa límite laminar, región que corresponde con la zona AB del gráfico, destacando que $\frac{u}{u^*} = y^+$:

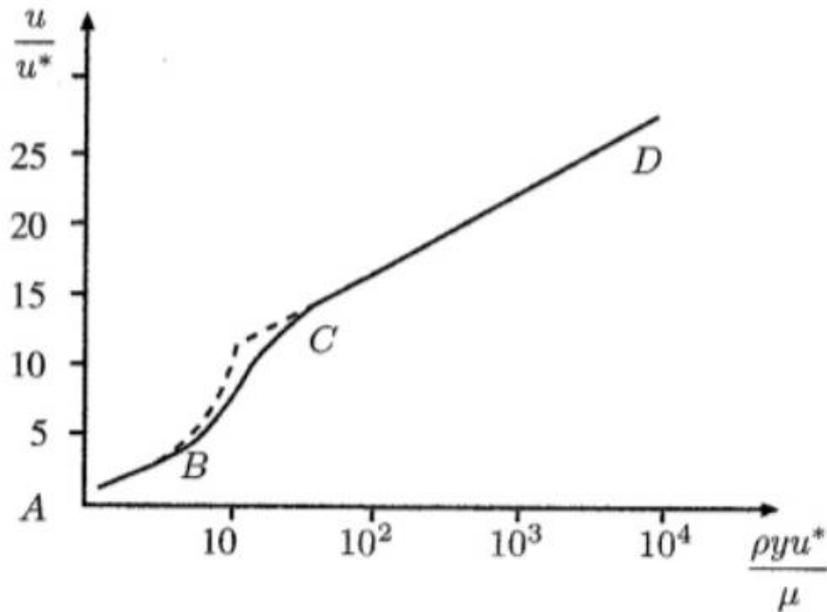


Figura 8. Distribución de velocidades en flujo turbulento cerca de la pared. Ley de la pared (Crespo Martínez, 2014)

Para modelar la capa límite turbulenta, el software ANSYS Fluent ofrece dos posibilidades. La primera, 'Wall Functions', no resuelven la subcapa límite laminar y la subcapa intermedia, en su lugar se utilizan fórmulas conocidas como 'Funciones de pared' para unir la región afectada por la viscosidad entre la pared y la región totalmente turbulenta. La segunda opción, 'Near-Wall Model', modifica los modelos de turbulencia para que la región afectada por la viscosidad se resuelva con una malla hasta la pared.

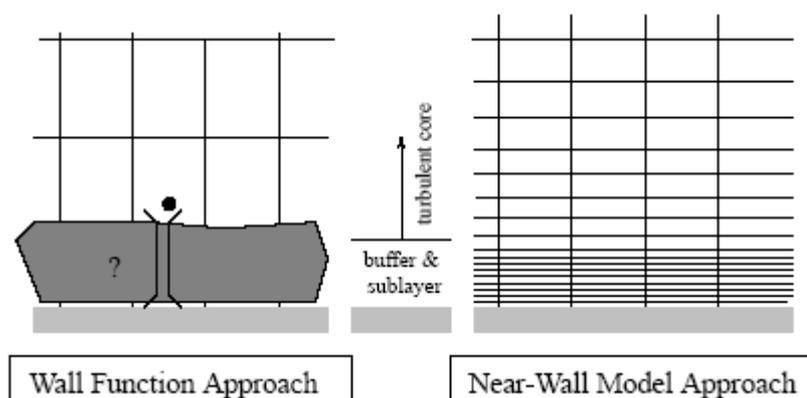


Figura 9. Opciones de modelado de la capa límite turbulenta (ANSYS, 2013)

Para el modelado de la capa límite turbulenta, se tienen las siguientes opciones:

- Standard Wall Functions
- Non-Equilibrium Wall Functions
- User-Defined Wall Functions
- Enhanced Wall Treatment
- Scalable Wall Functions
- Near Wall treatment Menter-Lechner

Siendo las más destacadas las dos primeras. Las funciones de estándar de pared tienen ciertas limitaciones, no deben utilizarse cuando se trabaja con números de Reynolds bajos, hay succión en la pared, se trabaja con grandes gradientes de presión y fuerzas másicas muy intensas. Ante estas limitaciones surge la alternativa de las funciones de pared de no-equilibrio, las cuales es recomendable utilizar cuando se trabaja con separación, reacoplamiento e impactación (ANSYS, 2013).

4.1.4 Hipótesis de Boussinesq

La dificultad de estudiar y entender el movimiento turbulento reside en que, aún, no se ha desarrollado ninguna ley que relacionen los términos resultantes de la diferencia de las ecuaciones de movimiento turbulento respecto a las ecuaciones laminares, con los gradientes de las propiedades medias del fluido. Lo cual supone que a la hora de resolver el sistema, hay más incógnitas que ecuaciones, existe una dificultad para cerrar el sistema de ecuaciones.

Existen distintas teorías que tratan de aportar una solución a este problema, la hipótesis de Boussinesq, una de las más empleadas, es la base de muchos modelos turbulentos para resolver el tensor de esfuerzos de Reynolds. Su

concepto se basa en asumir que los esfuerzos de Reynolds dependen linealmente del gradiente de las velocidades promedio (Crespo Martínez, 2014):

$$\tau_{ij} = \mu_t \left(2S_{ij} - \frac{2}{3} \delta_{ij} (\nabla \bar{u}) \right)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad \delta_{ij} = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases}$$

Ecuación 8. Hipótesis de Boussinesq

Siendo τ_{ij} el tensor de esfuerzos de Reynolds y μ_t el coeficiente de viscosidad dinámica.

A pesar de que estas teorías no tengan esa validez que tienen las leyes de transporte laminares, son de un gran valor para aplicaciones ingenieriles a la hora de interpretar los flujos turbulentos.

4.1.5 Cuantificación de incertidumbre. Perturbación del tensor de tensiones de Reynolds

Los modelos de turbulencia RANS van a jugar un papel muy importante en aplicaciones de ingeniería prediciendo el comportamiento de flujos turbulentos. Sin embargo, las incertidumbres asociadas a estos modelos suponen un importante obstáculo en la capacidad predictiva de simulaciones RANS.

En los últimos años, gracias a la disponibilidad de grandes conjuntos de datos experimentales, está creciendo la investigación de métodos para determinar y reducir la incertidumbre de los modelos RANS, con el fin de poder calibrar estos modelos de turbulencia. La complejidad surge de la imprecisión en las condiciones de la entrada del sistema, y las limitaciones intrínsecas en los modelos físicos (incertidumbre epistémica).

La cuantificación de incertidumbre tiene como objetivo medir y clasificar el efecto de estas incertidumbres en salidas de predicción, es decir, representar el impacto de la incertidumbre. En simulaciones RANS se dan cuatro tipos de incertidumbre (Duraisamy, Iaccarino, & Xiao, 2019):

1. Incertidumbre provocada por la pérdida de información durante el proceso de promediado de las variables durante el modelado RANS de flujos turbulentos.
2. Incertidumbre debida a la representación del tensor de tensiones de Reynolds como una función del campo de velocidades.

3. Incertidumbre provocada por la elección de la función que relaciona el tensor de tensiones de Reynolds con el campo de velocidades.
4. Incertidumbre debida a los parámetros de cierre. Es sabido que estos parámetros no aseguran la precisión de los resultados, pero por falta de alternativas se siguen utilizando en la simulación de flujos turbulentos, lo que genera incertidumbre en la predicción.

Los modelos de turbulencia utilizan la tensión de Reynolds para modelar los flujos turbulentos, esto es debido a que la divergencia del tensor de Reynolds facilita la conservación de la cantidad de movimiento del flujo. Es decir, la cantidad de movimiento es modelada a través de los límites y no a través del volumen fluido.

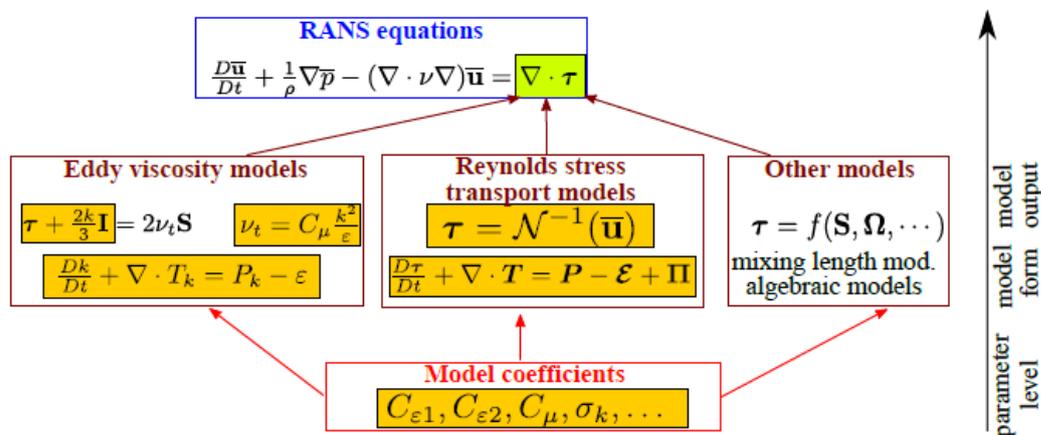


Figura 10. Etapas del modelado RANS. (Xiao & Cinnella, 2019)

Estos modelos de turbulencia, como ya se ha explicado anteriormente, necesitan de una suposición para cerrar el sistema de ecuaciones, la más utilizada es la de Boussinesq. Sin embargo esta aproximación tiene una serie de limitaciones, especialmente en flujos con separación o fuertes gradientes de presión. La incertidumbre radica en que no es siempre posible saber si en el flujo turbulento se dan estas condiciones, y por tanto, que el valor de la divergencia del tensor de Reynolds sea distinto al valor modelado (Xiao & Cinnella, 2019).

Con el fin de estimar la incertidumbre epistémica de los modelos RANS, Edeling, Iaccarino y Cinnella proponen dos ecuaciones de transporte para perturbar localmente el tensor de tensiones de Reynolds de un modelo de viscosidad dado, a modo de referencia, lo denominan ‘Retorno a la viscosidad de remolino’.

Para realizar las predicciones con cuantificado de incertidumbre, se distinguen dos métodos de predicción. El primero, ‘data-free’, no se requieren datos de referencia, siendo los intervalos de confianza obtenidos bastante económicos

computacionalmente hablando. El segundo, ‘data-driven’, es utilizado cuando los datos de referencia están disponibles, aplicándose la inferencia de Bayes para obtener distribuciones de los parámetros del modelo de la simulación. En este proyecto, se va a emplear el método predictivo ‘Data-free’.

Para perturbar el tensor de tensiones de Reynolds, se introduce el tensor de anisotropía de Boussinesq, se utilizan dos ecuaciones de transporte adicionales. La presencia de estas ecuaciones también supone imponer regularidad en la solución, evitando componentes oscilatorios de las tensiones de Reynolds. El comportamiento general de este modelo, está descrito por dos coeficientes, resultando un problema de cuantificación de incertidumbre de baja dimensión. Dependiendo del valor de estos coeficientes y del comportamiento del flujo, las ecuaciones de transporte permiten volver a los modelos de isotropía describiendo el llamado ‘retorno a la viscosidad de remolino’ (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018).

La hipótesis de Boussinesq modela el tensor de tensiones de Reynolds como un tensor esférico, la perturbación consiste en aplanar el tensor esférico, eliminando esta restricción esférica que plantea Boussinesq, pudiendo evolucionar las formas del tensor de tensiones de Reynolds a los mostrados en la siguiente figura:

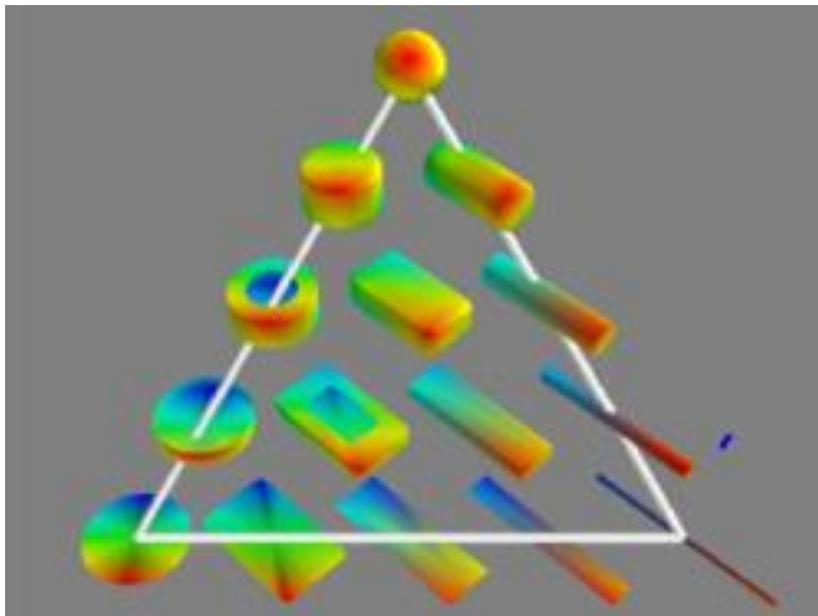


Figura 11. Posibles formas del tensor de tensiones de Reynolds tras la perturbación (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018)

La perturbación se introduce en el tensor de tensores de Reynolds a partir del tensor de anisotropía (b_{ij}) y del tensor de desviación (D_{ij}), como se muestra a continuación:

$$b_{ij}^{pert} = b_{ij}^{RANS} + D_{ij}$$

Ecuación 9. Introducir perturbación en el tensor

$$b_{ij} = \frac{\tau_{ij}}{2k} - \frac{1}{3}\delta_{ij}$$

Ecuación 10. Tensor de anisotropía

$$D_{ij} = 2k(v_{ik}^{RANS}\Delta\Lambda_{kl}v_{jl}^{RANS})$$

Ecuación 11. Tensor de desviación

Donde k es la energía cinética turbulenta, v_{ij} los autovectores del tensor de anisotropía y $\Delta\Lambda$ la matriz de perturbación de autovalores del tensor de anisotropía.

Las ecuaciones de transporte propuestas por Edeling et al. son las siguientes:

$$\frac{D_{c1}}{Dt} = a_{1c} \frac{\varepsilon}{k} (c_1^{RANS} - c_1) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left[v + \frac{v^t}{\sigma_{1c}} \right] \frac{\partial c_1}{\partial x_i} \right)$$

Ecuación 12. Ecuación de transporte adicional n°1

$$\frac{D_{c2}}{Dt} = a_{2c} \frac{\varepsilon}{k} (c_2^{RANS} - c_2) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\left[v + \frac{v^t}{\sigma_{2c}} \right] \frac{\partial c_2}{\partial x_i} \right)$$

Ecuación 13. Ecuación de transporte adicional n°2

Donde c_i son coeficientes que caracterizan el estado de anisotropía, a_{ic} son coeficientes a calibrar que se explicarán a continuación. El segundo sumando, es el término difusivo, el cual es inevitable en flujo turbulento.

Para obtener los intervalos de confianza, se van a realizar combinaciones de los parámetros a_{ic} utilizados en las ecuaciones de transporte:

a_{1c}, a_{2c}	Estado
[0,0]	Isotropía
[1,0]	Máxima expansión asimétrica
[0,1]	Máxima contracción asimétrica
[1,1]	Baseline

Tabla 1. Combinaciones de parámetros usados en las ecuaciones (10) y (11) para computar los intervalos de confianza.

Al resolver las ecuaciones de transporte con estas combinaciones de parámetros, se consigue perturbar el tensor de tensiones de Reynolds obteniendo los resultados en forma de intervalo, como se verá en los siguientes apartados.

4.2 Modelo numérico

El paquete software elegido en este proyecto para implementar las técnicas CFD es ANSYS, que dentro de sus aplicaciones tiene el software ANSYS Fluent, especializado en la simulación de fluidos empleando el Método de los Volúmenes Finitos.

4.2.1 Método de los volúmenes finitos

La metodología numérica más empleada en la Mecánica de Fluidos computacional es el Método de los Volúmenes Finitos (MVF). Este método es utilizado para resolver la ecuación general de transporte, siendo el concepto fundamental la discretización: reemplazar una solución analítica por una numérica en una serie de puntos discretos. Una gran ventaja de este método es que garantiza una discretización conservativa, lo cual es muy rentable, ya que la ecuación general de transporte que se quiere resolver, es una ecuación conservativa. Gracias a su generalidad, su simplicidad y su facilidad para ser implementado en cualquier tipo de mallado, es el método más empleado en códigos CFD (Fernández Soro, 2011).

En el método de los Volúmenes Finitos, el dominio es dividido en un número finito de volúmenes de control contiguos, y en cada volumen de control se aplican las ecuaciones de conservación. En el centroide de cada volumen de control, es donde se van a almacenar las variables, como presión, temperatura, velocidad, etc. mientras que en los límites de estos volúmenes, se conoce el valor de las variables anteriores mediante interpolación. Como último paso, se aproximan numéricamente las ecuaciones de conservación, consiguiendo así un sistema de ecuaciones algebraicas, el cual se va a resolver por métodos iterativos.

El procedimiento que sigue Fluent con este método es el siguiente (Fernández Soro, 2011):

- 1) Dividir el dominio a analizar en volúmenes de control discretos, llamados celdas. Proceso que se conoce como mallado.
- 2) Integrar las ecuaciones de Navier-Stokes en las celdas descritas anteriormente, obteniéndose ecuaciones algebraicas con variables

desconocidas como presión, velocidad, temperatura, etc. A este proceso se le denomina discretización.

- 3) Linealización de estas ecuaciones algebraicas.
- 4) Resolución del sistema de ecuaciones linealizadas, consiguiendo los valores de las variables desconocidas, almacenándose el resultado en el centroide.

4.2.2 Mallado

Una malla es una cuadrícula computacional constituida por un número finito de celdas, siendo la celda la unidad fundamental del mallado. Al utilizar el Método de los Volúmenes Finitos, el dominio que se quiere estudiar se divide en un número variable de celdas, o lo que es lo mismo, volúmenes discretos. La generación de la malla es una de las partes más importantes, sino la que más, en la preparación de un modelo para una simulación.

Dependiendo de cómo estén conectadas las celdas, se puede hablar de mallas estructuradas, donde la retícula de celdas se construye a partir de una red de familias de líneas coordenadas, siendo una malla regular, más idónea para fluidos; y de mallas no estructuradas, donde las mallas no presentan ningún tipo de dirección preferente, resultando una malla regular, más empleada en cuerpos sólidos (Fernández Soro, 2011).

Las mallas estructuradas discretizan mejor las ecuaciones que gobiernan el fluido, obteniéndose mejores características en cuanto a tiempo de cálculo, precisión y coste computacional, pero su escasa flexibilidad supone un importante impedimento a la hora de implementarlas en geometrías complejas. Una de las principales ventajas del mallado no estructural es la posibilidad de efectuar un refinado local sin afectar a la distribución de celdas fuera de esa zona. Debido a estos motivos, las mallas no estructuradas se han convertido en el mallado referencia en el ámbito CFD.

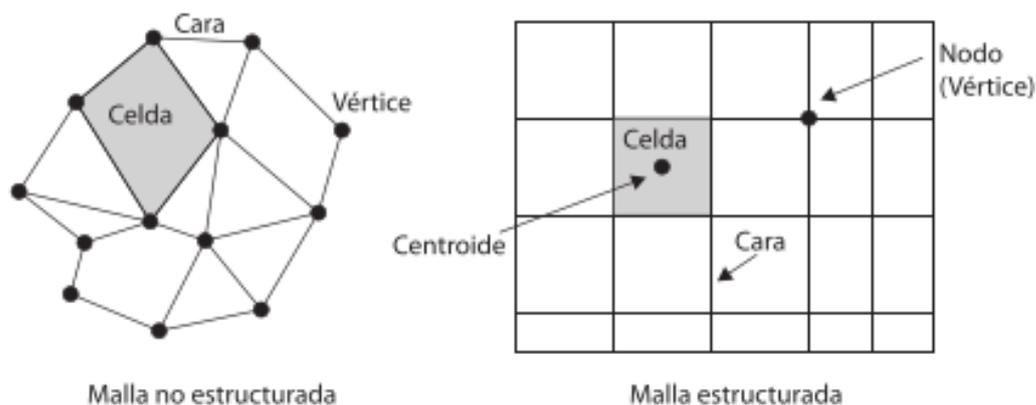


Figura 12. Terminología empleada en el método de volúmenes finitos. (Fernández Soro, 2011)

Independientemente del tipo de malla seleccionado, debido a que la pérdida de precisión asociada al empleo de mallas no uniformes es uno de los puntos críticos en las simulaciones CFD, se deben cumplir una serie de requisitos básicos (Fernández Soro, 2011):

- La malla debe ser generada con cierta previsión del flujo que se va a analizar.
- Es necesaria una mayor resolución (densificar la malla) en aquellas zonas del flujo donde el gradiente de cualquier variable fluida puede ser grande.
- Se debe buscar la regularidad a través del todo el dominio a estudiar.
- Deben evitarse elementos muy deformados.
- Debe ajustarse a la capacidad computacional que disponga el usuario.
- No deben aparecer discontinuidades en los tamaños de las celdas, y de existir, esta variación debe ser suavizada y progresiva.
- Cuando el tamaño de la malla varía, debe hacerlo de forma continua en todas las direcciones.
- Intentar minimizar la distorsión de las celdas, evitando elementos con forma de cuña, cóncavos o con forma de ángulo.
- Evitar celdas con uno o varios lados muy pequeños.

4.2.3 Algoritmos de resolución

El software ANSYS Fluent ofrece dos opciones a la hora de realizar la simulación numérica, son los llamados algoritmos de resolución o 'solver', ambos basados en el Método de Volúmenes Finitos: el algoritmo segregado y el algoritmo acoplado (ANSYS, 2013).

La diferencia entre estos métodos radica en que para el algoritmo segregado, se resuelven las ecuaciones que gobiernan el fluido de forma secuencial en cada iteración, es decir, una tras otra, quedando así las ecuaciones de momento y energía desacopladas:

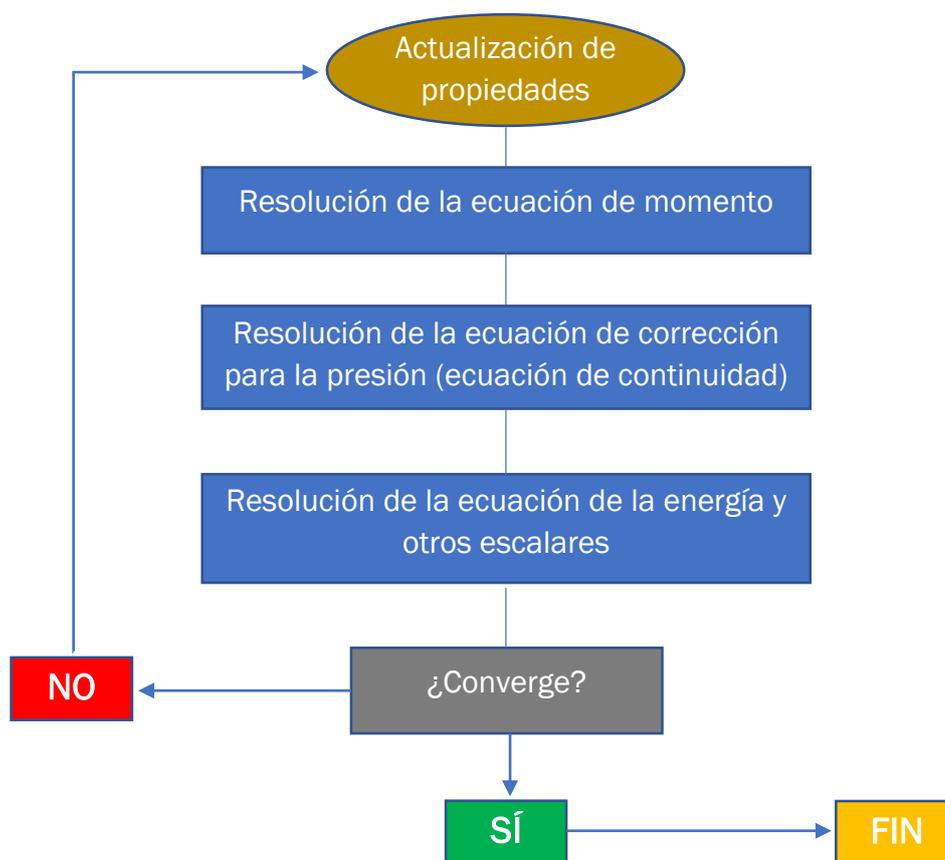


Figura 13. Algoritmo de resolución segregado (Elaboración propia)

Mientras que el algoritmo acoplado, resuelve simultáneamente un sistema de ecuaciones que engloba ecuaciones de momento y continuidad, resultando así un sistema de ecuaciones acoplado:

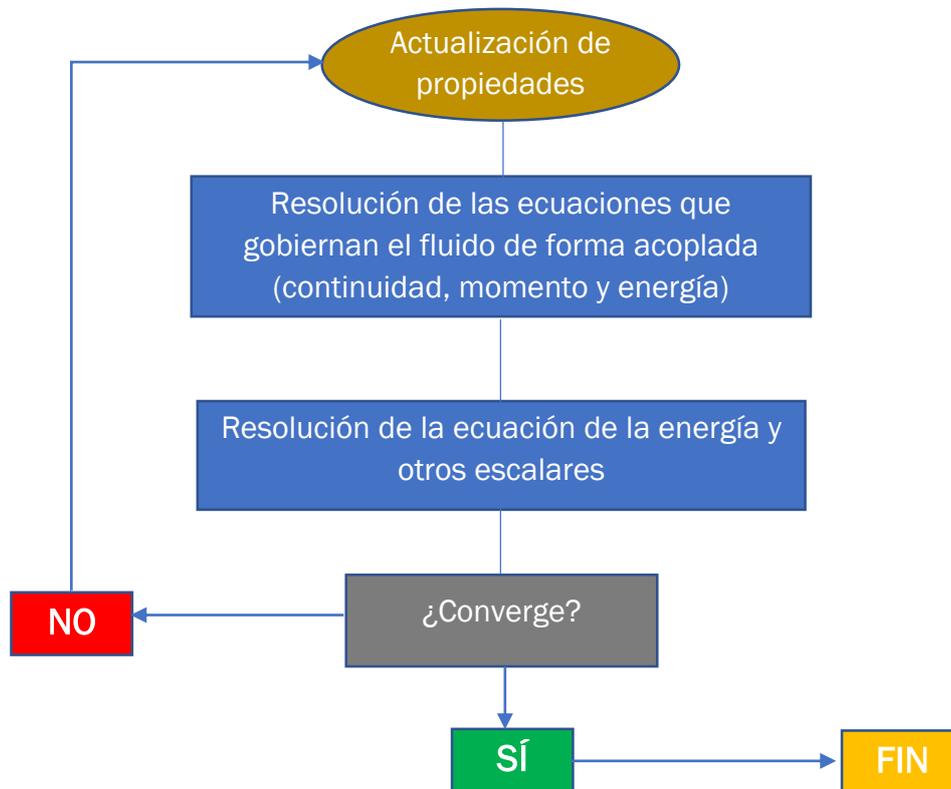


Figura 14. Algoritmo de resolución acoplado (Elaboración propia)

El algoritmo de acoplamiento presión-velocidad es un método iterativo cuyo funcionamiento consiste en calcular el campo de velocidades a partir de la ecuación de conservación de movimiento partiendo de una suposición del campo de presiones, consiguiéndose así relacionar las velocidades con los valores de presión almacenados en los centroides de las celdas, obteniendo un sistema de ecuaciones acoplado (ANSYS, 2013).

El algoritmo más utilizado en la resolución de simulaciones de flujos de carácter industrial CFD es el algoritmo SIMPLE, cuya idea fundamental es definir una ecuación discretizada para la presión a partir de la ecuación de continuidad, iniciándose el algoritmo mediante una estimación del campo de presiones, su funcionamiento se basa en el esquema de la figura adjunta (Fernández Soro, 2011):

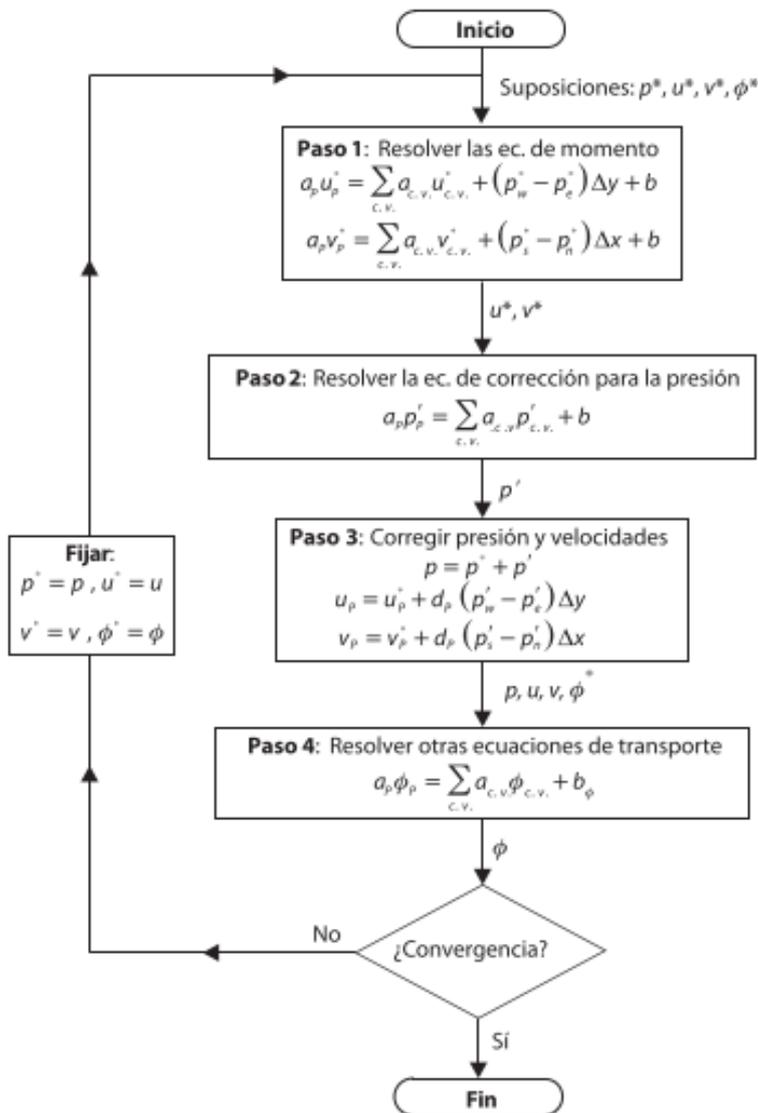


Figura 15. Funcionamiento del algoritmo SIMPLE (Fernández Soro, 2011)

El algoritmo SIMPLE es el algoritmo básico de acoplamiento presión-velocidad, destacando por presentar una gran robustez. A su vez, ha sido la base de nuevos algoritmos mejorados de acoplamiento que se han ido desarrollando con el fin de acelerar la convergencia global de la simulación.

Además del algoritmo SIMPLE, ANSYS Fluent ofrece la posibilidad de usar otros 4 algoritmos de acoplamiento presión-velocidad (ANSYS, 2013):

ALGORITMO	CARACTERÍSTICAS
SIMPLER	Variante del SIMPLE mejorada. Se resuelve una ecuación discreta para la presión. Converge más rápido.
PISO	Extensión mejorada del SIMPLE con un paso corrector adicional. Muy adecuado para flujos transitorios.
Coupled	Discretiza el gradiente de presión.
FSM	Acoplamiento de velocidad en un algoritmo no iterativo de avance en el tiempo.

Tabla 2. Otros algoritmos de acoplamiento presión-velocidad

4.2.4 Esquemas de discretización

Los esquemas de discretización permiten transformar las ecuaciones diferenciales de Navier-Stokes en ecuaciones algebraicas para llegar a una solución numérica, mediante la integración de la ecuación diferencial de cada celda en la que se ha dividido el dominio a analizar, obteniendo así una ecuación discreta (ANSYS, 2013).

Para que un esquema de discretización se le pueda considerar adecuado, se deben cumplir una serie de propiedades fundamentales (Fernández Soro, 2011):

- Conservativos. El flujo a través de una cara común a dos celdas debe ser representado de una forma consistente garantizando que se cumpla la conservación global de la variable.
- Acotados. La solución de ecuaciones discretizadas requiere métodos iterativos, al utilizar estos métodos se parte de una distribución inicial de la variable a resolver en todo el dominio computacional, y se refina la solución sucesivamente.
- Transportividad. Se tiene que tener en cuenta la dirección del flujo a la hora de discretizar.

Cabe destacar que el software ANSYS Fluent, con los algoritmos de resolución segregado y acoplado, de forma predeterminada utiliza la discretización espacial de primer orden para el término convectivo de la ecuación de movimiento, mientras que para los términos viscosos de esta ecuación, emplea la discretización espacial de segundo orden. ANSYS Fluent permite elegir entre los siguientes esquemas de discretización (ANSYS, 2013):

Aplicación	Esquema	Características
Gradiente	Green-Gauss Cell-Based	Media de los valores en los centroides vecinos.
	Green Gauss Node-Based	Media de los valores de celda que rodean los nodos.
	Least Squares Cell-Based	Variación lineal de los valores en los centroides vecinos.
Presión	Standard	Esquema de presión predeterminado. Adecuado cuando la variación de presión entre los centros de las celdas es suave.
	Linear	La presión de la cara correspondiente es obtenida a partir del promedio de los valores de presión en las celdas adyacentes.
	Second Order	El valor obtenido depende del gradiente en la celda aguas arriba.
	Body Force Weighted	Aplicable en los casos donde las fuerzas másicas son conocidas con anterioridad.
	PRESTO	Disponible para todo tipo de malla. Realiza un balance entre las celdas vecinas.
Espacio	First-Order Upwind	El valor de la cara se sustituye directamente por el valor en el centroide más cercano aguas arriba.
	Power-Law	El concepto consiste en la interpolación de las variables usando la solución exacta del modelo unidimensional.
	Second-Order Upwind	El valor obtenido depende del gradiente en la celda aguas arriba.
	Central-Differencing	Aplicable cuando se trabaja con el modelo de turbulencia LES. Aporta una gran precisión.
	Bounded Central Differencing	Esquema predeterminado para el modelo de turbulencia LES. Su funcionamiento se basa en una diferenciación central pura.
	QUICK	Interpolación basada en tres puntos aguas arriba para obtener el valor en las caras de

		la celda de interés. Aplicable a mallas cuadrilaterales (2D) o hexaédricas (3D).
	Third-Order MUSCL	Precisión similar a QUICK pero presentan mejores propiedades y son aplicables a cualquier malla.
	HRIC	Especialmente apropiados en problemas multifásicos, donde es necesario la descripción de la superficie libre.

Tabla 3. Sistemas de discretización de ANSYS Fluent

4.2.5 Factores de sub-relajación

ANSYS Fluent dispone de unos factores de sub-relajación que permiten poder controlar las variables en las ecuaciones calculadas en cada iteración, ayudando a que estas variables tengan un comportamiento convergente estable. En Fluent, al escoger el algoritmo de resolución acoplado, se asociaba a las ecuaciones un factor de sub-relajación de forma predeterminada (ANSYS, 2013):

Variable	Factor de sub-relajación
Presión	0,3
Densidad	1
Fuerzas de Volumen	1
Escalares del usuario	1
Cantidad de movimiento	0,7

Tabla 4. Factores de sub-relajación

4.2.6 Proceso de cálculo

El paquete software elegido ha sido ANSYS 2020R2. La geometría del eyector a estudiar, creada desde Design Modeler, y la malla, generada desde ANSYS Meshing 2020R2, han sido obtenidas del Trabajo de Fin de Grado de Javier Niño de la Fuente (Niño de la Fuente, 2021). Tanto la geometría como la malla serán explicadas con detalle en los siguientes apartados.

El modelo numérico de ANSYS Fluent empleado para el presente proyecto tiene las siguientes características:

- Modelo de turbulencia: El modelo de turbulencia escogido, tanto para la validación de Edeling (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018) como para

la simulación del eyector real a estudiar es el SST $k-\omega$, modelo que no necesita ningún tratamiento de turbulencia cerca de la pared.

- Algoritmo de resolución: Se ha empleado un algoritmo acoplado. Eligiendo el acoplamiento presión-velocidad 'Coupled' en ambos casos.
- Esquemas de discretización: En ambos casos, para la discretización de la presión y del gradiente se han escogido las técnicas 'Second Order' y 'Least Squares Cell Based' mientras que para la discretización espacial sí que hay diferencia entre los esquemas utilizados para la validación, donde se ha empleado el método 'Third-Order MUSCL', y para el caso de la simulación del eyector real la técnica 'Second Order Upwind'.
- Criterio de convergencia. Se ha marcado como criterio de convergencia el punto en el que todos los residuales sean constantes.

Los cálculos se han llevado a cabo con un ordenador portátil Lenovo G50-70, que tiene un procesador Intel Core i5-4200U de 4 núcleos de procesamiento, con una memoria RAM de 4 GB y un sistema operativo de 64 bits.

CAPÍTULO 5

CASOS DE ESTUDIO

5 CASOS DE ESTUDIO

5.1 Verificación de la implementación de la metodología de Edeling, Iaccarino y Cinnella

Se va a validar la implementación del método de Edeling et al. con el objetivo de poder estudiar la incertidumbre epistémica en modelos RANS aplicados al flujo en eyectores, utilizando precisamente esta metodología (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018).

Dicha validación se va a realizar sobre un modelo de prueba, que consiste en un escalón sencillo diseñado y mallado por los propios autores de la metodología. El cual consiste en un modelo de prueba para ver cómo evoluciona el desprendimiento ante la perturbación del modelo de turbulencia de flujo subsónico con escalón, que se muestra a continuación:

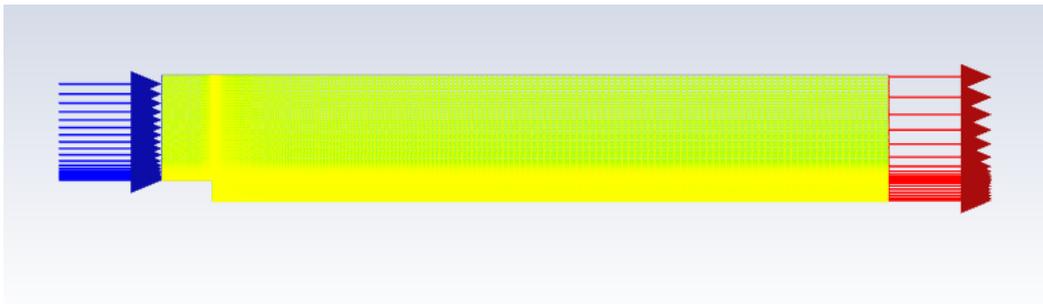


Figura 16. Modelo de prueba, escalón con desprendimiento (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018)

Se va a determinar la incertidumbre asociada al coeficiente de fricción en este modelo de escalón, para que, al compararlos tanto con los resultados experimentales disponibles como con los datos del estudio CFD de Edeling et al. se pueda validar esta metodología, con el fin de poder cuantificar la incertidumbre de los modelos RANS en un eyector real.

5.1.1 Validación del método

Se va a calcular la incertidumbre del eyector simple descrito anteriormente, para comprobar que la implementación de la metodología de cuantificación de incertidumbre de Edeling et al. es válida para futuros estudios.

Esta metodología ha tenido que ser implementada a través de una UDF definida por Edeling et al. para poder hallar la incertidumbre de los modelos de turbulencia RANS en aplicaciones con flujo compresible, como puede ser un eyector.

Mediante este código, se perturba la hipótesis de Boussinesq como se ha explicado en el capítulo 3 de este proyecto. Se adjunta captura de las primeras líneas de la UDF, donde se aprecian los parámetros A_0 y B_0, parámetros con los que al combinarlos, se consigue ese intervalo de confianza buscado, en este estudio para el coeficiente de fricción del escalón.

```
#include "udf.h"
#include "math.h"

#define CMU_MOD 0.09
#define A_0 0.0
#define B_0 0.0
#define SIGMA 1.0
#define SMALL_NUMBER 1e-8

enum{D11, D12, D13, D22, D23, D33,
     R11, R12, R13, R22, R23, R33,
     R11_ana, R12_ana, R13_ana, R22_ana, R23_ana, R33_ana,
     R11_old, R12_old, R13_old, R22_old, R23_old, R33_old,
     L1, L2, L3, L1_eq, L2_eq, L3_eq,
     C1C_eq, C2C_eq, C3C_eq,
     V11, V12, V13, V21, V22, V23, V31, V32, V33,
     ALPHA1_eq, ALPHA3_eq,
     B11_prev, B12_prev, B13_prev, B22_prev, B23_prev, B33_prev,
     V11_prev, V21_prev, V31_prev, V13_prev, V23_prev, V33_prev,
     U_REF, V_REF, S_REF, S_PREV_U, S_PREV_V,
     TEST};
```

Figura 17. Primeras líneas de la UDF para la cuantificación de incertidumbre (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018)

Cabe destacar que para la combinación de parámetros que se ve en la imagen, $a_0=b_0=0$, se ha aplicado un factor de sub-relajación debido a la dificultad a la hora de conseguir la convergencia de la simulación.

La perturbación del tensor de tensiones de Reynolds se introduce mediante el código de la siguiente figura, obtenido de una función que genera la turbulencia en el tensor. Esta función ha sido definida por Edeling, Iaccarino y Cinnella en la UDF que se va a implementar en ANSYS Fluent:

```

DEFINE_ADJUST(adjust_rey_stress, domain)
{
  Thread *t;
  cell_t c;

  real R_ij_old[3][3], R_ij_new[3][3];

  real UR = RP_Get_Real("ur_factor");

  /*Thread *t = Lookup_Thread(domain, 2);*/

  thread_loop_c(t, domain)
  {
    begin_c_loop(c, t)
    {
      compute_boussinesq_rey_stress(c, t, R_ij_old);

      get_new_rey_stress(c, t, domain, R_ij_new);

      C_UDMI(c, t, D11) = -UR*(R_ij_new[0][0] - R_ij_old[0][0]);
      C_UDMI(c, t, D12) = -UR*(R_ij_new[0][1] - R_ij_old[0][1]);
      C_UDMI(c, t, D13) = -UR*(R_ij_new[0][2] - R_ij_old[0][2]);
      C_UDMI(c, t, D22) = -UR*(R_ij_new[1][1] - R_ij_old[1][1]);
      C_UDMI(c, t, D23) = -UR*(R_ij_new[1][2] - R_ij_old[1][2]);
      C_UDMI(c, t, D33) = -UR*(R_ij_new[2][2] - R_ij_old[2][2]);

      C_UDMI(c, t, R11) = R_ij_new[0][0];
      C_UDMI(c, t, R12) = R_ij_new[0][1];
      C_UDMI(c, t, R13) = R_ij_new[0][2];
      C_UDMI(c, t, R22) = R_ij_new[1][1];
      C_UDMI(c, t, R23) = R_ij_new[1][2];
      C_UDMI(c, t, R33) = R_ij_new[2][2];
    }
    end_c_loop(c, t)
  }
}

```

Figura 18. Código para perturbar el tensor de Reynolds (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018)

Nótese que la línea marcada en la figura, hace referencia a un factor de sub-relajación que para esta implementación solo va a ser empleado en el caso en el que los coeficientes a_0 y b_0 son iguales a 0, pues en estas condiciones la convergencia de las simulaciones es mucho más difícil. Eligiendo el valor 0.6 para el factor de sub-relajación en estas condiciones, se espera alcanzar con éxito esa convergencia.

5.1.2 Condiciones de operación

La simulación cuenta con las siguientes condiciones de contorno:

1. Presión de salida: 101325 Pascales.
2. Velocidad de entrada: se tiene un campo de velocidades.
3. Fluido de trabajo: el fluido que atraviesa el escalón es aire, con una densidad de 1 kg/m^3 y con una viscosidad de $0,0001884 \text{ kg/m-s}$.

5.2 Eyector de vapor

Una vez validada la implementación de la metodología de cuantificación de incertidumbre (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018), se va a realizar un estudio aplicando dicho método a un eyector de vapor real. Se va a determinar la incertidumbre del cociente de masas de dicho eyector, así como la distribución de presión en la pared, permitiendo conocer cómo varía la solución dada por la simulación al perturbar la hipótesis de Boussinesq en relación al modelado de turbulencia obteniendo intervalos de confianza a partir de las combinaciones de los parámetros a_0 y b_0 anteriormente descritos.

El eyector elegido para las simulaciones ha sido el diseñado por Sriveerakul et al. (Sriveerakul, Aphornratana, & Chunnanond, 2007). Consta de 4 partes: la tobera primaria, la cámara de mezcla, la garganta de área constante y el difusor subsónico, como se muestra en la Figura 19.

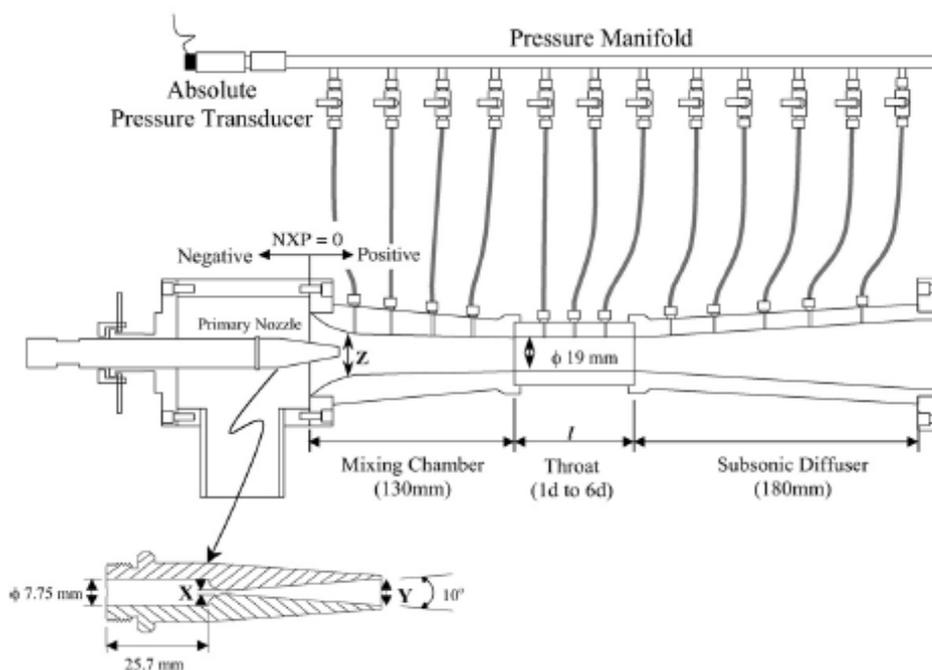


Figura 19. Esquema del eyector experimental (Sriveerakul, Aphornratana, & Chunnanond, 2007)

Las dimensiones significativas escogidas para el diseño del eyector son:

Dimensión	Longitud (mm)
Diámetro de la garganta de la tobera	2.00
Diámetro de salida de la tobera	8.00
Diámetro de entrada de la cámara de mezcla	11.24
Longitud de la garganta	95.00

Tabla 5. Geometría del eyector

Dicho estudio se va a llevar a cabo con el paquete software ANSYS Fluent. La geometría ha sido creada por mi compañero Javier Niño en el módulo Design Modeler del propio ANSYS. El mallado, de nuevo realizado por Javier, lo ha creado desde ANSYS Meshing. El procedimiento para el mallado fue dividir la geometría total del eyector en subdominios más pequeños con formas geométricas sencillas, como trapecios, rectángulos, etc. Es decir, un mallado estructural. Después, se refinó mallando más fino cerca de las paredes del eyector, obteniendo una malla final de 32930 celdas (Niño de la Fuente, 2021).

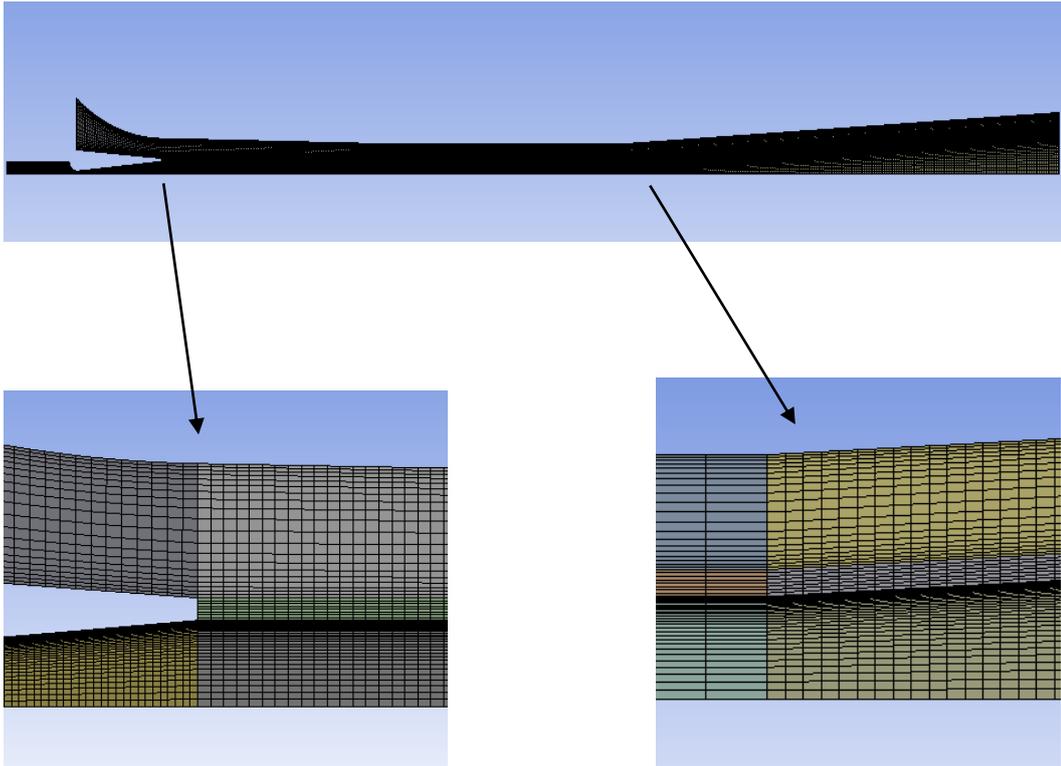


Figura 20. Mallado del eyector de vapor (Niño de la Fuente, 2021)

Los datos experimentales de referencia se han tomado del estudio de Sriveerakul et al. en el cual se utilizó un ciclo de refrigeración con eyector de vapor. Dicho ciclo constaba de 7 componentes principales: una caldera de vapor, un evaporador, un condensador, un tanque receptor, un sistema de bombeo, un colector de presión y un eyector (Sriveerakul, Aphornratana, & Chunnanond, 2007).

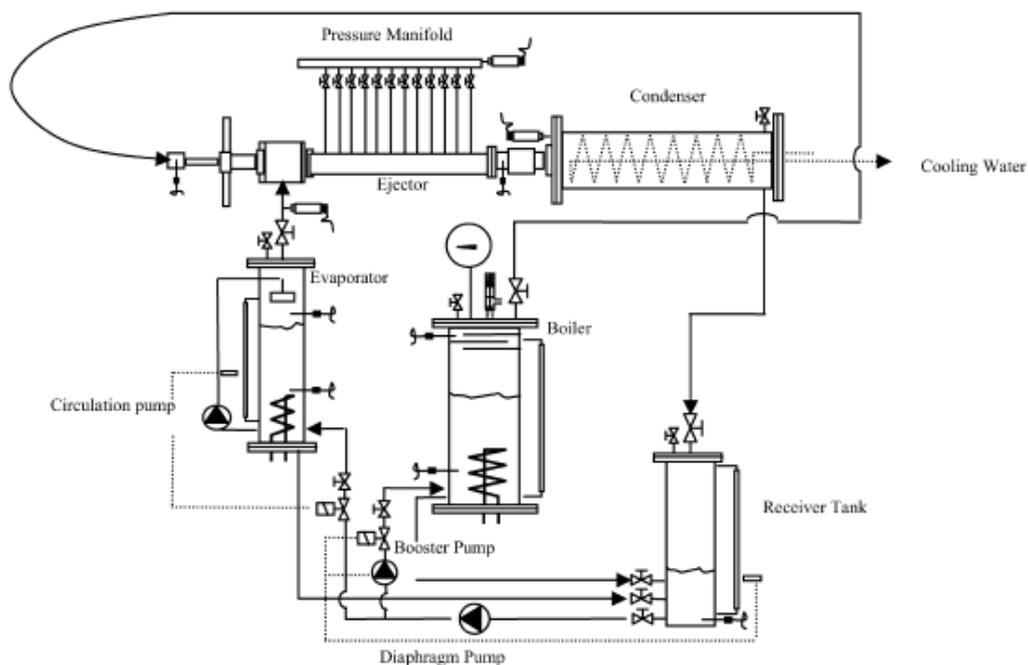


Figura 21. Ciclo de refrigeración experimental (Sriveerakul, Aphornratana, & Chunnanond, 2007)

5.2.1 Experimentos numéricos

Este estudio va a consistir en realizar simulaciones CFD sobre el eyector anteriormente descrito, aplicando la ya validada metodología de Edeling et al. para determinar la incertidumbre asociada al empleo de modelos de turbulencia RANS en flujos compresibles, como el del eyector a estudiar.

Primeramente, se estudia cómo varía la solución de las simulaciones al perturbar la hipótesis de Boussinesq, obteniendo como resultados la distribución de presión y el número de Mach en todo el eyector.

Después, se va a analizar cómo afecta la perturbación en el modelo de turbulencia en el flujo arrastrado. Para ello, en el mencionado software ANSYS Fluent se van a realizar simulaciones parametrizando las condiciones de entrada del flujo primario y secundario, dichas condiciones son las propiedades de saturación de cada estado (temperatura y presión de saturación) y la presión de salida del eyector.

La cantidad de flujo arrastrado va a ser determinada, fijando las condiciones de entrada al eyector, y variando la presión de salida según los datos experimentales de Sriveerakul et al. para así obtener el cociente en cada estado de operación distinto.

Con el fin de obtener la incertidumbre asociada a este parámetro, el cual marca el rendimiento del eyector, se hace uso de la metodología de Edeling et al. para cada estado de operación. Es decir, cada simulación es repetida cuatro veces,

una vez por cada combinación de los coeficientes a_0 y b_0 posible tomando como únicos valores para estos coeficientes, el 0 y el 1 como ya se explicó anteriormente. Estas combinaciones se introducen en Fluent a través de la UDF ya mencionada. Gracias a las combinaciones de estos coeficientes, en cada estudio se va a obtener una gráfica de los datos experimentales junto a su intervalo de confianza generado, pudiendo cuantificar así la incertidumbre del modelo de turbulencia empleado para cada parámetro.

Adicionalmente, se estudiará empleando la misma metodología la distribución de presión estática a lo largo del eyector, obteniendo unos intervalos de incertidumbre asociadas a esta presión estática, con el fin de determinar, comparando con los resultados experimentales de Sriveerakul et al., la capacidad del modelo de turbulencia de predecir el comportamiento del fluido.

5.2.2 Condiciones de operación

El flujo a estudiar es un flujo supersónico, y como es de esperar al tratarse de un eyector, un flujo compresible y turbulento. Se ha elegido como modelo de turbulencia el modelo $k-\omega$, uno de los modelos más utilizados en aplicaciones industriales, pues de acuerdo con las publicaciones existentes, es el método más preciso (Besagni & Inzoli, 2017).

Se van a emplear las siguientes condiciones de contorno para el desarrollo del estudio:

- Presión de salida: es un parámetro que va a ir variando tomando como referencia los datos experimentales.
- Condiciones de entrada del flujo primario: Se han tomado para los diferentes estudios, dos temperaturas de saturación distintas, 130 y 120°C, lo cual supone unas presiones de saturación de 270260 y 198665 Pascales respectivamente.
- Condiciones de entrada del flujo secundario: Al igual que para las condiciones de entrada del flujo primario, se han tomado como temperaturas de saturación 5 y 10°C, temperaturas que se corresponden con unas presiones de saturación de 875,575 y 1228, 18 Pascales.
- Fluido de trabajo: el fluido empleado es el vapor de agua, que cuenta con una viscosidad de 1,34 kg/m-s, mientras que la densidad, al ser flujo compresible, no es constante y es evaluada utilizando la aproximación de gas ideal.

CAPÍTULO 6

RESULTADOS

6 RESULTADOS

6.1 Análisis del modelo 'Escalón con desprendimiento'

Para determinar la validez de la implementación del método de Edeling et al. se va a calcular el intervalo de confianza generado por las 4 soluciones de las simulaciones CFD correspondientes a las combinaciones de los coeficientes a_0 y b_0 .

Dichas combinaciones son las ya mostradas en la Tabla 1. Se han seleccionado los valores limitantes de estos coeficientes, el primer caso es la turbulencia isotrópica, con unos valores de coeficientes de $a_0=b_0=0$. El segundo caso, para $a_0=b_0=1$ se tiene el llamado 'estado línea base'. Por último, los estados de máxima expansión asimétrica, para unos valores de coeficientes de $a_0=1$ y $b_0=0$ y de máxima contracción asimétrica, para $a_0=0$ y $b_0=1$.

Se va a estudiar si los intervalos obtenidos aplicando la metodología de Edeling et al. abarcan los datos experimentales disponibles del escalón con desprendimiento estudiado (Jovic & Driver, 1994).

Además de esta comparativa experimental, para determinar la validez del método de turbulencia escogido, el $k-\omega$ SST del software comercial ANSYS Fluent, será de vital importancia analizar la calidad del intervalo, pues un intervalo estrecho, proporcionará un mayor grado de precisión del modelo, pues demostrará que el modelo de turbulencia estudiado, es insensible a la perturbación de la hipótesis de Boussinesq aplicada, mientras que un intervalo amplio, supondrá una gran incertidumbre al haber una gran diferencia entre las soluciones obtenidas al perturbar el modelo.

Este estudio consiste en determinar el coeficiente de fricción en la pared inferior del escalón, donde se ha aplicado una condición de contorno de no deslizamiento. Se va a representar dicho coeficiente de fricción en función de x/h , siendo h la altura del escalón.

Dichos resultados van a ser presentados en la siguiente gráfica, donde se muestran los resultados experimentales (puntos) frente al intervalo que forman las 4 soluciones obtenidas al perturbar el modelo de turbulencia, además de la solución ofrecida por la simulación con el modelo de turbulencia sin perturbar. Por último mencionar que la malla utilizada para estas simulaciones tiene 22231 celdas.

Como ya se explicó en apartados anteriores, el método de predicción empleado en este proyecto para la obtención de los intervalos de incertidumbre será el método Data-Free, tipo de predicción empleada cuando se tienen las variables de estudio de forma experimental.

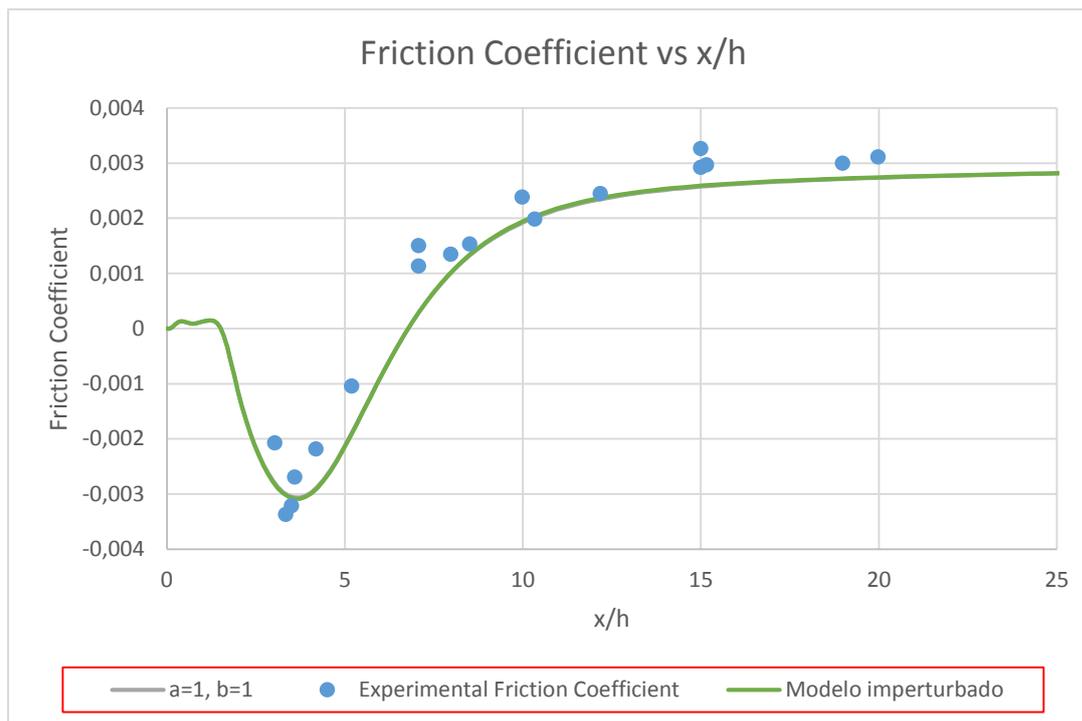


Figura 22. Comparación resultados experimentales con simulación CFD sin perturbar

En esta primera gráfica comparativa, se puede apreciar que en cuanto a determinar el coeficiente de fricción en la pared inferior del escalón, el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST se ajusta bastante bien a los resultados experimentales disponibles. La simulación CFD tiene un error relativo de un 16,048% respecto a los valores obtenidos de manera experimental, porcentaje que, al tratarse de una aplicación ingenieril, es más que suficiente para considerar una aproximación válida.

Además se ha mostrado en la gráfica la solución del modelo perturbado con los coeficientes $a_0=b_0=1$, el estado 'baseline', y como puede verse, los valores del coeficiente de fricción a lo largo del escalón son prácticamente indistinguibles a los obtenidos con el modelo $k-\omega$ SST imperturbado, es decir, la simulación en la que no se ha aplicado la metodología con los coeficientes anteriores.

La siguiente figura muestra el intervalo generado por la perturbación del modelo de turbulencia con las combinaciones de coeficientes ya mencionadas, del estudio del coeficiente de fricción del modelo escalón, así como los resultados experimentales en este modelo:

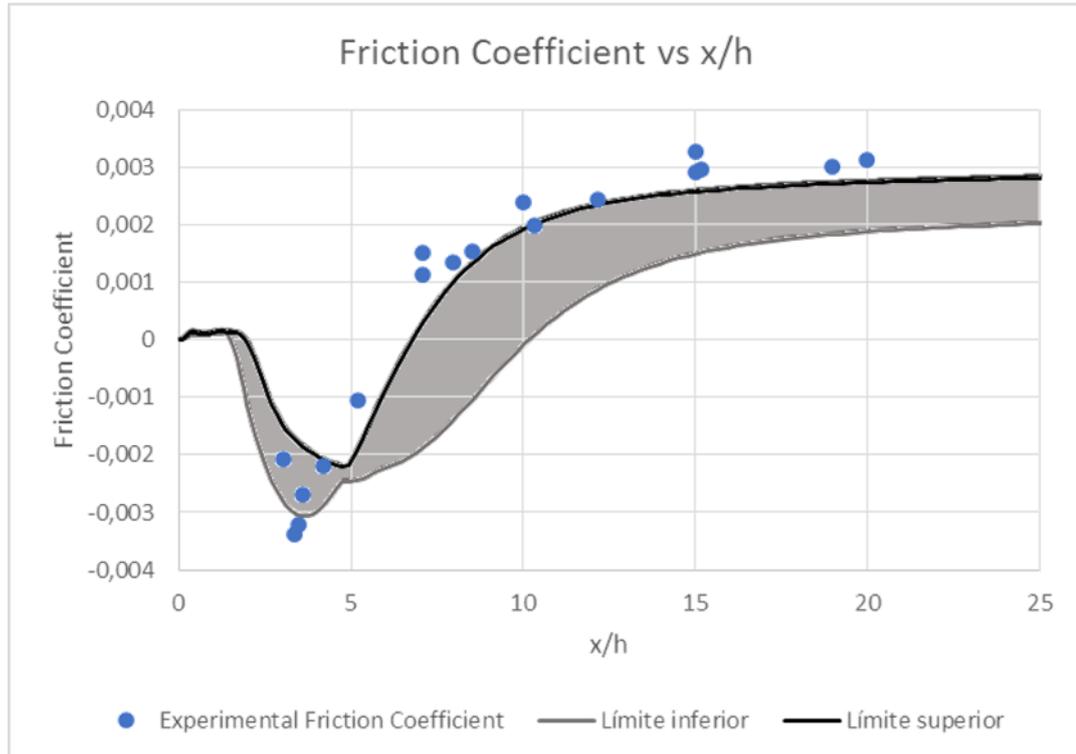


Figura 23. Predicción Data-Free de incertidumbre para el coeficiente de fricción de un modelo escalón

A la vista de la gráfica anterior, donde se aprecia el intervalo de confianza obtenido con el método de cuantificación de incertidumbre Data-Free, caracterizado por obtener intervalos más conservadores en lo que a amplitud se refiere, se puede afirmar que el coeficiente de fricción en la pared inferior del escalón muestra distribuciones que son capaces de seguir la tendencia de los datos experimentales (Jovic & Driver, 1994) razonablemente bien.

Sin embargo, esa superposición de los datos experimentales (junto con su posible respectivo error natural a la hora de simularlo en el ámbito CFD) con el intervalo obtenido ocurre, o está cerca de ocurrir en los bordes de estos intervalos calculados. Esto demuestra que el modelo de turbulencia no captura los datos experimentales en su totalidad, pero si gran parte teniendo en cuenta el error natural de las simulaciones, además de seguir la tendencia de los datos experimentales en todo momento, confirmando que el modelo predice correctamente el comportamiento fluidomecánico del flujo turbulento estudiado.

A continuación, se muestra en la figura el intervalo obtenido por Edeling et al. al aplicar su propia metodología a la hora de estudiar el coeficiente de fricción del flujo turbulento que atraviesa el escalón con desprendimiento mencionado:

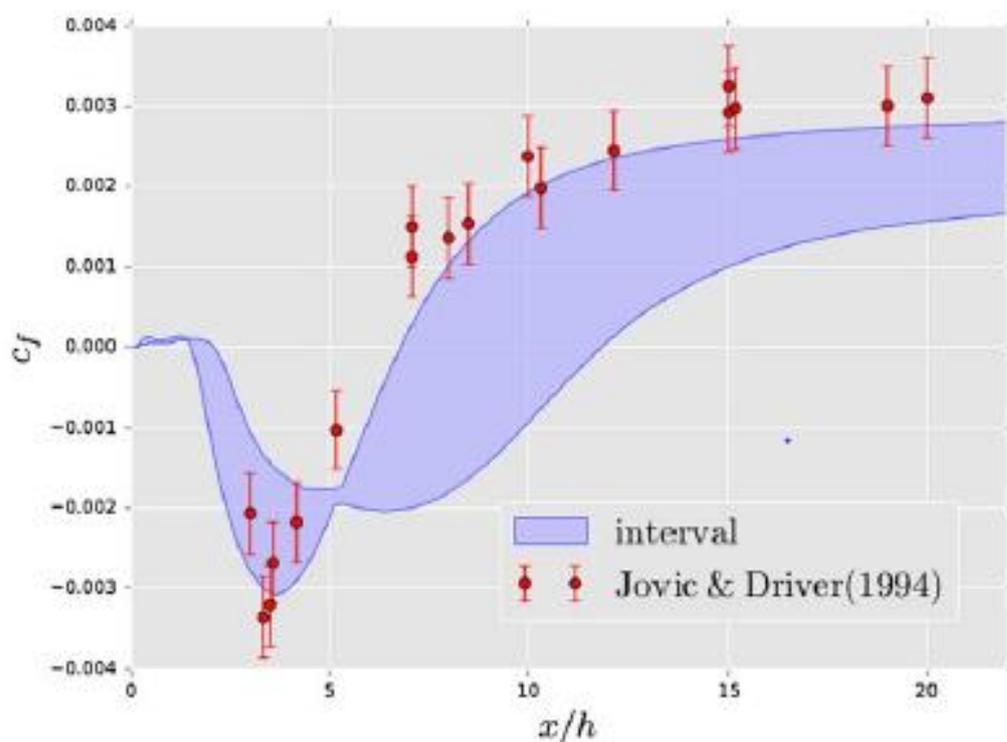


Figura 24. Predicción Data-Free para el coeficiente de fricción para el modelo escalón por Edeling et al. (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018)

Los resultados obtenidos por Edeling et al. son muy similares a los conseguidos en este proyecto, la perturbación del modelo no es capaz de superponerse con los datos experimentales, pero sí puede seguir su tendencia y atrapar gran parte de los datos con su barra de error natural. Lo cual no es suficiente para asegurar que el modelo predice con gran exactitud el comportamiento del fluido, pero sí ofrece una aproximación válida.

Por tanto, se considera que queda verificada la implementación de la metodología de Edeling, Iaccarino y Cinnella en el software ANSYS Fluent para cuantificar la incertidumbre perturbando el modelo de turbulencia elegido en simulaciones de flujos turbulentos compresibles, al ofrecer unos resultados fiables y muy similares a los obtenidos por Edeling et al. en la predicción del comportamiento del fluido del modelo de prueba del escalón con desprendimiento.

6.2 Análisis del modelo real 'Ejector de vapor'

Una vez validada la implementación de la metodología de Edeling en el software ANSYS Fluent, se procede a realizar el estudio del eyector de vapor

aplicando este método para determinar la incertidumbre de las predicciones del comportamiento del fluido.

Este estudio va a consistir en tres análisis. En el primer análisis, se va a estudiar cómo evoluciona el flujo a través de gráficos de contorno del número de Mach y de la presión en todo el eyector para cada combinación de escalares a_0 y b_0 . En el segundo, se va a estimar la incertidumbre asociada al cálculo del cociente de masas fijando unas condiciones de entrada del eyector, la temperatura de entrada del flujo primario y secundario, siendo la presión de salida la condición variable. En el tercero, para unas condiciones de entrada y salida fijadas, se va a determinar la incertidumbre asociada a la presión estática a lo largo del eyector.

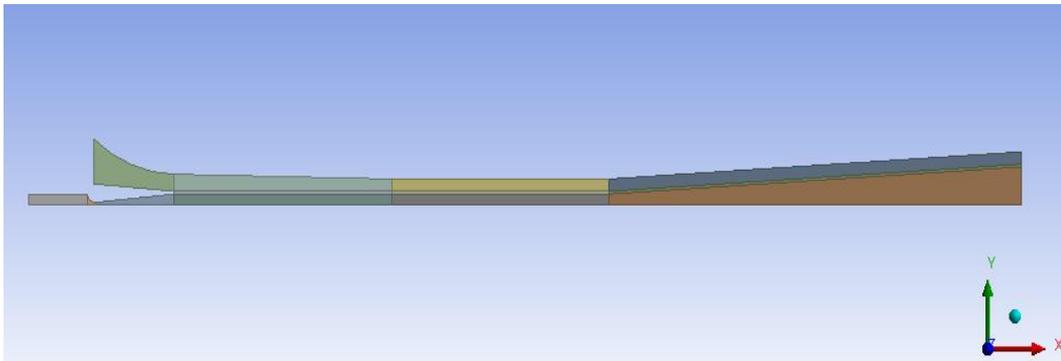


Figura 25. Modelo y ejes coordenados del eyector de vapor (Niño de la Fuente, 2021)

A la hora de implementar la metodología de Edeling et al. en el modelo del eyector de vapor, surgió un problema de convergencia en las simulaciones al introducir la perturbación completa en el tensor de Reynolds, alcanzando así el límite que permite la técnica de esta metodología.

Las limitación del estudio en el eyector es no poder aplicar toda la perturbación, por lo que, la solución ha sido ir aproximando todo lo posible, a través de factores de sub-relajación. A través del código *'journal'* de la siguiente figura, se fijaba un factor de sub-relajación inicial muy bajo, 0.0000001 y al cabo de un número determinado de iteraciones (300 o 600) el factor de sub-relajación cambia de valor como se ve en el código, y así sucesivamente hasta alcanzar una solución lo más convergida posible.

Solo ha podido introducirse finalmente una perturbación del 1% debido a las limitaciones técnicas del modelo.

```
(rp-var-define 'ur_factor 0.0000001 'real #f)

so init init ok

so it 300

(rp-var-define 'ur_factor 0.000001 'real #f)

so it 300

(rp-var-define 'ur_factor 0.000005 'real #f)

so it 300

(rp-var-define 'ur_factor 0.00001 'real #f)

so it 300

(rp-var-define 'ur_factor 0.00005 'real #f)

so it 300

(rp-var-define 'ur_factor 0.0001 'real #f)

so it 300

(rp-var-define 'ur_factor 0.0005 'real #f)

so it 300

(rp-var-define 'ur_factor 0.001 'real #f)

so it 300

(rp-var-define 'ur_factor 0.005 'real #f)

so it 600
```

Figura 26. Código 'journal' para aplicar la sub-relajación

La siguiente figura muestra una simulación cualquiera de las que se han realizado, en concreto para un valor de coeficientes de $a_0=1$ y $b_0=0$. Se pueden apreciar unos picos en el gráfico de residuales, los cuales se corresponden con cada cambio en el valor del factor de sub-relajación para el número de iteraciones establecido.

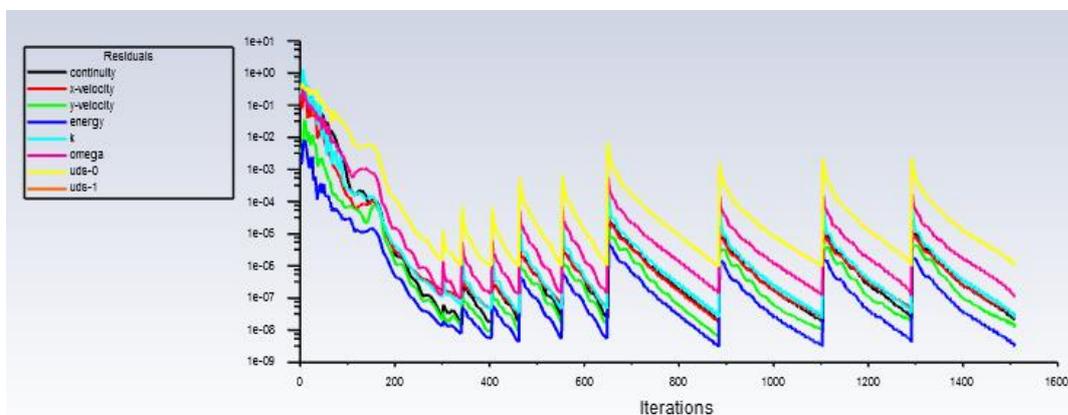


Figura 27. Residuales de la simulación

6.2.1 Análisis del Número de Mach y de la presión en todo el eyector

En primer lugar, se realiza un análisis de cómo varía la solución de las simulaciones del número de Mach, y de la distribución de la presión estática en todo eyector aplicando de nuevo la metodología de cuantificación de incertidumbre de Edeling et al.

Las condiciones de contorno escogidas son una temperatura de entrada del fluido primario de 130°C, una temperatura de entrada del fluido secundario de 10°C y una presión de salida de 4500 Pascales.

En las siguientes figuras se muestran los mapas de distribución del número de Mach y de la presión estática en todo el eyector. Resultados que ayudan a comprender como varían dichas distribuciones al perturbar el tensor de tensiones de Reynolds, además de mostrar el tren de ondas de choque.

Cabe recordar que se está introduciendo una perturbación del orden del 1% por lo que no se esperan grandes variaciones en los resultados entre las distintas combinaciones de los escalares a_0 y b_0 .

En las figuras 28-31, correspondientes a las distribuciones del número de Mach y en las figuras 32-35, referidas al campo de presiones se puede apreciar que el comportamiento del modelo alterado con cada una de las 4 combinaciones de escalares es similar en cuanto a la posición de la compresión y expansión de ondas.

En las figuras mencionadas, se aprecia que para todas las combinaciones de escalares, como era de esperar, se distinguen claramente una onda de choque a la salida de la tobera primaria del eyector, luego a lo larga de la cámara de mezcla se ve el tren de ondas de choque, donde el fluido va ganando presión, a la par que se va decelerando.

Por último, el fluido tras haber ganado velocidad, en la entrada del difusor, se frena apreciándose otra onda de choque, al pasar de flujo supersónico a flujo subsónico, esta última onda de choque se aprecia con más claridad en los mapas del número de Mach.

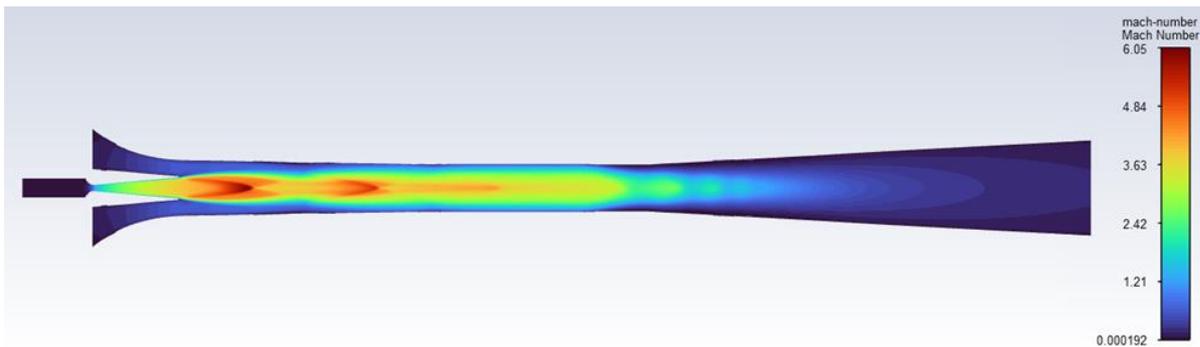


Figura 28. Mapa del número de Mach para $a_0=b_0=0$

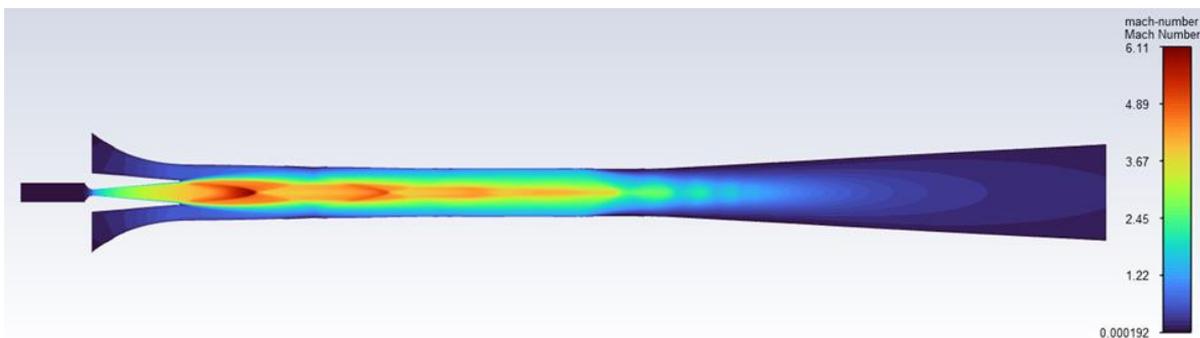


Figura 29. Mapa del número de mach para $a_0=1, b_0=0$

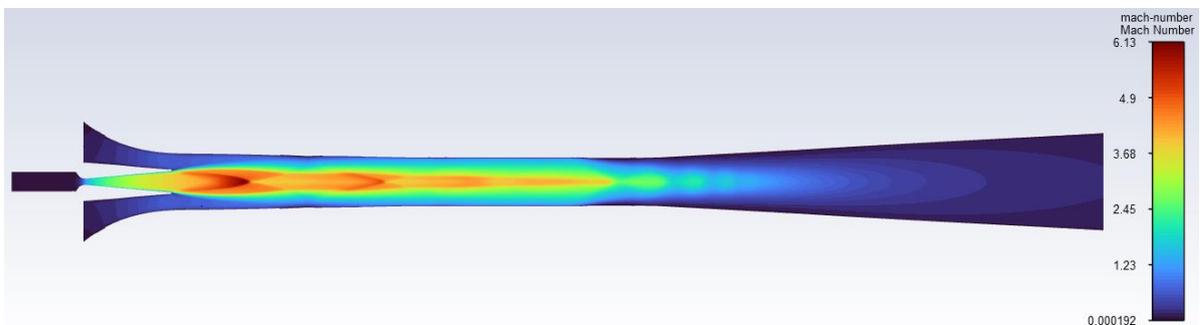


Figura 30. Mapa del número de mach para $a_0=0$ y $b_0=1$

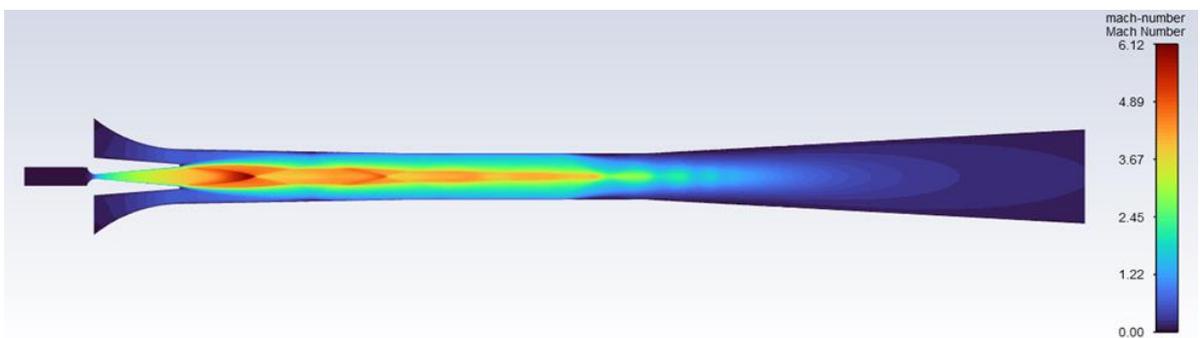


Figura 31. Mapa del número de Mach para $a_0=b_0=1$

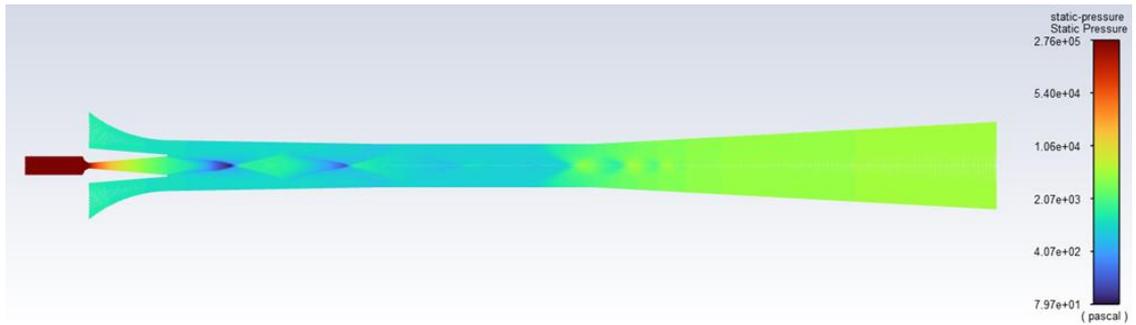


Figura 32. Mapa del campo de presiones para $a_0=b_0=0$

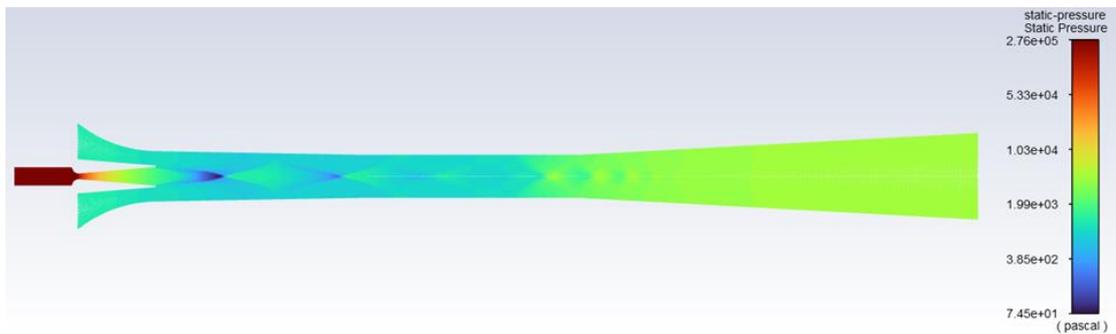


Figura 33. Mapa del campo de presiones para $a_0=1$ y $b_0=0$

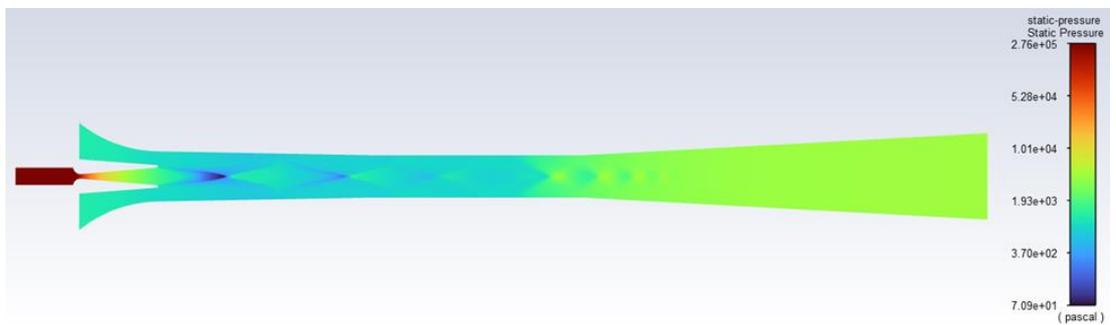


Figura 34. Mapa del campo de presiones para $a_0=0$ y $b_0=1$

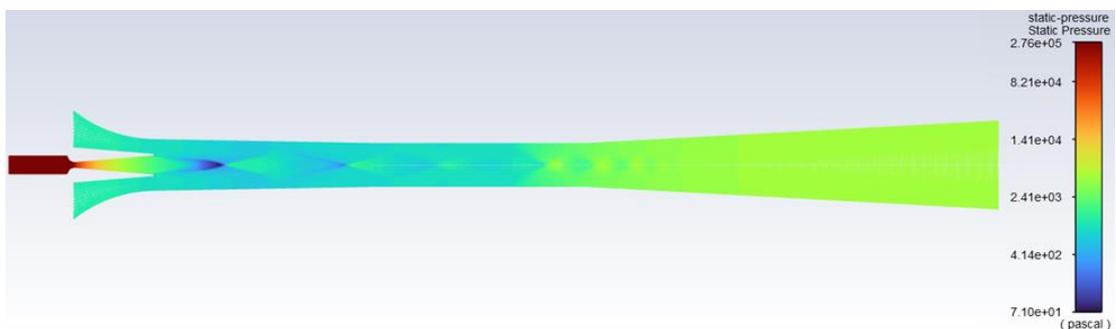


Figura 35. Mapa del campo de presiones para $a_0=b_0=1$

6.2.2 Análisis del cociente de masas

Para el análisis del coeficiente de masas del eyector de vapor, se van a estudiar 3 casos, cada caso con unas condiciones de contorno distintas, fijando en cada uno la temperatura de entrada del fluido primario y del secundario con estas combinaciones de condiciones:

Caso de estudio	Temperatura de entrada del fluido primario	Temperatura de entrada del fluido secundario
Primer caso	130°C	10°C
Segundo caso	120°C	10°C
Tercer caso	130°C	5°C

Tabla 6. Condiciones de contorno de las simulaciones

Y como ya se mencionó anteriormente, para cada caso se varía la presión de salida del eyector, obteniendo los resultados mostrados en las figuras 36, 37 y 38:

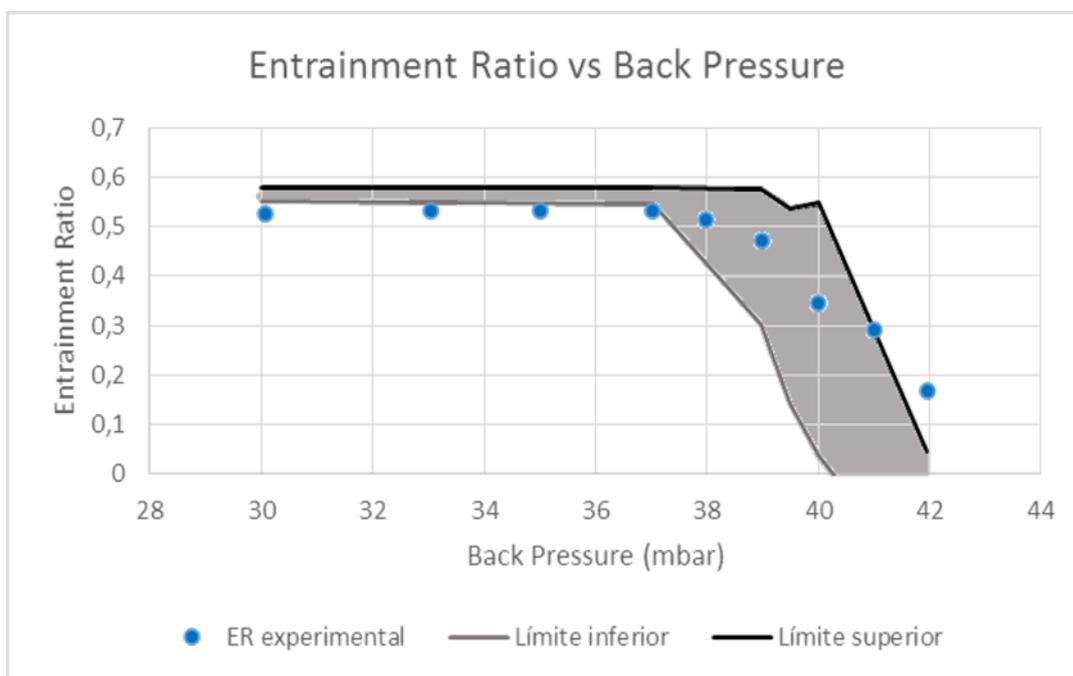


Figura 36. Incertidumbre asociada al cociente de masas, caso 1
Temperatura de entrada del fluido primario, 130°C y del secundario, 10°C

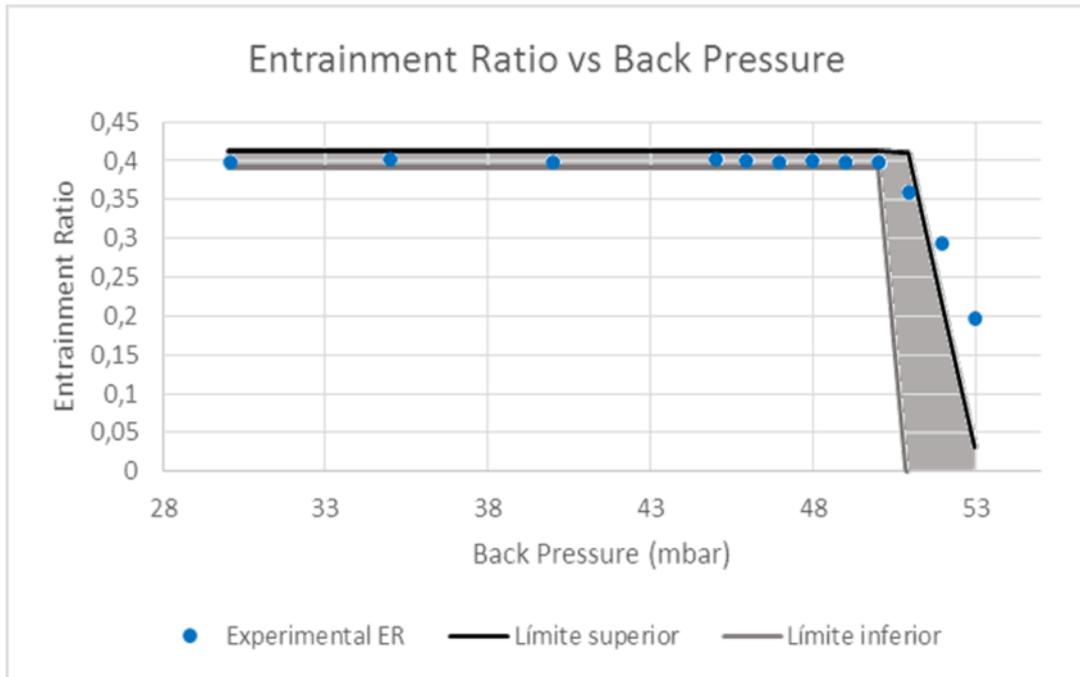


Figura 37. Incertidumbre asociada al cociente de masas, caso 2
 Temperatura de entrada del fluido primario, 130°C y del secundario, 10°C

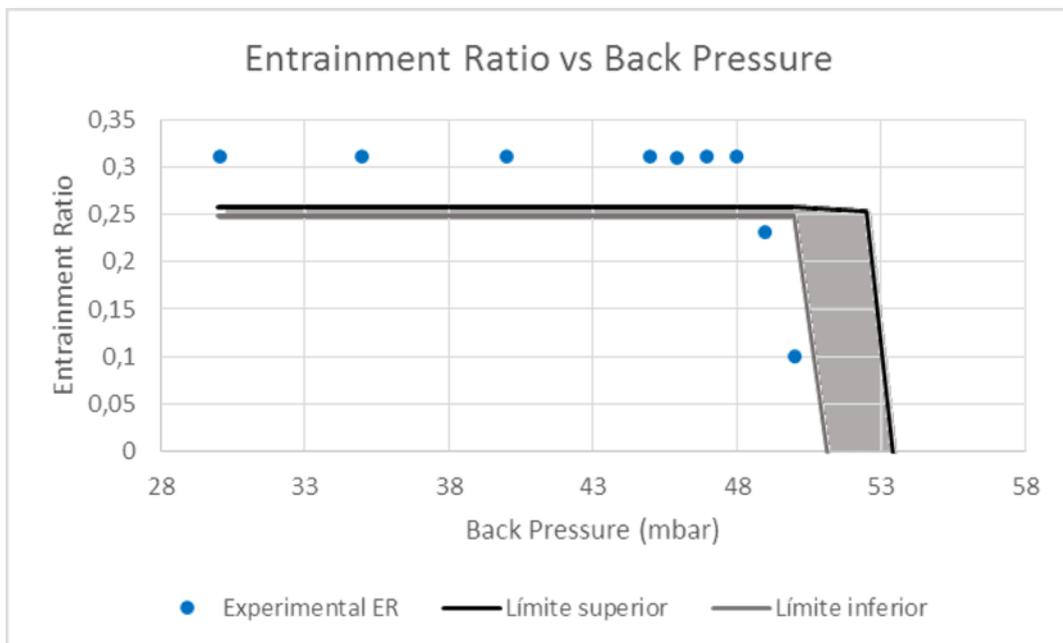


Figura 38. Incertidumbre asociada al cociente de masas, caso 3
 Temperatura de entrada del fluido primario, 130°C y del fluido secundario, 5°C

A la vista de las figuras 36 y 37, se puede observar que para los dos primeros casos de estudio, el intervalo es capaz de atrapar los datos experimentales casi en su totalidad, por lo que para esas condiciones de contorno, el modelo es capaz de predecir el cociente de masas razonablemente bien.

Sin embargo, en la Figura 38, en la que hay que destacar que ha habido problemas de convergencia para la combinación de escalares $a_0=b_0=0$, se aprecia que el modelo no es capaz de atrapar los datos experimentales, tan solo consigue mantener la tendencia de los datos experimentales, pero con un error considerable, error que no permite afirmar que el modelo de turbulencia, para estas condiciones de contorno dadas, no es capaz de predecir el cociente de masas.

Un aspecto a destacar del modelo de turbulencia es que, a pesar de haber aplicado una perturbación muy pequeña al tensor de tensiones de Reynolds, que en su máxima amplitud no llega al 1%, los intervalos de incertidumbre generados presentan una horquilla bastante amplia, a partir del punto crítico del eyector (en régimen mixto).

6.2.3 Análisis del perfil de presiones

Para el análisis de la presión en las paredes eyector, se van a marcar como condiciones de contorno, una temperatura de entrada del fluido primario y del fluido secundario de 130°C y 10°C, respectivamente, la presión de salida queda fijada en 4500 Pascales.

En la Figura 39 se muestra el intervalo de incertidumbre asociado al perfil de presión estática:

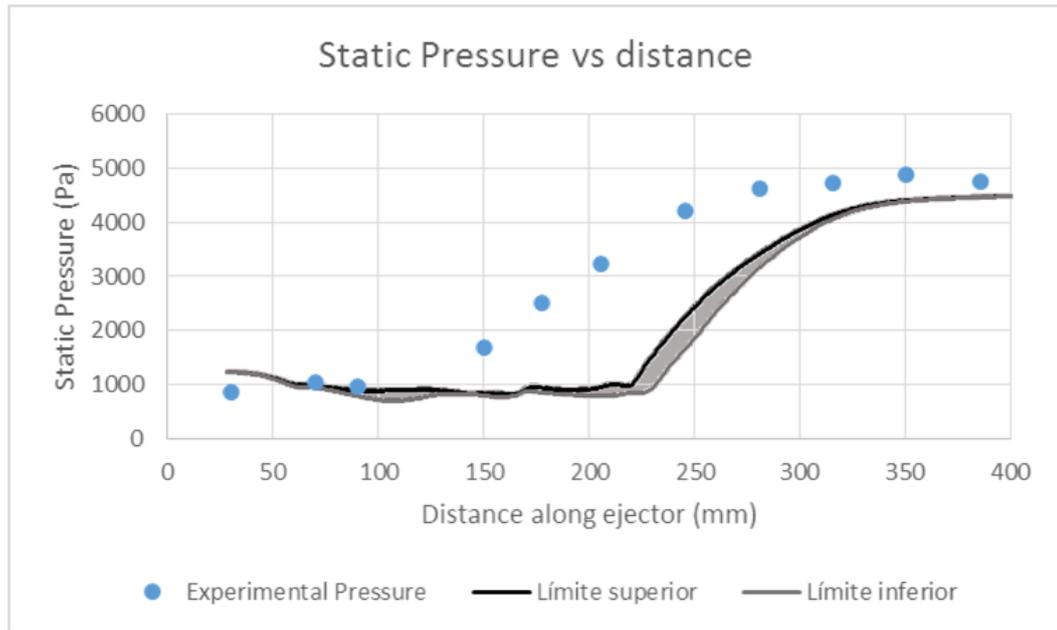


Figura 39. Incertidumbre asociada al cálculo de la presión estática. Temperatura de entrada del fluido primario, 130°C y del secundario, 10°C. Presión de salida 45 mbar

Como se puede apreciar, al perturbar el modelo de turbulencia, este no es capaz de abarcar los resultados experimentales disponibles, pero sí consigue seguir la tendencia, pero con bastante más error que en los apartados anteriores, evidenciando que el modelo no reproduce el comportamiento del flujo en el eyector, a pesar de que en esas condiciones el cociente de masas se puede estimar con precisión (Figura 31).

Una vez realizado el análisis de la incertidumbre asociada al cociente de masas y al perfil de presiones en simulaciones RANS de un eyector con flujo compresible, se confirma que dicho flujo compresible que atraviesa al eyector de vapor, es muy sensible al modelo empleado en su estudio, dejando claro que los modelos de turbulencia RANS existentes necesitan un calibrado experimental con eyectores reales, analizando campos de presiones, campos de velocidades, etc. Para poder ser usados con confianza en los intervalos de calibración.

Los resultados en estos tres apartados, dejan claro que, el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST es un modelo diseñado para otro tipo de flujos, para flujos no compresibles. Bien es cierto que para ciertas condiciones, en las que el modelo ha sido calibrado, sí que predice correctamente las características del flujo, pero esto aún no es suficiente para poder realizar correctamente simulaciones CFD de eyectores de flujo compresible.

CAPÍTULO 7

ESTUDIO ECONÓMICO

7 ESTUDIO ECONÓMICO

La intención del estudio económico es determinar los costes teóricos necesarios para dar cabida a este proyecto, así como analizar la viabilidad económica del mismo. Los costes totales podrían dividirse en costes directos y costes indirectos (González Gómez, 2005):

$$\text{Costes totales} = \text{Costes Directos} + \text{Costes Indirectos}$$

Ecuación 14. Costes totales

Los costes directos son aquellos que pueden ser asignados de forma inequívoca y directa a la obtención del precio final del producto o servicio que ofrece la empresa, tales como mano de obra y material amortizable.

Mientras que los costes indirectos, son aquellos costes que afectan al proceso productivo, pero no afectan directamente al producto final, como son los costes de explotación (electricidad, internet, telefonía, agua, etc.) y costes administrativos.

7.1 Costes directos

En este proyecto, los costes directos engloban los costes de mano de obra, y los costes del material amortizable y no amortizable.

7.1.1 Costes directos de mano de obra

Los costes de mano de obra constituyen los gastos destinados a los trabajadores participantes en el proyecto, en el cual solo es necesario el trabajo de un ingeniero. Dichos costes son:

- Sueldo bruto del ingeniero.
- Coste de la seguridad social.
- Costes de formación en riesgos laborales y EPI.

Se muestran los costes anuales que supone tener un único trabajador:

Sueldo bruto	32.000 €/año
Seguridad social (30%)	9.600 €/año
Formación en riesgos laborales y EPI	150 €/año
Total	41.750 €/año

Tabla 7. Costes anuales

La jornada laboral del ingeniero será de 8 horas diarias, partiendo de que al año hay 222 días laborables, el ingeniero trabaja un total de 1776 horas anuales, por lo que el coste de mano de obra supone 23,50 € por hora.

Días totales	365
Días festivos	11
Fines de semana	104
Días laborables de vacaciones	22
Días para asuntos personales	6
Días laborables anuales	222

Tabla 8. Días laborables totales

En la siguiente tabla se muestran las actividades realizadas y el tiempo empleado en ellas, tanto por el ingeniero como por el equipo (las cuales serán utilizadas para los costes del material amortizable en el siguiente apartado):

Fase	Horas ingeniero	Horas equipo
Análisis previo	50	-----
Estudios preliminares	100	80
Implementación del modelo	15	80
Resolución computacional	60	450
Documentación	75	75
Total	300	685

Tabla 9. Horas empleadas en el proyecto

Al trabajar el ingeniero un total de 300 horas, siendo su sueldo por hora de 23,50 €, los costes por mano de obra ascienden a **siete mil cincuenta euros**.

7.1.2 Costes directos de material amortizable

Los costes de amortización del material comprenden los costes asociados al equipo informático y a la licencia software que se han utilizado en este proyecto. Se supondrá una amortización lineal para los equipos y la licencia, se considera que el tiempo total de amortización lineal media sea de 3 años. Al

igual que en el apartado anterior, se va a calcular el coste por hora de cada elemento, para después multiplicarlo por las horas de uso de cada uno.

El material amortizable empleado en este proyecto es:

- Ordenador portátil Lenovo G50-70.
- Periféricos: ratón y monitor.
- Licencia de software ANSYS Fluent 2020r2.

Se estima que la vida útil de los materiales amortizables adquiridos son 3 años, teniendo en cuenta que cada año tiene 1776 horas laborales, se tiene que los equipos y licencias tendrán un uso en vida útil de 5328 horas. En la siguiente tabla se muestra el desembolso inicial de cada equipo, el coste unitario de amortización, la utilización y el coste de amortización de cada uno:

Equipo/licencia software	Desembolso inicial	Coste por hora	Horas empleadas	Coste de amortización
Ordenador portátil	1050 €	0,197 €/hora	685	134,95 €
Periféricos	250 €	0,0469 €/hora	685	32,13 €
ANSYS Fluent 2020r2	5400 €	1,0135 €/hora	530	537,16 €
Total				704,24 €

Tabla 10. Costes directos de material amortizable

Los costes directos de material amortizable ascienden a **setecientos cuatro euros con veinticuatro céntimos**.

7.1.3 Costes de material no amortizable

En este apartado se muestran los costes del material no amortizable, que comprende los gastos derivados de la realización del proyecto.

Material de representación gráfica	100 €
Encuadernación	50 €
Total	150 €

Tabla 11. Costes directos de material no amortizable

Los costes directos de material no amortizable son **ciento cincuenta euros**.

7.1.4 Costes directos totales

A continuación se resumen los costes directos totales:

Costes directos de mano de obra	7050 €
Costes directos de material amortizable	704,24 €
Costes directos de material no amortizable	150 €
Total	7904,24 €

Tabla 12. Costes directos totales

Los costes directos totales ascienden a **siete mil novecientos cuatro euros con veinticuatro céntimos**.

7.2 Costes indirectos

Los costes indirectos abarcan los gastos de las actividades de una empresa no atribuibles a ninguna actividad en concreto del proyecto. Se pueden dividir en costes administrativos, y costes de explotación, tales como electricidad, servicios comunitarios, internet, telefonía, etc.

Costes administrativos	150 €
Costes de explotación	450 €
Total	600 €

Tabla 13. Costes indirectos totales

Los costes indirectos totales ascienden a **seiscientos euros**.

7.3 Costes totales

Para terminar este apartado, se muestran los costes totales directos e indirectos, cuya suma ofrece los costes totales del proyecto:

Costes directos	7904,24 €
Costes indirectos	600 €
Costes totales	8504,34 €

Tabla 14. Costes totales del proyecto

Los costes totales del proyecto ascienden a **ocho mil quinientos cuatro euros con treinta y cuatro céntimos**.

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES

8 CONCLUSIONES

Las conclusiones de este Trabajo de Fin de Grado son las siguientes:

1. La implementación de la metodología de cuantificación de incertidumbre de modelos RANS de Edeling et al. (Edeling, Iaccarino, & Cinnella, 2018) en el software ANSYS Fluent se ha llevado a cabo con éxito. Este método ha sido verificado comparando los datos obtenidos en simulaciones del modelo *Escalón con desprendimiento* con los datos experimentales conocidos. El modelo RANS de turbulencia analizado es el $k-\omega$ SST, y a la vista de los resultados:
 - i. Es un modelo capaz de seguir la tendencia del comportamiento del fluido en el modelo estudiado.
 - ii. Al ser perturbado, el intervalo de incertidumbre generado no consigue superponerse con todos los datos experimentales, pero es capaz de aproximarse a los resultados experimentales de una manera precisa.

2. El análisis de la incertidumbre asociada a simulaciones RANS de flujo compresible se ha realizado en el modelo *Eyector de Vapor*, comparando los datos experimentales disponibles del coeficiente de masas y de la distribución de presiones, con los intervalos de incertidumbre obtenidos en las simulaciones CFD aplicando la metodología ya implementada y verificada. Los resultados obtenidos del modelo de turbulencia $k-\omega$ SST en el flujo compresible de un eyector son:
 - i. Al implementar la metodología de Edeling et al. al modelo del eyector, no se ha podido aplicar toda la perturbación debido a un error de convergencia, alcanzando el límite que permite la técnica de este método.
 - ii. En el análisis del cociente de masas, para ciertas condiciones de contorno el modelo es capaz de predecir perfectamente el comportamiento del flujo del eyector, sin embargo, para otras condiciones, solo es capaz de mantener la tendencia, sin ofrecer exactitud alguna. Estos resultados muestran que el flujo compresible que atraviesa al eyector es muy sensible al modelo, ya que si para unas condiciones determinadas está calibrado, el modelo simula el flujo con gran exactitud.
 - iii. En el análisis de la distribución de presiones, el modelo muestra dificultades para simular correctamente la presión estática en

las paredes, mientras que si ofrece precisión para determinar donde se encuentran y cómo evolucionan las ondas de choque.

- iv. Dejando claro que los modelos de turbulencia RANS disponibles, han sido diseñados para simular flujos no compresibles, siendo necesario calibrar aún más estos modelos para contrarrestar esta deficiencia, con el fin de utilizar estos modelos en simulaciones CFD de flujo compresible, ante el auge de tecnologías como los eyectores.

8.1 Trabajos futuros

En vista de las conclusiones a las que se han llegado tras la realización de este proyecto, se proponen las siguientes líneas de investigación para trabajos futuros:

- Aplicar la metodología de Edeling et al. a varios modelos de turbulencia, dadas las limitaciones técnicas a la hora de aplicar toda la perturbación al modelo de turbulencia $k-\omega$ SST en el eyector de vapor. Para el posterior análisis de los intervalos de incertidumbre obtenidos para los distintos modelos, seleccionando el modelo de turbulencia que mejor prediga el comportamiento del fluido compresible.
- La cuantificación de incertidumbre asociada al cálculo del coeficiente de masas y la distribución de presiones, se ha realizado empleando la determinación *data-free*, caracterizada por generar intervalos más conservadores. Ante este estudio, se propone determinar la incertidumbre de estas variables de flujo compresible, utilizando el método de predicción *data-driven*, método más caro y complejo computacionalmente, el cual aplicando la inferencia bayesiana ofrece unos resultados más precisos.
- La realización de un mapa de distribución de los coeficientes a_0 y b_0 para su posterior optimización, obteniendo así un modelo calibrado gracias a la corrección del modelo de turbulencia, consiguiendo que la amplitud de la incertidumbre se reduzca obteniendo predicciones del modelo más precisas.

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

- Álvarez Pelegrí, E., Larrea Basterra, M., & Suárez Díez, C. (2017). *Energías renovables en calefacción y refrigeración en los sectores residencial y terciario*. Bilbao: Orkestra.
- ANSYS. (2013). *ANSYS Fluent User's Guide*. Recuperado el 8 de enero de 2021, de <http://www.pmt.usp.br/academic/martoran/notasmodelosgrad/ANSYS%20Fluent%20Users%20Guide.pdf>
- ASHRAE. (2018). *ASHRAE and industry history*. Recuperado el 14 de diciembre de 2020, de <https://www.ashrae.org/about/mission-and-vision/ashrae-industry-history>
- ASHRAE. (2020). *History of Refrigeration Timeline - 1939 - 1999*. Recuperado el 14 de diciembre de 2020, de <https://www.ashrae.org/technical-resources/history-of-refrigeration-timeline-1939-1999>
- Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z., & Mercadier, Y. (2006). *Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD*. *Applied Thermal Engineering* 26.5-6, 604-612.
- Bartosiewicz, Y., Aidoun, Z., Desevaux, P., & Mercadier, Y. (2005). Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 26.1, 604-612.
- Bellan, J. (2006). Theory, modeling and analysis of turbulent supercritical mixing. *Combustion Science and Technology* 178.1-3, 253-281.
- Besagni, G., & Inzoli, F. (2017). Computational fluid-dynamics modeling of supersonic ejectors: Screening of turbulence modeling approaches. *Applied Thermal Engineering* 117, 122-144.
- Briley, G. (2004). A History of Refrigeration. *ASHRAE Journal, A Supplement to ASHRAE Journal*, S31-S34.
- Capote, J., Alvear, D., Abreu, O., Lázaro, M., & Espina, P. (2008). Influencia del modelo de turbulencia y del refinamiento de la discretización espacial en la exactitud de las simulaciones computacionales de incendios. *Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería*, 227-245.
- CARRIER. (2020). *Refrigerantes*. Recuperado el 14 de diciembre de 2020, de <http://www.carrier.es/news/Refrig-1.htm#:~:text=Los%20m%C3%A1s%20utilizados%20son%20el,equipo%20de%20enfriamiento%20de%20aire.>

- Comisión Europea. (2006). *Paquete de medidas sobre clima y energía hasta 2020*. Recuperado el 16 de diciembre de 2020, de https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2020_es
- Comisión Europea. (2014). *Gases fluorados de efecto invernadero (Ley F-Gas)*. Recuperado el 3 de enero de 2021, de https://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas_es
- Comisión Europea. (2016). *Energía limpia para todos los europeos: desbloquear el potencial de crecimiento de Europa*. Recuperado el 16 de diciembre de 2020, de https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/es/IP_16_4009
- Comisión Europea. (2016). *Estrategia de la UE relativa a la calefacción y la refrigeración*. Recuperado el 6 de diciembre de 2020, de <https://ec.europa.eu/transparency/regdoc/rep/1/2016/ES/1-2016-51-ES-F1-1.PDF>
- Comisión Europea. (2018). *Estrategia a largo plazo para 2050*. Recuperado el 16 de diciembre de 2020, de https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2050_es
- Comisión Europea. (2018). *Marco de actuación en materia de clima y energía hasta el año 2030*. Recuperado el 16 de diciembre de 2020, de https://ec.europa.eu/clima/policies/strategies/2030_es
- Crespo Martínez, A. (2014). *Mecánica de Fluidos*. Madrid: Paraninfo.
- Duraisamy, K., Iaccarino, G., & Xiao, H. (2019). Turbulence modeling in the age of data. *Annual Review of Fluid Mechanics* 51 , 357-377.
- Edeling, W., Iaccarino, G., & Cinnella, P. (2018). Data-Free and Data-Driven RANS Predictions with Quantified Uncertainty. *Flow, Turbulence and Combustion* 100.3, 593-616.
- Elbel, S. (2010). Historical and present developments of ejector refrigeration systems with emphasis on transcritical carbon dioxide air-conditioning applications. *International Journal of Refrigeration* 34, 1545-1561.
- European Environment Agency. (2019). *Production and consumption of ozone-depleting substances in Europe*. Recuperado el 3 de diciembre de 2021, de <https://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/production-and-consumption-of-ozone-3/assessment>
- Fernández Soro, J. M. (2011). *Técnicas numéricas en ingeniería de fluidos*. Barcelona: Editorial Reverté.
- González Gómez, J. I. (2005). *Los costes: concepto y clasificación*. Recuperado el 5 de febrero de 2021, de

http://ocw.uniovi.es/pluginfile.php/3088/mod_resource/content/1/Ci-asificacion_de_costes.pdf

Gosney, W. B. (1982). *Principles of Refrigeration*. Cambridge : Cambridge University Press.

IDAE. Ministerio de Energía, Turismo y Agenda Digital. (2017). *Plan Nacional de Acción de Eficiencia Energética 2017-2020*. Recuperado el 20 de diciembre de 2020, de <https://www.idae.es/tecnologias/eficiencia-energetica/plan-nacional-de-accion-de-eficiencia-energetica-2017-2020>

International Institute of Refrigeration. (2017). *The impact of the refrigeration sector on climate change*. Recuperado el 16 de diciembre de 2020, de <https://iifir.org/en/fridoc/141135>

Jovic, S., & Driver, D. (1994). Backward-facing step measurements at low reynolds number, $Re_h = 5000$. *NASA Technical Memorandum (108807)*. Obtenido de <https://ntrs.nasa.gov/citations/19940028784>

Junta de Castilla y León. (2020). *Estrategia de Eficiencia Energética de Castilla y León 2020*. Recuperado el 14 de diciembre de 2020, de <https://energia.jcyl.es/web/es/ahorro-eficiencia-energetica/estrategia-eficiencia-energetica-2020.html#:~:text=La%20EEE%2DCyL%2D2020%20busca,marcado%20por%20la%20Uni%C3%B3n%20Europea>.

Mani, A. K., Tiwari, S., & Mani, A. (2019). Experimental studies on a rectangular ejector with air. *International Journal of Thermal Sciences* 140, 43-49.

Ministerio de Industria, Comercio y Turismo. (2019). *Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas*. Recuperado el 14 de diciembre de 2020, de https://www.boe.es/diario_boe/txt.php?id=BOE-A-2019-15228

Mitra, A., Shamloul, M., & Narmine, H. (1999). Modelling and simulation of steam jet ejectors. *Desalination* 123.1, 1-8.

Niño de la Fuente, J. (2021). Elaboración del gemelo digital de un eyector mediante técnicas de aprendizaje automático. *Trabajo de Fin de Grado*. Universidad de Valladolid, Valladolid.

Rey Martínez, F. J., San José Alonso, J. F., Velasco Gómez, E., Tejero, A., & Chicote, M. (2014). *Ingeniería Térmica*. Valladolid: Universidad de Valladolid.

Sierra-Pallares, J., García del Valle, J., García Carrascal, P., & Castro Ruiz, F. (2016). A computational study about the types of entropy generation in

three different R134a ejector mixing chambers. *International Journal of Refrigeration* 63, 199-213.

Priveerakul, T., Aphornratana, S., & Chunnanond, K. (2007). Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results. *International Journal of Thermal Sciences* 46, 812-822.

Sun, D.-W., & Earnes, I. W. (1995). Recent developments in the design theories and application of ejectors: a review. *Journal of the Institute of Energy* 68.475, 65-79.

Valle, J. G. (2014). Eyectores para aplicaciones frigoríficas. *Tesis doctoral*. Universidad de Valladolid, Valladolid.

Versteeg, H., & Malalasekera, W. (1995). *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Edinburgo: The Finite Volume Method.

Xiao, H., & Cinnella, P. (2019). Quantification of model uncertainty in RANS simulations: A review. *Progress in Aerospace Sciences* 108, 1-31.