

Refrigeración de gases de exhaustación en turbinas de gas marinas

Autor: Julio Manuel Pernas Urrutia

Tesis doctoral UDC / Año 2021

Director: Raúl Villa Caro

Tutor: Alberto Arce Ceinos

Programa oficial de doctorado en ingeniería naval e industrial



UNIVERSIDADE DA CORUÑA



Raúl Villa Caro, Profesor Asociado de Universidad del Departamento de Ingeniería Naval y Oceánica de la Universidad de A Coruña,

CERTIFICA:

Que la memoria titulada: *REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS* ha sido realizada por Don Julio Manuel Pernas Urrutia bajo mi dirección en el Departamento de Ingeniería Naval y Oceánica de la Universidade da Coruña, y constituye la Tesis que presenta para optar al grado de Doctor.

Ferrol a 12 de ENE de 2021

VILLA
CARO
RAUL -

Firmado
digitalmente por
VILLA CARO RAUL

Fecha: 2021.01.12

RESUMO

O propósito desta Tese de Doutoramento é estudar a viabilidade de inxectar auga nebulizada nos condutos de escape das turbinas de gas mariñas, co fin de reducir a temperatura dos gases de escape e, polo tanto, a súa contribución á sinatura infravermella do buque.

Dada a dificultade de realizar probas experimentais en buques, escolleuse o uso de técnicas de Dinámica dos Fluídos Computacional (CFD) para predir o comportamento do proceso de interacción da auga nebulizada e os gases de escape dentro dos condutos de escape das turbinas.

Neste sentido, as técnicas CFD permitirán a planificación e resolución de modelos físico-matemáticos para atopar soluciones aproximadas ás ecuacións que rexen o fenómeno de interacción de fases.

RESUMEN

La finalidad de esta Tesis Doctoral consiste en estudiar la viabilidad de inyectar agua nebulizada en el interior de conductos de exhaustación de turbinas de gas marinas, con el fin de reducir la temperatura de los gases de exhaustación y, por lo tanto, su contribución a la firma infrarroja del buque.

Ante la dificultad de realizar ensayos experimentales en buques, se ha optado por el empleo de técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) con el fin de predecir el comportamiento del proceso de interacción de agua nebulizada y gases de exhaustación en el interior de los conductos de exhaustación de las turbinas.

En este sentido, las técnicas CFD permitirán el planteamiento y resolución de modelos fisicomatemáticos con el fin de encontrar soluciones aproximadas a las ecuaciones que gobiernan el fenómeno de interacción de fases.

ABSTRACT

The purpose of this Doctoral Thesis is to study the feasibility of injecting water mist into the exhaust ducts of marine gas turbines, in order to reduce the temperature of the exhaust gases and, therefore, their contribution to the infrared signature of the vessel.

Given the difficulty of carrying out experimental tests on ships, the use of Computational Fluid Dynamics techniques (CFD) has been chosen in order to predict the behaviour of the process of interaction of water mist and exhaust gases inside the ducts exhaust of the turbines.

In this sense, CFD techniques will allow the planning and resolution of physic-mathematical models to find approximate solutions to the equations that govern the phase interaction phenomenon.

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN	2
1.1	Antecedentes históricos de la propulsión de buques de guerra	3
1.2	Particularidades de la propulsión del buque de guerra moderno	5
2	OBJETIVOS	9
3	ESTADO DEL ARTE	11
3.1	Firmas del buque de guerra. Concepto stealth	12
3.2	Firma IR	13
3.3	Fuentes de radiación IR en el buque de guerra	15
3.4	Amenazas y contramedidas IR del buque de guerra moderno	19
3.5	Niveles de supresión de firma IR o IRSS	22
3.6	Guerra electrónica EW y técnicas ASMD	29
3.7	Tecnología de la nebulización	32
4	TECNICAS CFD APLICADAS AL PROBLEMA FLUIDO	38
4.1	ANSYS Fluent 2020 R2	39
4.2	Ecuaciones de Navier-Stokes	40
4.3	Ecuación de conservación de la energía	45
4.4	Turbulencia	49
4.5	Capa límite	53
4.5.1	Modelo k - ϵ	56
4.5.2	Modelo k - ω	58
4.5.3	Modelo Spalart - Allmaras	64
4.6	Modelo de fase discreta	68
4.7	Acoplamiento de fases	75
4.8	Modelos de intercambio de calor y masa	78
4.8.1	Modelo de calentamiento inerte de una partícula tipo droplet	78
4.8.2	Modelo de vaporización de una partícula tipo droplet	79
4.8.3	Modelo de ebullición de una partícula tipo droplet	80
4.9	Modelo estocástico para el seguimiento de partículas	82
4.10	Método de los volúmenes finitos	83
4.11	Cálculo de gradientes basado en los nodos green gauss	88
4.12	Esquemas de discretización upwind	91
4.13	Calidad de ortogonalidad	93
4.14	Métodos de resolución de ecuaciones basados en la presión	97
4.15	Tipos y características del mallado	99
4.16	Funciones de pared	101
4.17	Transporte de especies	107

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

4.18	Presión operativa, densidad y temperatura	108
4.19	Errores de discretización y linealización	112
5	METODOLOGÍA APLICADA A LA INVESTIGACIÓN	115
5.1	Planteamiento de configuración CODOG	116
5.2	Principios de funcionamiento de la GT	118
5.2.1	El ciclo de Brayton aplicado a la GT	119
5.2.2	Coeficientes de exceso de aire de la GT	121
5.3	Proceso de recopilación de datos de funcionamiento de la GT	122
5.3.1	Resultados pruebas FAT y SAT	123
5.3.2	Datos de funcionamiento del HMI	124
5.3.3	Matriz de recopilación de datos de funcionamiento de la GT	125
5.4	Cálculos preliminares de funcionamiento de la GT	126
5.4.1	Estimación de la potencia de la GT	126
5.4.2	Estimación de revoluciones de la TP	126
5.4.3	Estimación de temperaturas T1 y T7	127
5.4.4	Estimación de rendimientos	127
5.4.5	Estimación de las propiedades de los gases de exhaustación	131
5.4.6	Estimación de los coeficientes de exceso de aire	132
5.4.7	Estimación del número de Mach	134
5.4.8	Cálculo de la potencia disipada	135
5.5	Matriz final de datos de gases de exhaustación de la GT	137
5.6	Modelado del flujo en la exhaustación de la GT	138
5.6.1	Objetivos de la simulación	139
5.6.2	Generación de la geometría	140
5.6.3	Selección del tipo de mallado	141
5.6.4	Condiciones iniciales y de contorno para la fase continua	144
5.7	Modelado de la fase discreta	146
5.7.1	Planteamiento general del problema	147
5.7.2	Condiciones iniciales y de contorno para la fase discreta	148
5.8	Verificación y validación	151
5.9	Estudio de viabilidad operativa del desarrollo	154
5.10	Recursos informáticos disponibles	155
6	RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN	156
6.1	Resultados del modelo de fase continua	157
6.1.1	Planteamiento de las ecuaciones de gobierno para la fase continua	157
6.1.2	Planteamiento de condiciones iniciales y de contorno para fase continua	160
6.1.3	Criterio de convergencia para la fase continua	161
6.1.4	Configuración de los factores de relajación para la fase continua	162
6.1.5	Verificación y validación de la fase continua, selección modelo turbulencia	163

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

6.1.6	Presentación de los resultados correspondientes a la fase continua	169
6.2	Resultados del modelo de interacción de fases	174
6.2.1	Planteamiento de las ecuaciones de gobierno para la fase continua	174
6.2.2	Planteamiento de condiciones iniciales y de contorno para la fase discreta	175
6.2.3	Criterio de convergencia para el estudio de interacción de fases	177
6.2.4	Factores de relajación para el estudio de interacción de fases	178
6.2.5	Criterio para la modelización del fenómeno transporte de especies	179
6.2.6	Verificación y validación del estudio de interacción de fases	180
6.2.7	Presentación de resultados del estudio de interacción de fases	197
6.2.8	Verificación y validación del estudio de viabilidad operativa del desarrollo	218
6.2.9	Resultados del estudio de viabilidad operativa del desarrollo	223
7	CONCLUSIONES A LA INVESTIGACIÓN	228
7.1	Conclusiones relativas a la resolución numérica del problema	229
7.2	Conclusiones relativas al estudio de fase continua	230
7.3	Conclusiones relativas al estudio de interacción de fases	231
7.4	Conclusiones relativas al estudio de viabilidad operativa del desarrollo	233
7.5	Aprovechamiento energético de los gases de exhaustación	234
7.6	Posibles aplicaciones al desarrollo propuesto	235
7.7	Conclusiones finales	239

ACRÓNIMOS

BIBLIOGRAFÍA

GRÁFICOS

ILUSTRACIONES

NOMENCLATURA

TABLAS

1. INTRODUCCIÓN

Dicen que fue la Armada Canadiense a finales de los años 30 la primera que se preocupó de la reducción de la firma de sus buques con un camuflaje anti-iluminación de luz difusa en el rango visible. También se suele adjudicar este honor al submarino alemán U-480, ya que contaba con un revestimiento de caucho y una capa de bolsas de aire para no ser detectado por los sónares de los aliados [1].

Desde entonces, la reducción de la firma consiste en una disciplina de táctica militar a partir del empleo de contramedidas pasivas, que cubre una amplia gama de técnicas utilizadas tanto en plataformas aéreas como navales y terrestres, alcanzando incluso al propio combatiente. El objetivo que se persigue es disponer de un camuflaje, por ejemplo, en diferentes rangos del espectro electromagnético, para no ser detectado con dispositivos RADAR (siglas en inglés de “*RAdio Detection And Ranging*”), SONAR (siglas en inglés de “*SOund NAVigation and Ranging*”), infrarrojos, etc. [1].

En el caso de la radiación infrarroja (IR en adelante), al tener una serie de características específicas relacionadas con la emisión y transmisión de calor, esta se empleará en múltiples aplicaciones de defensa, en particular en cámaras de detección y sistemas de guiado de amenazas antibuque. Por lo tanto, para contrarrestar dichas amenazas resultará necesario reducir la firma IR del buque mediante la reducción de la emisión de calor al exterior [1].

En la actualidad, resulta común que Armadas de países de la NATO (siglas en inglés de “*North Atlantic Treaty Organization*”) especifiquen niveles de emisión en el espectro IR como parte del conjunto de requisitos de programa, mediante el empleo de modelos informáticos de firma IR que permitan predecir y evaluar tanto la firma, como su impacto en la vulnerabilidad de los nuevos diseños de buques, bajo diferentes condiciones ambientales, niveles de supresión de firma IR en base a contramedidas seleccionadas, etc [2].

En cuanto a la susceptibilidad IR, el buque de guerra se encontrará fuertemente condicionado, tanto por la eficiencia de su sistema de propulsión, como por el número de medidas diseñadas para mitigar la emisión de energía IR al exterior. Un buen diseño reducirá la capacidad de detección de ciertos sensores, lo que supondrá una ventaja en escenarios de guerra antiaérea, dificultándose de esta manera su detección, clasificación y seguimiento.

Además del impacto positivo que tiene la eficiencia del sistema de propulsión en la susceptibilidad IR del buque de guerra, otras mejoras a tener en cuenta son la reducción en el coste del ciclo de vida (hasta el 75% se corresponde con actividades de funcionamiento y apoyo del buque) y el control de emisiones a la atmósfera a partir del cumplimiento voluntario en buques de guerra del Anexo VI del Convenio Internacional para Prevenir la Contaminación por los Buques MARPOL (siglas en inglés de “*MARitime POLLution*”) [3].

1.1 Antecedentes históricos de la propulsión de buques de guerra

En el año 1775 James Watt consigue aplicar la máquina de vapor a la industria textil, pero no es hasta el año 1807 cuando el ingeniero e inventor norteamericano Robert Fulton logra mover mediante dicha máquina las paletas adosadas al costado del buque Clermont, el cual logra remontar el curso del río Hudson desde Nueva York hasta Albany, convirtiéndose así en el primer buque movido por la fuerza motriz del vapor del que se tenga conocimiento [4].

En el año 1893, siendo la máquina de vapor de James Watt de uso habitual, tanto en la industria en general como en la propulsión de buques en particular, el ingeniero Rudolf Diesel solicita en el “*Kaisenlichen Patentant*” de Berlín la patente de su invención, que entre otros puntos indicaba: “*que el émbolo de trabajo comprime tanto aire puro en un cilindro que la temperatura resultante de la compresión es considerablemente mayor que la temperatura de inflamación del combustible que se ha de utilizar, después de lo cual se efectúa la introducción gradual del combustible, a partir del punto muerto...¹*”.

En una época en la que la máquina de vapor dominaba la propulsión de buques, con rendimientos comprendidos entre el 15 y el 18%, Rudolf Diesel descubrió un camino que podía conducir a rendimientos en torno al 40%. A partir del año 1902, la aplicación del motor diésel muestra incrementos de forma constante. Mientras que en el año 1925 sólo el 4% del tonelaje mundial posee propulsión diésel, en el año 1939 este se incrementa hasta el 24%. En la actualidad, alrededor del 90% de los buques por encima de las 2000 toneladas de registro bruto (TRB en adelante) emplean el motor diésel para su propulsión [5].

En cuanto a las turbinas de gas, han transcurrido más de dos siglos y medio desde los primeros diseños basados en el principio de acción-reacción (tercera ley de Newton), hasta la llegada de los diseños en los que el aire se comprime en un compresor, del que sale a la temperatura correspondiente a su presión y se introduce en la cámara de combustión, donde se pulveriza combustible mediante inyectoras y los gases resultantes se expanden y salen a la atmósfera [5].

La aplicación de la turbina de gas para la propulsión de buques es relativamente reciente. Fue la Royal Navy la que emplea por primera vez en el año 1947 una turbina de gas en uno de los tres ejes del buque MGB-2009. Posteriormente, a partir de modificaciones realizadas en turbinas de gas de aeronaves, nace la primera generación de turbinas de gas para buques, conocidas como “*turbinas de gas marinizadas*”. La característica principal que las diferencia de las de aviación radica en que la expansión de los gases, una vez movido el compresor, se lleva a cabo en otra turbina denominada “*turbina de potencia*” [5].

¹ Casanova Rivas, E., (2001) Máquinas para la Propulsión de Buques, Sección Publicaciones, Universidad de La Coruña, ISBN 84-95322-96-X

Son diversos los tipos y modelos de turbina de gas empleados a lo largo de la historia tanto para la propulsión como para mover maquinaria auxiliar de buques. Así, en la turbina de gas denominada de “eje único”, es una única turbina la que mueve el compresor y el eje motor mecánicamente acoplados entre sí [5].

El tipo más utilizado en la actualidad para la propulsión de buques es el denominado de “eje partida”, en el que la turbina de gas se encuentra dividida en dos secciones principales, el “generador de gas” en el que se crea una corriente de gases en expansión como resultado de la combustión continua del combustible y la turbina de potencia para acoplar y transmitir al exterior la potencia en ella desarrollada [5].

En este tipo de turbinas de gas no existe conexión mecánica entre el generador de gas y la turbina de potencia, por lo que es utilizable como unidad propulsora de buques que funcionan a regímenes variables, ya que el generador de gases podrá funcionar a un régimen de velocidad estacionario y continuo, mientras que la turbina de potencia es libre de variar las revoluciones en función de la carga aplicada [5].

A partir de la década de los 80 del siglo pasado, los sistemas de propulsión de los buques de guerra evolucionan desde las transmisiones tradicionales mecánicas, en base a conjuntos de transmisión de ejes y reductoras, a los sistemas de transmisión eléctrica con convertidores y cables, todo esto unido al concepto IFEP (siglas en inglés de “*Integrated Full Electric Propulsion*”).

Estos sistemas de control de propulsión eléctrica reúnen multitud de ventajas desde el punto de vista del control operacional, aunque a costa de pérdida de eficiencia en el conjunto de la transmisión. Aun así, la flexibilidad del IFEP compensa las posibles pérdidas en la transmisión con la mejora de la eficiencia en otros apartados del conjunto de la propulsión [6].

También, desde finales del siglo pasado, el control de los diferentes sistemas que componen la propulsión del buque de guerra se encuentra centralizado en consolas de control desde las que un operador debidamente adiestrado maneja cada sistema de acuerdo con las circunstancias de la navegación.

La tecnología aportada por los programas de ordenador en base a sistemas SCADA (siglas en inglés de “*Supervisory Control And Data Acquisition*”), hace que la presentación de un determinado sistema en una pantalla permita su manejo de forma intuitiva [5].

Además del control de la propulsión, los sistemas de gestión descentralizados basados en redes de ordenadores que actúan sobre autómatas, confieren a las plataformas navales de última generación una mejora en cuanto a la gestión de incidencias de seguridad a bordo, reduciéndose enormemente los tiempos de reacción ante una avería y, con ello, la siniestralidad de los buques.

1.2 Particularidades de la propulsión del buque de guerra moderno

Debido a la relación directa que existe entre los conceptos de eficiencia energética y susceptibilidad IR, las Marinas y Armadas de distintos países han iniciado y afianzado soluciones dirigidas a la búsqueda de una economía de funcionamiento, tanto en la reducción de consumos como en la de horas de funcionamiento, mediante el uso de sistemas de propulsión redundantes.

De la combinación de motores diésel y turbinas de gas (y en algunos casos turbinas de vapor y energía nuclear), surgen los siguientes sistemas de propulsión [5], [7], [8]:

Acrónimo	Sistema
CODAD	COmbined Diesel And Diesel
CODOG	COmbined Diesel Or Gas turbine
CODAG	COmbined Diesel And Gas turbine
COGOG	COmbined Gas turbine Or Gas turbine
COGAG	COmbined Gas turbine And Gas turbine
COSAG	COmbined Steam And Gas turbine
COGAS	COmbined Gas turbine And Steam
CONAG	Combined Nuclear And Gas turbine

Tabla 1.1 Principales sistemas de propulsión en buques de guerra (elaboración propia)

Además de las anteriores combinaciones de motores diésel (DE en adelante), turbina de gas (GT en adelante), turbina de vapor (ST en adelante) y energía nuclear, existen otras combinaciones en base a la integración de propulsión eléctrica dentro de un sistema mixto de propulsión. En este caso, la gama de velocidades bajas del buque es cubierta por propulsión eléctrica, mucho más eficiente [5], [7], [8]:

Acrónimo	Sistema
CODELAG	COmbined Diesel ELectric And Gas turbine
CODELOG	COmbined Diesel ELectric Or Gas turbine
COEOD	COmbined Electric Or Diesel
COEOS	COmbined Electric Or Steam turbine
COGES	COmbined Gas turbine Electric and Steam

Tabla 1.2 Principales sistemas de propulsión eléctrica en buques de guerra (elaboración propia)

Además de la eficiencia, el buque de guerra moderno necesita disponer de potencia elevada para alcanzar velocidades punta operativas, a pesar de que la mayor parte de su vida activa navegará a velocidad económica.

En este sentido, el 85% de su vida activa operará a velocidades próximas a la de crucero, siendo esta el 79% de la velocidad máxima con una potencia del 50% de la potencia máxima continua en instalaciones COGAG y CODAD, y al 58% de la velocidad máxima, que se corresponderá con el 20% de la potencia máxima continua en instalaciones COGOG, CODOG y ST [7].

Debido a lo anteriormente expuesto, durante el desarrollo del proyecto del buque de guerra tendrá especial importancia el estudio de la economía de funcionamiento a velocidad de crucero, de donde se deducirá la autonomía y su influencia en el coste del ciclo de vida del buque.

En el gráfico 1.1 se muestra el número de buques encargados, en períodos de cinco años, por tipo de propulsión y desplazamiento promedio. Los buques de la misma clase se cuentan en el año de puesta en servicio del primero. La propulsión con GT incluye una GT con o sin DE, mientras que la propulsión con DE incluye buques propulsados únicamente por DE:

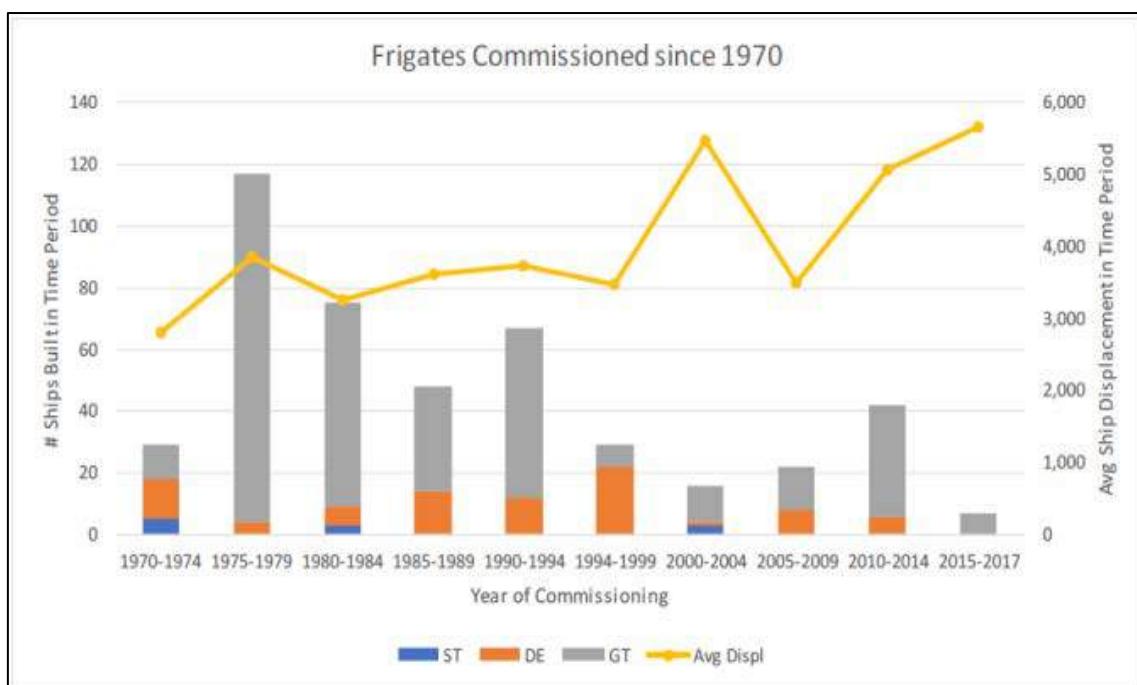


Gráfico 1.1 Tipo de propulsión y desplazamiento de buques por año de puesta en servicio [9]

A partir del gráfico 1.1 se concluye que desde la década de los 70 del siglo pasado, momento en el que comienza el reemplazo de la ST por la GT para la propulsión de buques, se ha encargado la construcción de 461 fragatas a nivel mundial (excluyéndose del listado países como Rusia y China) [9].

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

La tabla 1.3 resume el listado de fragatas impulsadas por GT, agrupadas por desplazamientos y de las que se tienen datos, donde se puede comprobar que el desplazamiento medio de los buques anteriores a 1999 es de 3500 t, incrementándose desde entonces hasta las 5700 t. También se puede comprobar que la velocidad máxima se encuentra entre 28 y 30 kn, excluyendo los LCS (siglas en inglés de “*Littoral Combat Ship*”) de los Estados Unidos, cuya velocidad máxima se sitúa por encima de los 40 kn.

Las combinaciones secuenciales de GT y DE o propulsión CODAG y CODOG, y sus variantes eléctricas CODELOG (o CODLOG) y CODELAG (o CODLAG), son un estándar en la propulsión de buques de guerra, desde pequeñas corbetas hasta grandes destructores o DDG (siglas en inglés de “*Destroyer Designated Guided*”).

Según los datos recogidos en la tabla 1.3, del total de buques entregados de los que se tienen datos, un 56% presentan propulsión CODOG/CODAG y CODELOG/CODELAG (39 y 17% respectivamente).

3000 - 3999T							
Displ (T)	Country	Frigate	Number Built	Year First Ship Commissioned	Propulsion Type	Gas Turbine Type	Max Speed (knots)
3,600	Australia	Anzac	8	1993	CODOG	[1] GE LM2500	27
3,680	Germany	F122	8	1982	CODOG	[2] GE LM2500	30
3,320	Netherlands	Karel Doorman	8	1991	CODOG	[2] RR Spey	30
3,700	South Africa	Valour MEKO A-200SAN	4	2006	CODAG WARP	[1] GE LM2500	28
3,251	South Korea	FFX Batch 1	6	2013	CODOG	[2] GE LM2500	30
3,500	US	LCS Freedom	5	2008	CODAG	[2] RR MT30	>40
3,105	US	LCS Independence	5	2010	CODAG	[2] GE LM2500	>40

4000 - 4999T							
Displ (T)	Country	Frigate	Number Built	Year First Ship Commissioned	Propulsion Type	Gas Turbine Type	Max Speed (knots)
4,110	Australia	Adelaide	6	1980	COGOG	[2] GE LM2500	29
4,770	Canada	Halifax	12	1992	CODOG	[2] GE LM2500	30
4,490	Germany	F123	4	1994	CODOG	[2] GE LM2500	29
4,000	Japan	Hatsuyuki	12	1982	COGAG	RR Olympus and Tyne	30
4,169	Taiwan	Cheng Kung	8	1993	COGOG	[2] GE LM2500	29
4,200	US	Oliver Perry	71	1977	COGOG	[2] GE LM2500	29
4,900	UK	Type 23	16	1987	CODLAG	[2] RR Spey	28

5000 - 5999T							
Displ (T)	Country	Frigate	Number Built	Year First Ship Commissioned	Propulsion Type	Gas Turbine Type	Max Speed (knots)
5,800	Germany	F124	3	2003	CODAG	[1] GE LM2500	29
5,290	Norway	Nansen	5	2006	CODAG	[1] GE LM2500	31
5,300	UK	Type 22	16	1988	COGOG / COGAG	Batch 1: [2] RR Olympus and Tyne Batch 2: [2] RR Tyne and Spey	30

6000 - 7200T							
Displ (T)	Country	Frigate	Number Built	Year First Ship Commissioned	Propulsion Type	Gas Turbine Type	Max Speed (knots)
6,000	France	FREMM	10	2012	CODLOG	[1] GE LM2500+G4	27
7,299	Germany	F125	4	2017	CODLAG	[1] GE LM2500	26
6,700	Italy	FREMM	10	2012	CODLAG	[1] GE LM2500+G4	30
6,050	Netherlands	De Zeven	4	2002	CODAG	[2] RR Spey	30
6,400	Spain	Alvaro de Bazan	5	2002	CODOG	[2] GE LM2500	29

Tabla 1.3 Clasificación de buques por desplazamiento [9]

En cuanto a la configuración de plantas propulsoras, la configuración típica de una planta propulsora CODOG consiste en dos líneas de ejes que accionan dos hélices de paso controlable respectivamente (ilustración 1.1). Cada una de estas líneas se encuentra conectada, mediante un engranaje reductor auto-sincronizante, a un DE y a una GT respectivamente, formando un doble sistema de propulsión CODOG:

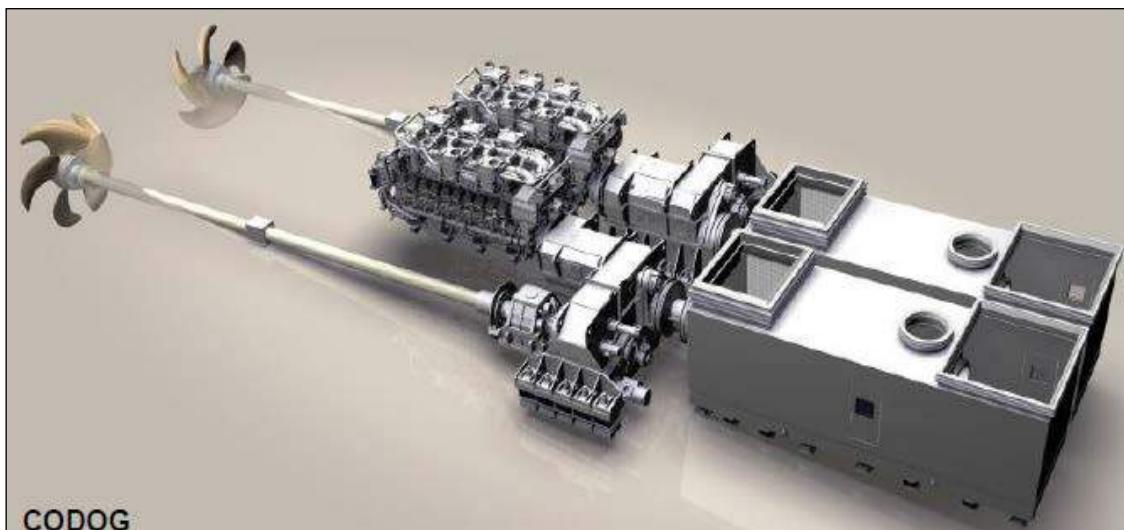


Ilustración 1.1 Configuración doble de un sistema de propulsión CODOG [10]

En la variante eléctrica CODELAG los DE mueven generadores eléctricos que producen la energía eléctrica necesaria para alimentar a los motores propulsores eléctricos, mientras que la GT se conecta directamente a las líneas de ejes a través de la caja reductora (ilustración 1.2). En modo crucero, el buque es impulsado por el sistema diésel-eléctrico, mientras que para operaciones que exijan alcanzar la máxima velocidad, se emplea la GT:

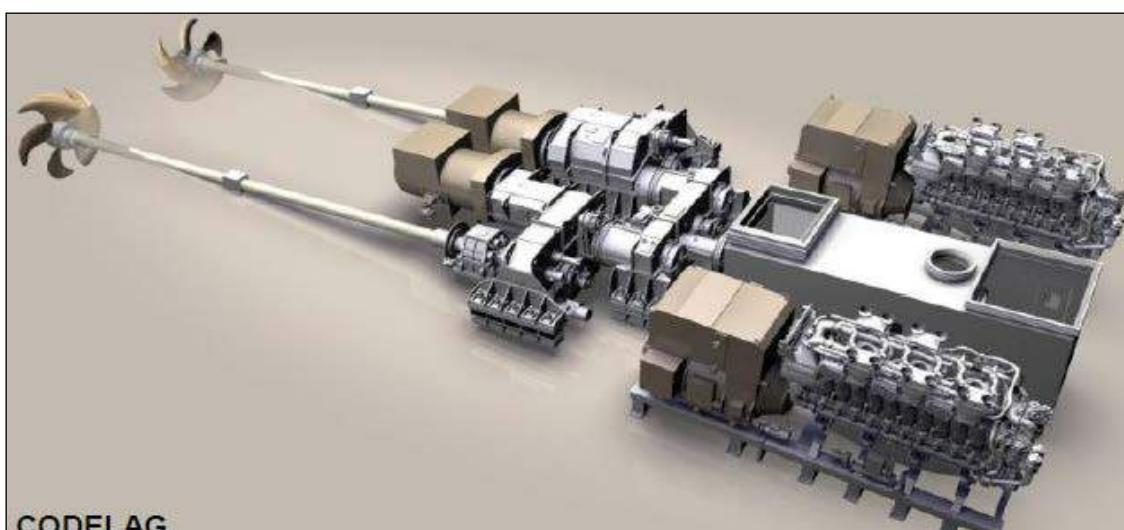


Ilustración 1.2 Configuración doble de un sistema de propulsión CODELAG [10]

2. OBJETIVOS

El objetivo principal de esta Tesis Doctoral va a consistir en estudiar la viabilidad de inyectar agua nebulizada en el interior de conductos de exhaustación de turbinas de gas marinas montadas en plataformas de guerra naval de superficie, con el fin de reducir la temperatura de los gases de exhaustación y, por lo tanto, su contribución a la firma IR del conjunto de la plataforma.

Lo que se busca es, en definitiva, demostrar que dos tecnologías instaladas de forma separada a bordo de buques, tanto desde el punto de vista de la gestión de los gases de exhaustación hacia el exterior como de la seguridad del buque, pueden combinarse con el fin de reducir la temperatura con la que los gases de exhaustación abandonan el buque.

Debido a la dificultad que supone realizar pruebas y ensayos a bordo de buques, así como la de construir modelos físicos a escala de estos, se ha optado por el empleo de las denominadas técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD en adelante).

Las técnicas CFD consisten básicamente en el planteamiento y resolución de modelos fisicomatemáticos, cuya resolución numérica permite encontrar soluciones aproximadas a las ecuaciones de gobierno de fluidos, esto es, a las denominadas ecuaciones de Navier-Stokes (ENS en adelante).

Las ecuaciones ENS reciben su nombre de C. L. Navier y G. G. Stokes, y consisten en un conjunto de ecuaciones en derivadas parciales no lineales, las cuales describen el movimiento de un fluido con unas características determinadas y una geometría concreta.

Adicionalmente a las ENS, y debido a que lo que aquí se plantea está relacionado con fenómenos de transferencia de calor, habrá que tener en cuenta una tercera ecuación, conocida comúnmente como ecuación de conservación de la energía.

Además de las anteriores ecuaciones, se plantearán las llamadas “*ecuaciones de transporte*”, como elemento de evaluación de la turbulencia y las “*ecuaciones de acoplamiento de fases*”, como elemento integrador de las fases continua (gases de exhaustión) y discreta (gotas de agua).

Por lo tanto, mediante el empleo de las técnicas CFD se procederá a la resolución del sistema de ecuaciones formado por las ENS, la ecuación de la energía y las ecuaciones de transporte y acoplamiento en un conjunto de puntos del dominio seleccionado, mediante la transformación de las ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas lineales, proceso conocido como “*discretización espacial*” de las ecuaciones de gobierno.

Los resultados del anterior sistema de ecuaciones permitirán comprender como se realiza el proceso de intercambio de masa, cantidad de movimiento y energía entre fases continua – discreta, por el hecho de interactuar en un mismo dominio.

El estado del arte en cuestiones de supresión de firma IR en plataformas de guerra de superficie permite, en la actualidad, y mediante la instalación de sistemas pasivos en los conductos de exhaustación de motores, reducir la temperatura de los gases de exhaustación por debajo de 250 °C (523 K) en el momento en que estos abandonan el buque² [11].

Por lo tanto, si se demuestra que mediante la inyección de agua nebulizada en el dominio estudiado (conducto de exhaustación de la GT) la temperatura de los gases desciende por debajo de la cota de 250 °C (523 K), se dará por válida la viabilidad del desarrollo propuesto.

Además, se estudiará la condición de “evaporación total”, es decir, finalizado el proceso de enfriamiento, en qué casos y bajo qué condiciones los gases resultantes abandonan el dominio como una única fase gaseosa, compuesta por una mezcla de gases de exhaustación y vapor de agua.

Debido a que el proceso de interacción de fases sucede por intercambio de masa, momento y energía entre estas, la condición de evaporación total de la fase discreta inyectada marcará la optimización del desarrollo propuesto. En este sentido, la totalidad del calor latente correspondiente al cambio de estado de la fase discreta habrá sido empleado en reducir la temperatura de la fase continua.

En relación con lo anterior, también se perseguirán los siguientes objetivos:

- Evaluación de la incidencia del tamaño de gota en el proceso de refrigeración de los gases de exhaustación.
- Evaluación de la incidencia del ángulo de cono de inyección en el proceso de refrigeración de los gases.
- Evaluación de la incidencia de la velocidad inicial de la corriente de gotas inyectada en el interior del dominio, relativizada respecto de la de los gases de exhaustación a su paso por el punto de inyección.

Todo este proceso se llevará a cabo en dos etapas, una primera etapa en la que se procederá a la modelización del flujo a la salida de la GT, con el fin de determinar las características del flujo (campos de velocidades y presiones en el interior del conducto de exhaustación) y una segunda etapa en la que se estudiará la interacción de la corriente de gotas de agua (fase discreta) con los gases de exhaustación (fase continua).

El estudio de interacción de fases se realizará mediante la variación, de forma secuencial, de los parámetros tamaño de gotas, ángulo y velocidad inicial de inyección, lo que permitirá un mayor conocimiento del proceso de interacción de fases en base al desarrollo propuesto.

² Presentado en el XXIV Congreso Panamericano de Ingeniería Naval, Transporte Marítimo e Ingeniería Portuaria (COPINAVAL), celebrado del 18 al 22 de octubre de 2015 en Montevideo (Uruguay).

3. ESTADO DEL ARTE

Una de las principales amenazas del buque de guerra son las de tipo aéreo. Desde la Segunda Guerra Mundial, las Armadas y Marinas de diferentes países han realizado un gran esfuerzo hacia el desarrollo de contramedidas frente a este tipo de amenazas, llegando al punto de poner de manifiesto la efectividad de la proyección del poder naval.

A la hora de evaluar la capacidad de supervivencia durante el proceso de diseño del buque de guerra actual, será necesario considerar los siguientes aspectos:

- Susceptibilidad. - Incapacidad de evitar ciertos sensores, armas y sus efectos. Dependerá del espectro de energía emitido y/o reflejado y de la modificación de ciertos parámetros físicos. Probabilidad de recibir impactos.
- Vulnerabilidad. - Grado de deterioro alcanzado tras un ataque. Dependerá del nivel de compartimentado, tipo de estructura, redundancia, disposición de sistemas vitales, etc.
- Siniestralidad. - Probabilidad de destrucción después de recibir un impacto.

Los conceptos de susceptibilidad y vulnerabilidad contribuirán de manera conjunta y directa a la siniestralidad del buque. A su vez, la siniestralidad afectará a la supervivencia de la unidad en entornos de elevada amenaza, cumpliéndose las siguientes relaciones³ [12]:

$$\text{Siniestralidad} = \text{Susceptibilidad} \times \text{Vulnerabilidad} \quad (3-1)$$

$$\text{Supervivencia} = 1 - \text{Siniestralidad} \quad (3-2)$$

Para conseguir una baja susceptibilidad o detectabilidad habrá que minimizar la cantidad de energía emitida por el buque con el fin de reducir su influencia en el entorno, surgiendo de esta forma el concepto de firma.

Como se ha comentado, de las principales firmas del buque de guerra destaca la firma IR, la cual tiene que ver con la radiación emitida y/o reflejada en dicha franja del espectro electromagnético.

La firma IR tendrá un impacto negativo en la supervivencia del buque por constituirse como fuente de guiado de amenazas aéreas, a la vez que permitirá su detección, clasificación y seguimiento (por aumento de la susceptibilidad).

³ Presentado en el 54º Congreso de Ingeniería Naval e Industria Marítima (CIN), celebrado del 14 al 16 de octubre de 2015 en Ferrol – La Coruña (España).

3.1 Firmas del buque de guerra. Concepto stealth

Debido a que la susceptibilidad o detectabilidad de un buque de guerra será la probabilidad que tiene de ser detectado y clasificado, para conseguir una baja detectabilidad habrá que minimizar la cantidad de energía emitida y/o reflejada por el buque, con el fin de reducir su influencia en el entorno.

Este espectro de energía emitida y/o reflejada por el buque será una característica inherente a cada unidad, surgiendo de esta forma el concepto de firma.

Las firmas o campos físicos principales del buque de guerra son los siguientes [13], [14]:

- Firma infrarroja, correspondiente a la radiación electromagnética emitida en la franja infrarroja del espectro.
- Firma RADAR, relacionada con la energía de tipo electromagnético reflejada por la obra muerta y superestructura del buque.
- Firma acústica, relativa a la energía vibratoria de la maquinaria transmitida desde la obra viva al mar.
- Firma magnética, asociada a los campos magnéticos generados por la estructura del buque.
- Firma eléctrica, generada por corrientes eléctricas producidas entre elementos metálicos unidos por un electrolito (agua de mar).
- Firma de presión, producida por el “efecto Bernouilli” del agua fluyendo desde su proa hacia su popa.
- Firma sísmica, generada por la transmisión al subsuelo marino de la energía acústica de baja frecuencia como perturbación sísmica.

De la necesidad de reducir las anteriores firmas surge el concepto de tecnología “stealth”, o LOT (siglas en inglés de “Low Observability Technology”), como una subdisciplina de las contramedidas aplicadas a buques de guerra con el fin de hacerlos invisibles a la detección por RADAR, IR, etc.

El grado LOT alcanzado durante la etapa de diseño del buque de guerra dependerá del nivel de amenaza y del coste, obligando a astilleros y fabricantes de equipos a dedicar esfuerzos en investigación y desarrollo (I+D) con el fin de reducir la susceptibilidad de las nuevas unidades construidas.

El buque de guerra actual se diseña desde la primera fase del proyecto para disponer de un nivel reducido en cuanto a firmas se refiere. Dicho nivel dependerá del grado de amenaza fijado por el Estado Mayor de la Armada (EMA) correspondiente [7].

3.2 Firma IR

Cualquier objeto, a una temperatura superior de 0 K, emitirá energía en la región IR del espectro electromagnético. Además, cuanto mayor es la temperatura, mayor será la cantidad de energía emitida y menor su longitud de onda [15].

Si se considera un “*cuerpo negro*” como un objeto ideal que absorbe toda la energía incidente sobre él y que a su vez es capaz de emitir energía, la radiaciónpectral emitida, también conocida como SRE (siglas en inglés de “*Spectral Radiant Emittance*”) se podrá representar como una función de la longitud de onda, λ , y temperatura, T, de acuerdo con la ley de Planck [15]:

$$S_\lambda = \frac{c_1}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{e^{\frac{c_2}{\lambda T}}} \quad (3 - 3)$$

donde S_λ representa la emisión de radiación espectral de un cuerpo negro y c_1 , c_2 son constantes de radiación. Integrando respecto de λ entre cero e infinito, se obtiene la ley de Stephan-Boltzman para un cuerpo negro [15]:

$$S = \sigma T^4 \quad (3 - 4)$$

donde S es la emisión de radiación y σ es la constante de Stephan-Boltzman. Para cualquier otra fuente de radiación no ideal, habrá que introducir un factor a la anterior expresión que relacione la emisión de la fuente no ideal con la de la fuente ideal [15]:

$$\varepsilon = \frac{S_{fuente}}{S_{cuerpo\ negro}} \quad (3 - 5)$$

donde ε representa el factor de emisión de la fuente para una temperatura T y longitud de onda λ determinadas.

En la ilustración 3.1 se representa el valor de S_λ para diferentes valores de λ y T, donde se puede comprobar que en el rango de temperaturas de 500 a 900 K existe un máximo en la emisión:

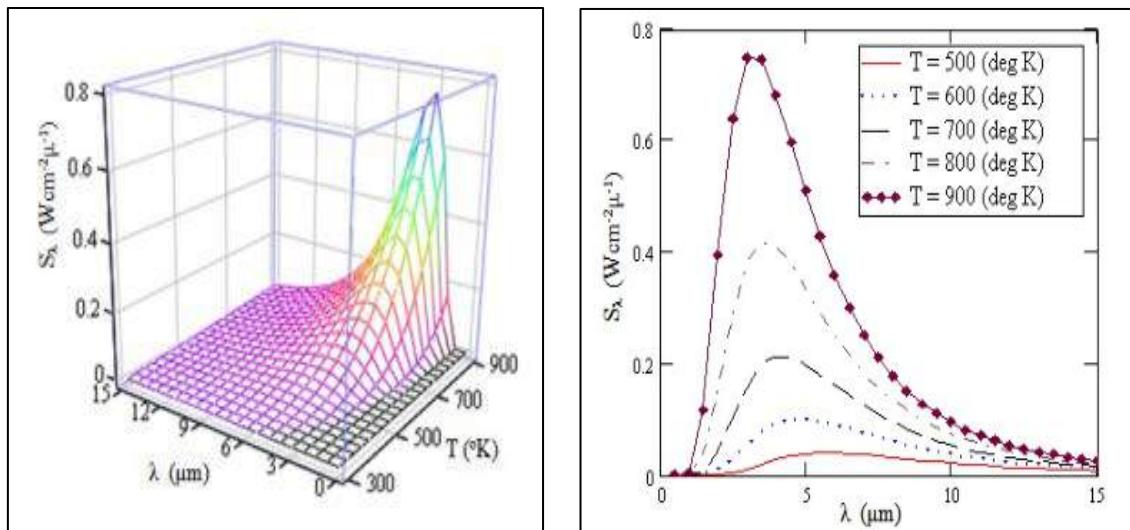


Ilustración 3.1 Radiación espectral (cuerpo negro) y curvas de emisión IR [15]

En el caso particular del buque de guerra, la atmósfera va a tener un efecto atenuador de la energía IR emitida, absorbiendo su totalidad en todo el espectro excepto en ciertas bandas denominadas , localizadas en la banda de 3 a 5 μm o MWIR (siglas en inglés de “*Medium Wavelength InfraRed*”) y en la banda de 8 a 12 μm o LWIR (siglas en inglés de “*Long Wavelength InfraRed*”), caracterizadas ambas por elevados valores de transmitancia debido a bajos valores de atenuación.

En el caso particular de los gases de exhaustión, estos tendrán una contribución muy significativa como fuente fundamental de radiación IR en la banda MWIR, utilizada generalmente por amenazas aéreas autoguiadas por IR. También contribuirán, aunque en menor medida, en la banda LWIR, banda empleada generalmente por los sistemas de visión nocturna para la detección, clasificación y seguimiento, mediante el empleo de cámaras termográficas tipo FLIR (siglas en inglés de “*Forward Looking InfraRed*”).

Además de las anteriores ventanas atmosféricas IR (MWIR y LWIR), existirá una tercera ventana, localizada en la banda de 1,5 a 2,8 μm o NWIR (siglas en inglés de “*Near Wavelength InfraRed*”).

La ventana NWIR va a carecer de utilidad en la detección y seguimiento de buques de guerra de superficie debido a las elevadas temperaturas necesarias para emitir en dicha franja del espectro IR, muy superiores a las alcanzadas por estos en condiciones normales de servicio.

3.3 Fuentes de radiación IR en el buque de guerra

En cuanto a las fuentes de radiación IR del buque de guerra, clasificadas en función de las bandas MWIR y LWIR, se tienen las siguientes [6]:

- Gases de exhaustión, con una contribución muy significativa en la banda MWIR, debido a la presencia de dióxido de carbono y vapor de agua a elevada temperatura.
- El casco, la superestructura y los elementos de cubierta, debido a la incidencia del sol y a un insuficiente aislamiento en cámaras de máquinas. Su contribución principal será en la banda LWIR.
- Conductos de exhaustión y otras superficies calentadas por los gases de escape, contribuyendo en ambas bandas (MWIR y LWIR).

Por lo tanto, se puede establecer que la firma IR del buque de guerra tiene una componente interna y otra externa.

La componente interna incluirá el calor desprendido por motores y equipos, gases de exhaustión de motores, aire de sistemas de ventilación y pérdidas de calor desde espacios internos, destacando la contribución de los motores y generadores eléctricos del resto.

La componente externa será el resultado de la radiación absorbida y/o reflejada procedente del entorno del buque por sus superficies exteriores, siendo las principales fuentes de radiación el sol y los resplandores del cielo y del mar.

En la ilustración 3.2 se observan diferentes modos en los que el calor, procedente de la maquinaria principal del buque, se manifiesta en forma de emisiones IR.

En la misma ilustración 3.2 se pueden identificar las áreas calientes del casco (localización de la cámara de máquinas), las chimeneas por las que discurren los conductos de exhaustión de motores, etc.

La parte superior de las chimeneas calentada por los gases de exhaustión al abandonar el buque, será la que proporcione una mayor contribución como fuente interna IR debido a su elevada posición y temperatura alcanzada.

Además de todo lo anterior, se pueden contemplar los gases calientes abandonando el buque (debido principalmente al contenido de dióxido de carbono y vapor de agua) y el mástil de comunicaciones calentado por los gases que abandonan el buque.



Ilustración 3.2 Imagen IR correspondiente a un buque sin ningún tipo de contramedida IR activada [16]

Como ya se ha indicado, debido a la composición y elevada temperatura de la columna formada por los gases de exhaustión, estos van a radiar dentro de la banda espectral MWIR.

Aunque gran parte de esta radiación será rápidamente absorbida por la atmósfera, una parte significativa de esta podrá alcanzar los 10 km o más de penetración a través de la atmósfera, convirtiéndose de esta forma en un importante contribuyente a la firma IR del buque.

La ilustración 3.3 representa el diagrama de emisión espectral correspondiente a una GT LM2500 medida a diferentes distancias.

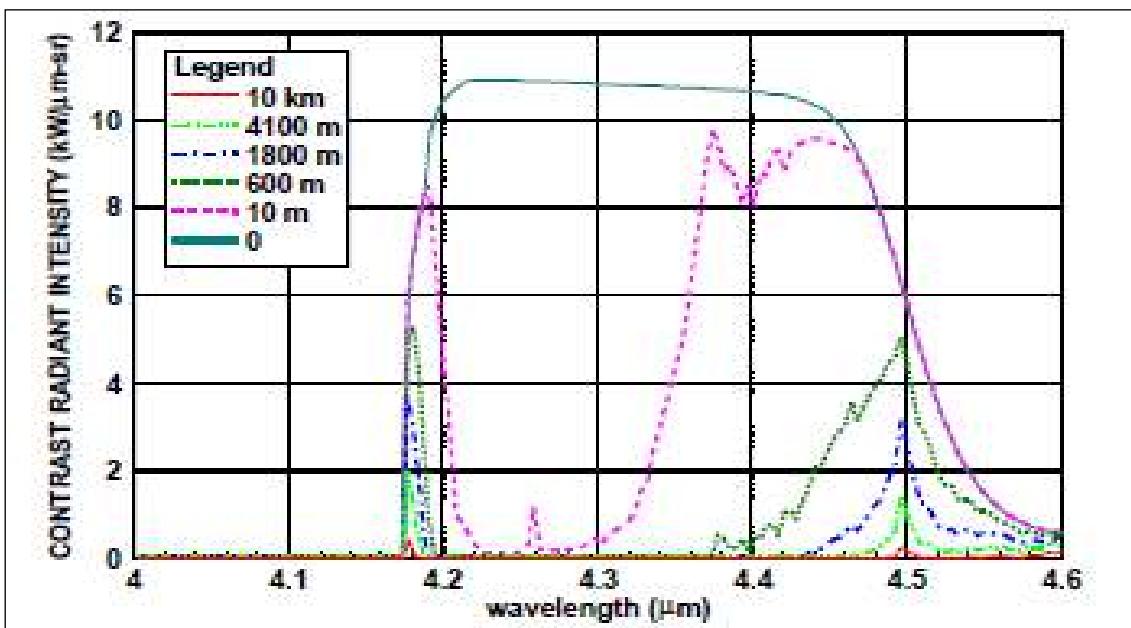


Ilustración 3.3 Emisión espectral de una columna de gases de 75 kg/s de flujo de masa y 500 °C de temperatura [16]

La ilustración 3.4 muestra dos imágenes IR de un buque virando con sol de costado. A pesar del pequeño grado de giro entre ambas imágenes (de 2° a 4°) el buque se comporta en la segunda imagen de manera altamente reflectante.

Esta característica puede ser aprovechada por los diseñadores de sistemas de guiado de amenazas aéreas.



Ilustración 3.4 Destello solar correspondiente a una pintura color gris naval [16]

La ilustración 3.5 representa una simulación de la firma IR correspondiente a un buque tipo fragata, a partir de un observador situado a 500 m de esta y mirando hacia abajo con un ángulo de 15° .

En ese momento, el buque navega a 30 kn con dos GT LM2500 y carece de sistemas de supresión de firma IR. El sol incide desde estribor, con un ángulo de 30° . En este caso, la firma IR se encontrará dominada por la componente correspondiente al último tramo del conducto de la exhaustación.

Como se puede comprobar en la ilustración 3.5, la contribución a la firma IR de los gases de exhaustación será del mismo orden de magnitud que la correspondiente a las superficies exteriores del buque calentadas por el sol.

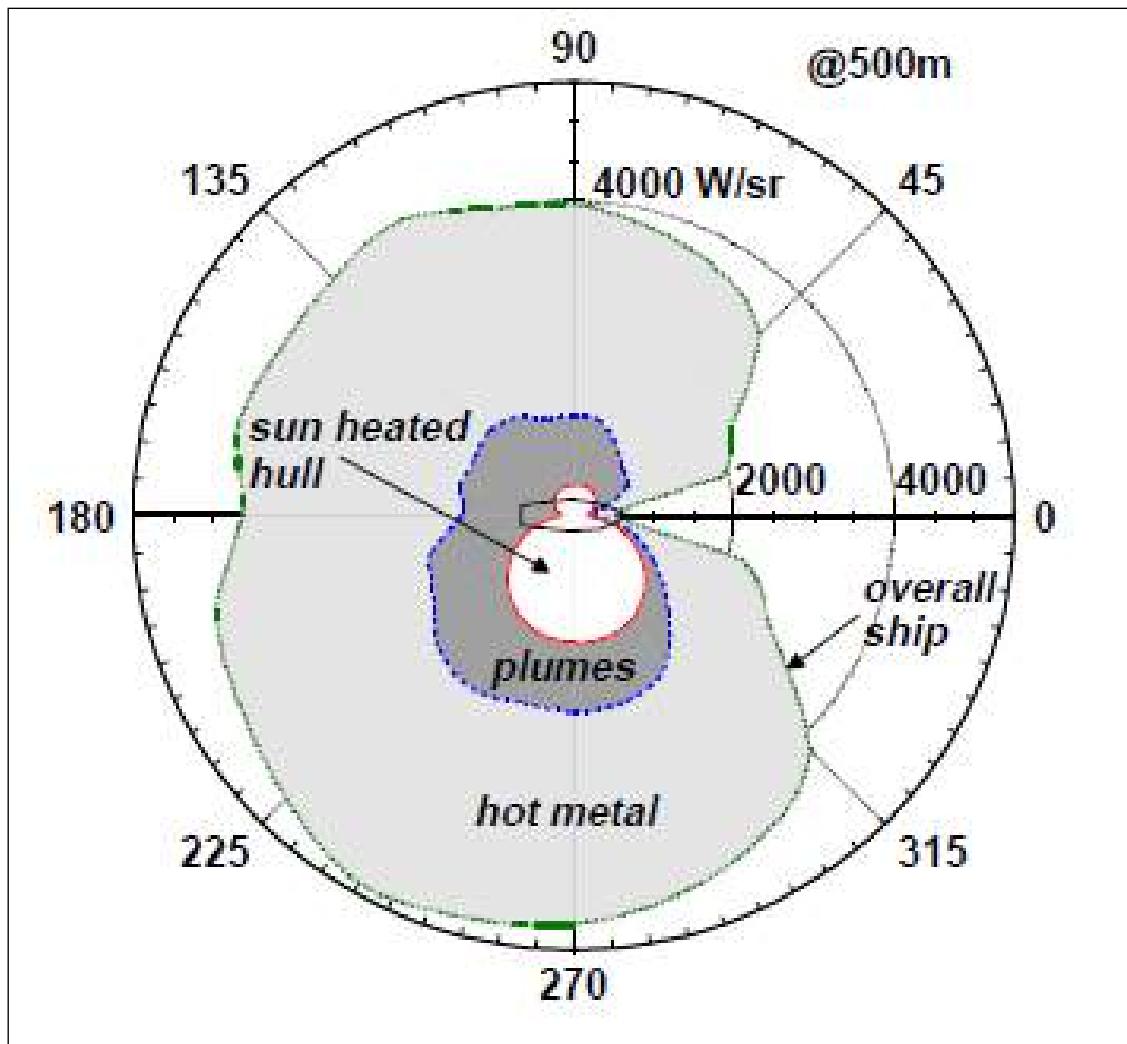


Ilustración 3.5 Diagrama polar de intensidades radiantes de un buque tipo fragata a 500 m de distancia [16]

Se conoce con el nombre de medidas de reducción de firma infrarroja IRCM (siglas en inglés de “*InfraRed CounterMeasures*”), a aquellas encaminadas a reducir la temperatura de las superficies del buque y de los gases de exhaustión de los motores de combustión interna.

Lo que se busca con la activación de las contramedidas IRCM será reducir la diferencia de temperaturas entre las distintas superficies del buque y los gases de exhaustación de los motores de combustión interna, con respecto de la temperatura ambiente.

En función del número de contramedidas IRCM activadas, se podrán alcanzar determinados “niveles stealth” o niveles IRSS (siglas en inglés de “*InfraRed Signature Supresion*”).

3.4 Amenazas y contramedidas IRCM del buque de guerra moderno

En función de las bandas MWIR y LWIR, las amenazas IR del buque de guerra se pueden clasificar de la siguiente forma [6]:

- Amenazas autoguiadas pasivas IR, en las bandas MWIR y LWIR.
- Detección y seguimiento con cámaras térmicas tipo FLIR, principalmente en la banda LWIR.

Las amenazas autoguiadas pasivas dependerán solamente del blanco como fuente de radiación, siendo independiente de la plataforma de lanzamiento. Además del empleo de la banda MWIR, las nuevas generaciones de amenazas también reconocerán la banda LWIR, por lo que no sólo los puntos más calientes del buque, sino toda su superficie se constituirá como fuente de guiado.

En cuanto a la detección y seguimiento, los buques de guerra se detectarán por la firma IR dividida sobre un fondo de mar y otro de cielo en la banda LWIR, mediante el empleo de cámaras termográficas tipo FLIR. La detección será, por lo tanto, más fácil cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas entre el buque y el fondo.

En el apartado de contramedidas IRCM disponibles a bordo de buques de guerra, y con el fin de alcanzar un determinado nivel de supresión de firma IRSS, se disponen actualmente de las siguientes [14], [17]:

- Aislamientos en cámaras de máquinas y otros espacios donde se pueda disipar calor.
- Pinturas con bajo coeficiente de absorción.
- Sistemas de distribución de agua salada tipo “WashDown” (WD en adelante), a través de rociadores dispuestos a lo largo del buque para la reducción de la temperatura en la cubierta intemperie, mamparos externos y costados.
- Eductores/difusores (ED en adelante) para enfriar tanto los conductos como los gases de exhaustación de motores de combustión interna.

Como se puede comprobar en la ilustración 3.5, las superficies exteriores del buque tendrán una importante contribución en la firma IR, solo por detrás de la correspondiente al último tramo de los conductos de exhaustación calentados por los gases a su salida.

Debido al tamaño del área expuesta, pequeños contrastes de temperaturas tendrán un impacto relevante en la firma IR del conjunto de la plataforma. Durante la noche, en buques con un buen aislamiento interno, la superficie del casco se encontrará en equilibrio con la temperatura del aire y del mar. Pero durante el día y a medida que el sol asciende, la temperatura del casco se verá incrementada rápidamente. Debido a esto, una elevación del sol superior a 10º puede llegar a suponer un contraste de temperaturas superior a 10 ºC.

Los sistemas de distribución de agua salada WD consistirán básicamente en un conjunto de rociadores dispuestos a lo largo del buque para la reducción de la temperatura en cubiertas, mamparos y costados exteriores.

Para que el enfriamiento resulte eficaz, el sistema deberá ser capaz de reducir el contraste de temperaturas entre el casco y el ambiente a menos de 5 °C, en un tiempo prudente (generalmente inferior a 10 minutos).

En la ilustración 3.6 se muestra el efecto de un sistema de rociado tipo sobre un panel horizontal pintado con pintura “gris marino canadiense” y orientado al sol, con un caudal de 0,22 m³/m²/h. Como se puede comprobar en la ilustración, el sistema es capaz de reducir el contraste de temperaturas entre el panel y el ambiente por debajo de 5 °C en aproximadamente 7 minutos:

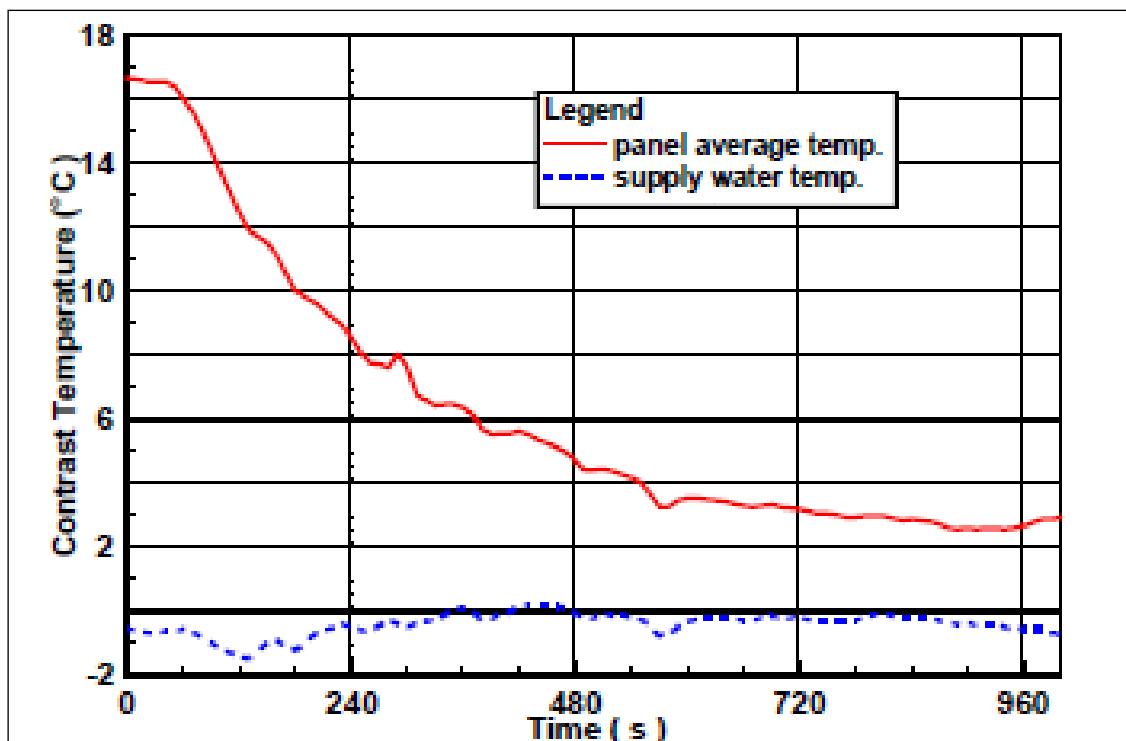


Ilustración 3.6 Temperatura en función del tiempo de un panel rociado con agua [17]

Respecto de los sistemas de refrigeración de los gases de exhaustión ED (ilustración 3.7), estos suelen ser de tipo pasivo y se componen básicamente de un eductor, un tubo de mezcla y un difusor, elementos encargados de enfriar tanto los conductos como los gases de exhaustión [18].

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

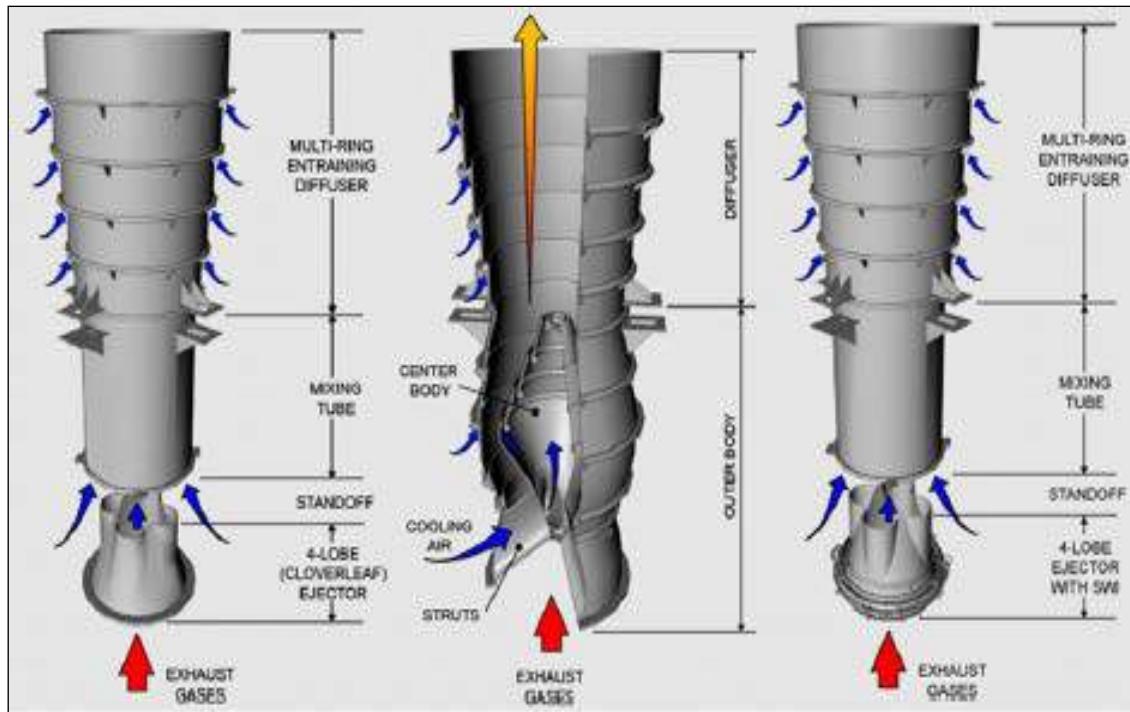


Ilustración 3.7 Diferentes sistemas de refrigeración de gases de exhaustación [19]

El difusor reducirá la temperatura del metal mediante la formación de una película de aire, gracias a la diferencia de presión entre los gases de exhaustación y el aire exterior.

Estudios recientes confirman que el funcionamiento del difusor tendrá una gran dependencia del número de anillos que lo componen (ilustración 3.8):

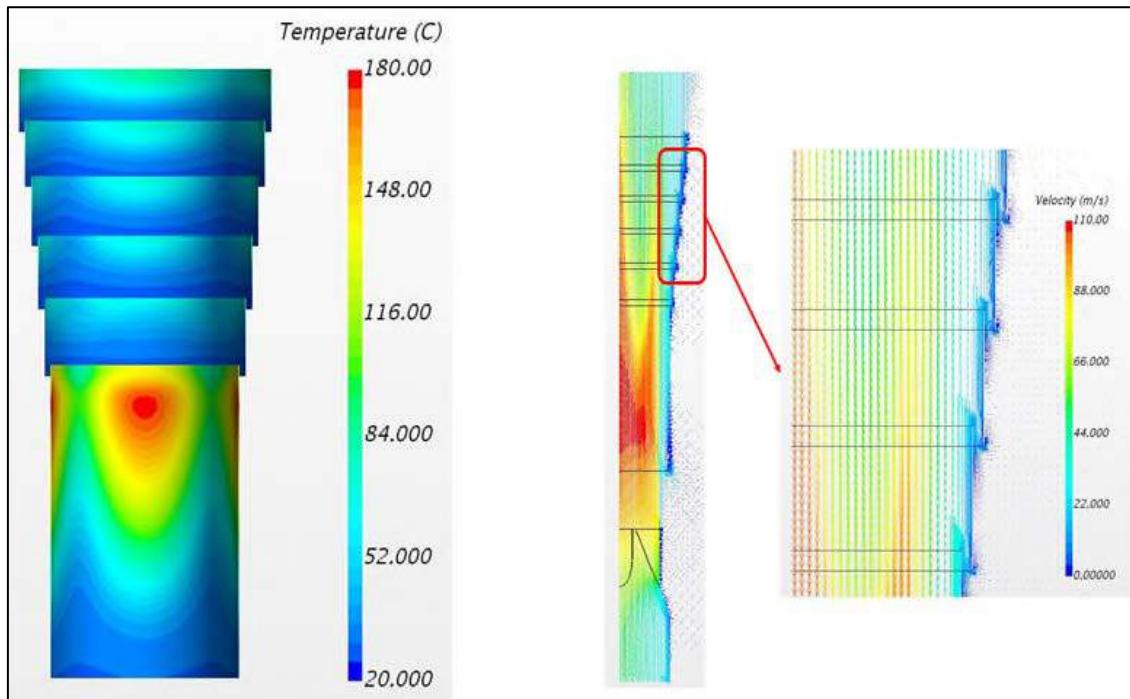


Ilustración 3.8 Campo de temperaturas en la superficie del metal y vector de flujo de aire [20]

3.5 Niveles de supresión de firma IR o IRSS

El objetivo principal de la supresión de la firma IR en una plataforma de guerra naval de superficie consistirá en lograr una solución integrada que incluya un enfoque equilibrado. No tiene sentido minimizar la contribución de un componente de una determinada fuente y dejar intactas otras componentes significativas.

Aunque resultará imposible hacer desaparecer la plataforma desde el punto de vista de la firma IR, esta se podrá transformar en un objetivo borroso, el cual se desvanezca en el desorden del fondo.

A la hora de establecer el grado de supresión de firma IR aplicado a una plataforma de guerra naval y su efecto frente a amenazas aéreas en términos de susceptibilidad, resulta importante recordar que las fuentes de firma IR se pueden agrupar en dos categorías:

- Fuentes internas, en las que contribuyen principalmente los motores de combustión interna (GT y DE).
- Fuentes externas, debido a la incidencia del sol sobre las superficies exteriores del buque.

Además, como ya se ha mencionado, para el control de la contribución en la firma IR de las anteriores fuentes, se cuenta con los siguientes sistemas de contramedidas:

- WD para enfriar las superficies exteriores del buque.
- ED para enfriar tanto el metal visible como los gases de exhaustación.

A partir de la experiencia de empresas de desarrollo de sistemas de supresión de firma IR en buques y aeronaves, se concluye que la mayoría de los esquemas de supresión de firma IR se pueden organizar en un sistema formado por cuatro niveles de supresión de firma IR o IRSS [21]:

- NIVEL I, sin supresión (línea base de la plataforma).
- NIVEL II, refrigeración básica del metal visible de la exhaustación y las superficies exteriores mediante la activación del sistema de descontaminación CBRN (siglas en inglés de “*Chemical, Biological, Radiological and Nuclear*”), de menor extensión que el sistema WD.
- NIVEL III, refrigeración básica del metal visible de la exhaustión, de los gases por debajo de 250 °C y superficies exteriores mediante sistema WD, de mayor extensión que el sistema CBRN.
- NIVEL IV, refrigeración básica del metal visible de la exhaustión, de los gases por debajo de 150 °C y superficies exteriores mediante WD.

Para rebajar la temperatura de los gases de exhaustación por debajo de 150 °C, o lo que es lo mismo, alcanzar un nivel de supresión de firma IRSS IV, no será suficiente con el empleo de sistemas en base a ED.

Con respecto a esto último, la firma Davis Engineering Ltd. desarrolló en su día la solución denominada SWI (siglas en inglés de “Sea Water Injection”). Se trataba de un prototipo híbrido consistente en añadir rociadores de agua salada al sistema de enfriamiento mediante ED (ilustración 3.9):

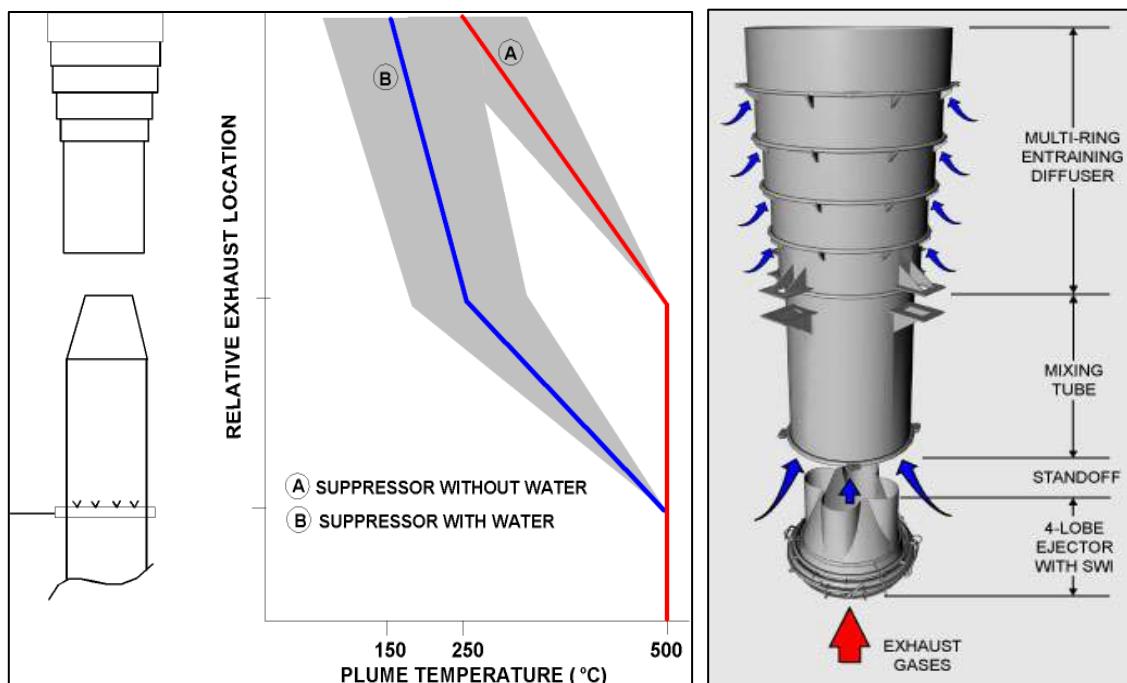


Ilustración 3.9 Prototipo híbrido de refrigeración de gases de exhaustión SWI [22]

Según el propio fabricante, con el prototipo SWI se conseguía rebajar la temperatura de los gases de exhaustión por debajo de los 150 °C, manteniendo la temperatura de los conductos de exhaustión en torno a 25 °C por encima de la temperatura ambiente [22].

De la escasa información técnica aportada por el fabricante respecto del sistema SWI, se puede deducir lo siguiente:

- Requerían de la instalación de un sistema adicional de imbornales para la evacuación del agua no vaporizada (no hay evaporación total).
- Empleaban materiales resistentes a la corrosión (uso de agua salada).
- Suministraba agua en función de las condiciones ambientales o configuración de potencia de la planta propulsora.
- Montaba pequeñas bombas de agua acopladas a la planta propulsora.
- Constaba, además, de una válvula manual de tres vías para la selección del tipo de agua (salada o dulce), tanto para el propio funcionamiento del sistema como para la limpieza de este después de su utilización.

A propósito del sistema SWI, estudios elaborados por Davis Engineering Ltd. han demostrado que la adopción de sistemas híbridos (aire más agua para enfriar las superficies visibles de los conductos y los gases de exhaustión) marcan la dirección a seguir en el desarrollo de sistemas de supresión de firma IR a bordo de buques, como así lo demuestra la ilustración 3.10:

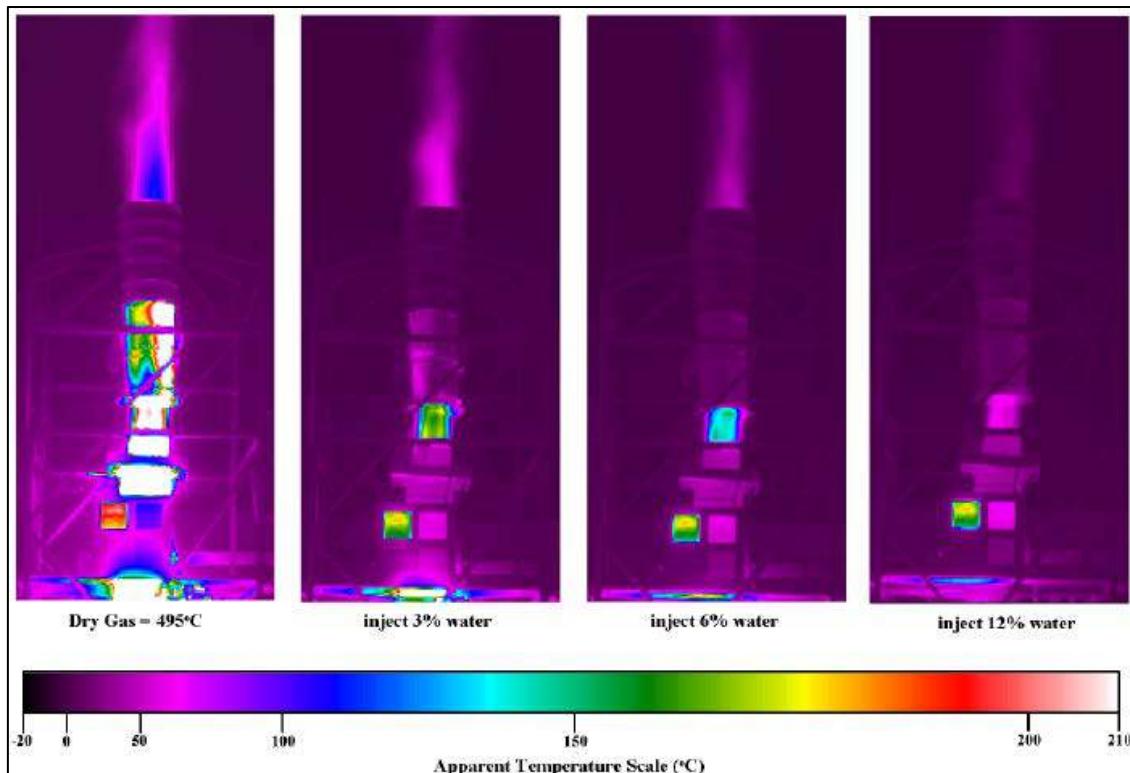


Ilustración 3.10 Imágenes IR del funcionamiento del SWI desarrollado por Davis Engineering Ltd. [22]

A partir de un buque tipo fragata de 2400 t y propulsión CODOG dotada de dos (2) GT de 20 MW, dos (2) DE de 4 MW y tres (3) DEE (siglas en inglés de “*Diesel Engine Electric*”) de 1 MW, se puede establecer por simulación la contribución de las dos componentes de firma IR en función del nivel de supresión IRSS adoptado y de la distancia a la que puede ser detectado por un sensor MWIR, en este caso un sensor del tipo NETD (siglas en inglés de “*Noise Equivalent Temperature Difference*”), situado a una altura de 10 m sobre el nivel del mar y bajo la peor condición solar [21].

Como se puede comprobar en las figuras 3.11 y 3.12, conforme se incrementa el nivel IRSS se consigue, por un lado, reducir la susceptibilidad de la plataforma en términos IR y, por otro, incrementar el tiempo disponible para el lanzamiento de señuelos.

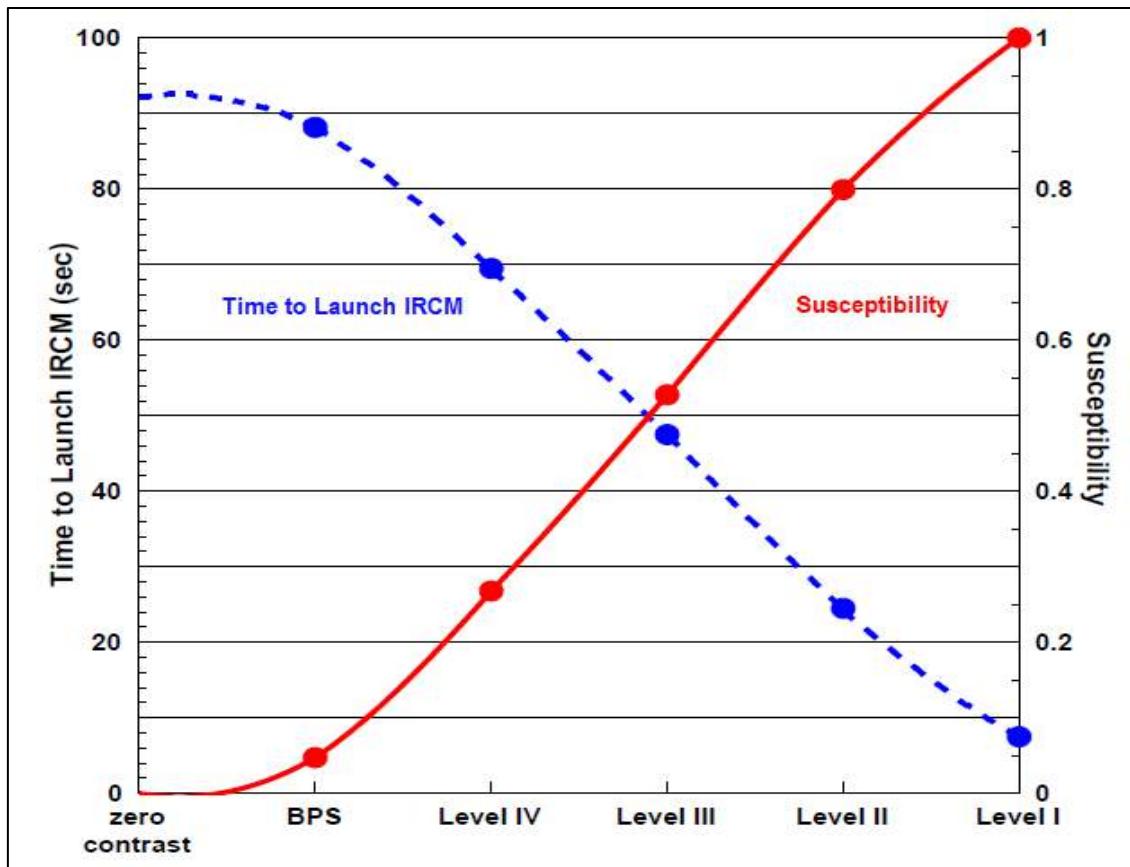


Ilustración 3.11 Efecto del nivel IRSS en la susceptibilidad IR y tiempo disponible para activar señuelos [21]

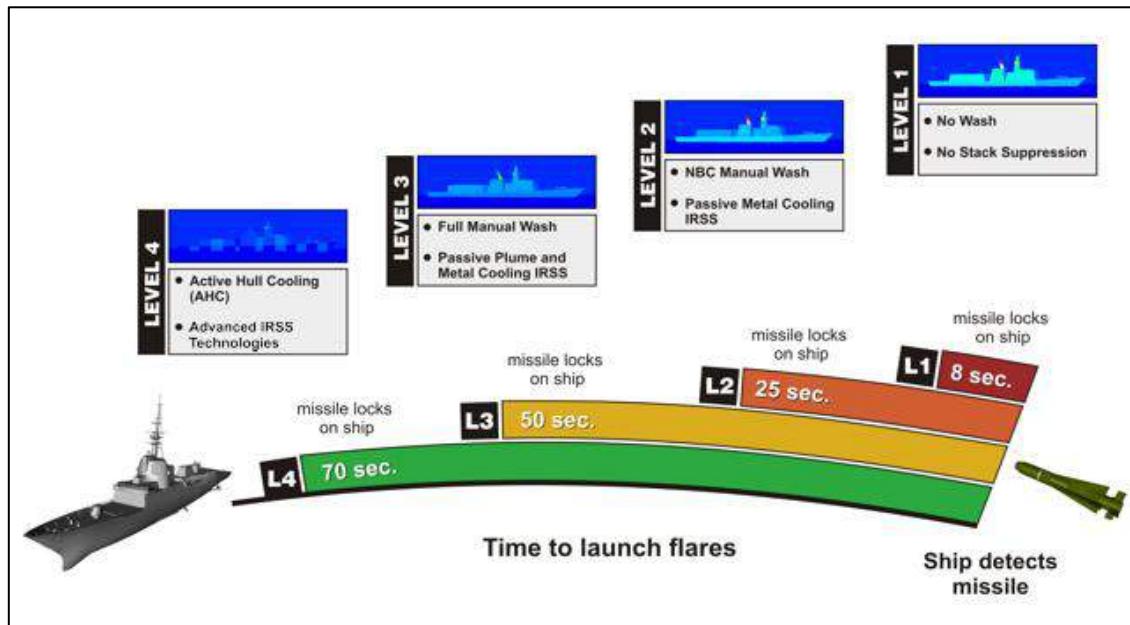


Ilustración 3.12 Efecto del nivel IRSS en la susceptibilidad IR y tiempo disponible para activar señuelos [21]

En la tabla 3.1 se resume todos los valores de las variables puestas en juego, en niveles IRSS y medidas IRCM adoptadas, y su impacto tanto en susceptibilidad IR como en el tiempo disponible para el lanzamiento de señuelos [23]:

IRSS	IRCM	SUSCEPTIBILITY	MISSILE LOCKS ON SHIP TIME TO LAUNCH FLARES (s)
Level I	No WD	1,0	8
	No Stack Suppression		
Level II	CBRN WD	0,8	25
	Passive Metal Cooling		
Level III	Full WD	0,52	50
	Passive Metal Cooling		
	Passive Plume 250 °C		
Level IV	Full WD	0,26	70
	Passive Metal Cooling		
	Passive Plume		
	Sea Water Injection		

Tabla 3.1 IRSS, IRCM, impacto en susceptibilidad IR y tiempo para lanzamiento de señuelos (elaboración propia) ⁴

A partir de la clasificación mostrada en la tabla 3.1, se puede concluir que la gran mayoría de plataformas de guerra naval de superficie actuales se encuentran encuadradas dentro del nivel de supresión de firma IRSS III.

La ilustración 3.13 muestra los resultados de simulaciones realizadas con software de predicción y análisis de firma IR sobre un modelo de destructor no clasificado, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

- Condición de buque a máxima potencia (propulsión GT y generación eléctrica con DE).
- Fuentes principales de firma IR (gases y superficies exteriores).
- Contramedidas IRCM (ED y WD).
- Clima más desfavorable (durante día soleado).
- Sensores tipo MWIR y LWIR a diferentes alturas (10 y 270 m respecto del nivel del mar).

⁴ Presentado en el III Congreso Nacional de i+d en Defensa y Seguridad (DESEi+d), celebrado los días 19 y 20 de noviembre de 2015 en Marín – Pontevedra (España).

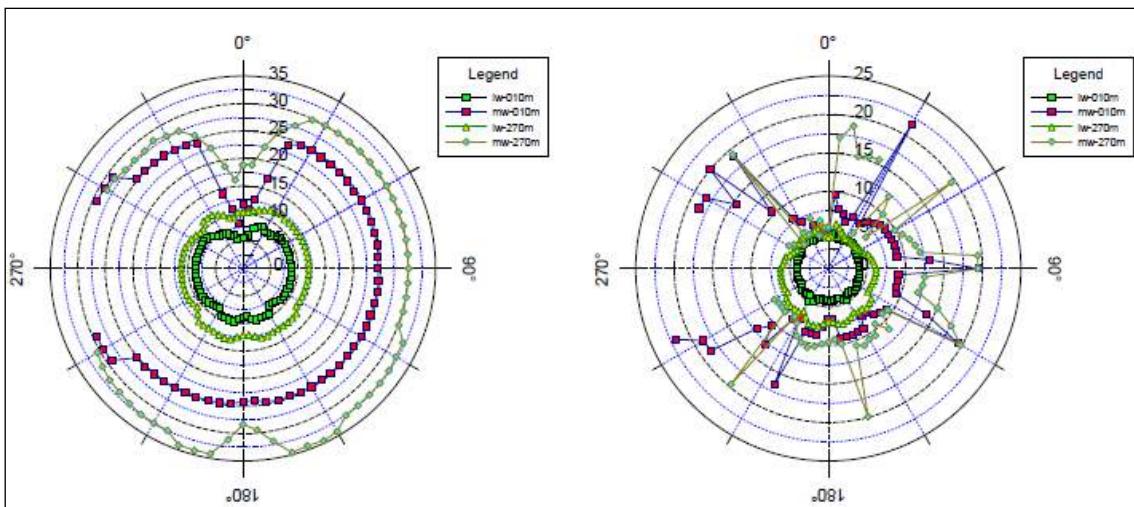


Ilustración 3.13 Rango de detección (km) de un DDG a plena potencia sin IRCM (izq.) y con IRCM (dcha.) [24]

Como se puede comprobar en la ilustración 3.13, la activación de medidas IRCM tendrá un gran impacto en el resultado del cálculo, sobre todo en la banda MWIR debido a la reducción de la temperatura tanto de los gases de exhaustión de los motores como de las superficies calentadas por estos al abandonar el buque. También se observa un ligero impacto en la banda LWIR debido a la reducción de la temperatura de las superficies exteriores del buque por activación del WD.

Como se verá más adelante, la adopción de medidas IRCM va a aportar una enorme ventaja, sobre todo en escenarios de defensa quasi-pasiva o “softkill”, en los que el buque hará uso de señuelos con el fin de desviar la atención de posibles amenazas aéreas hacia objetivos falsos.

Uno de los aspectos que más preocupan en la actualidad a las Marinas y Armadas de diferentes países es el desarrollo de nuevas amenazas aéreas autoguiadas IR, las cuales emplean tanto la banda MWIR como la LWIR, siendo capaces de identificar objetivos por su forma y dimensiones en base a algoritmos de reconocimiento de imágenes.

Debido a lo anterior, la firma Davis Engineering Ltd. se encuentra desarrollando el sistema OSM (siglas en inglés de “Onboard Signature Manager”), el cual permitirá diferentes modos de enfriamiento de las superficies exteriores del buque con el fin de perturbar a los algoritmos de guiado de las amenazas [17].

En la ilustración 3.14 se muestran, de manera simulada, diferentes niveles IRSS aplicados sobre una fragata genérica a máxima potencia y con las superficies exteriores expuestas al sol en tres situaciones, sin ningún tipo de IRCM activado, con IRCM en base a sistemas ED (refrigeración de gases por debajo de 250 °C) y WD activados, y con sistemas de refrigeración de gases por debajo de 150 °C y de refrigeración activa de superficies exteriores OSM activados:

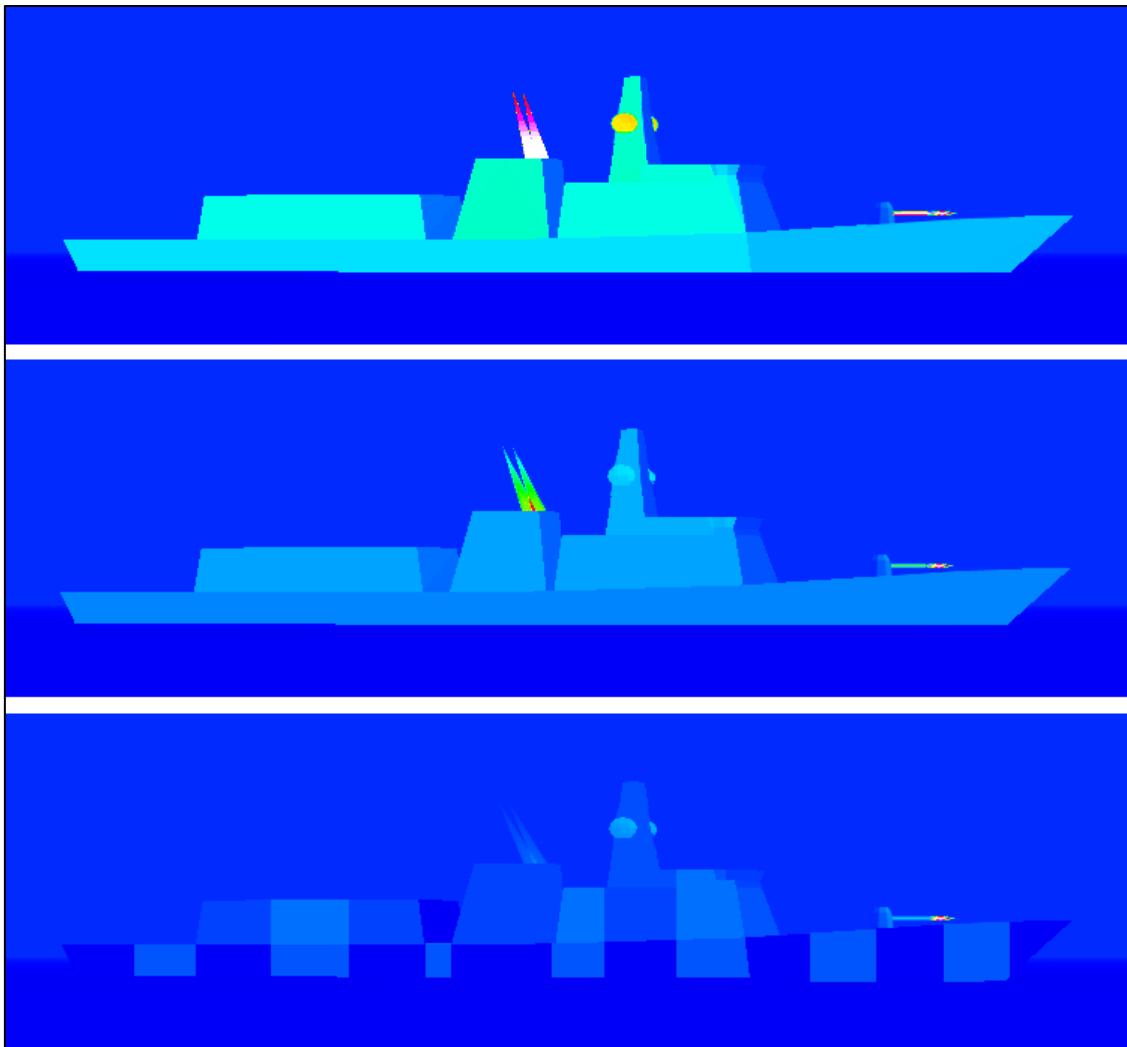


Ilustración 3.14 Imágenes IR simuladas en función del nivel IRSS activado [17]

En relación con el punto anterior, y con el fin de potenciar la capacidad perturbadora de los algoritmos de los sistemas de guiado de amenazas, se pueden combinar los anteriores sistemas activos de refrigeración de superficies con el uso de diferentes materiales para las superficies exteriores del buque, así como el empleo de diferentes esquemas de pintado superficial en base a pinturas con diferentes coeficientes de absorción⁵ [25].

⁵ Presentado en el VII Congreso Nacional de i+d en Defensa y Seguridad (DESEi+d), celebrado del 19 al 21 de noviembre de 2019 en San Fernando – Cádiz (España).

3.6 Guerra electrónica EW y técnicas ASMD

La guerra electrónica EW (siglas en inglés de “*Electronic Warfare*”) consiste en el conjunto de acciones estratégicas, tácticas y técnicas utilizadas por uno de los combatientes con objeto de obtener información, anular o minimizar la eficacia del RADAR, comunicaciones, sistemas de guía u otros dispositivos emisores y receptores de ondas radiales utilizados por el enemigo. Comprenderá las siguientes modalidades [7]:

- Medidas de apoyo a la guerra electrónica ESM (siglas en inglés de *Electronic Support Measures*”), dirigidas a la obtención de la presencia, posición, trayectoria y tipo de cualquier amenaza, mediante el análisis de determinadas zonas del espectro de las radiaciones electromagnéticas emanadas de dicha amenaza, con el objeto de reaccionar de la forma más adecuada. Se trata de “*medidas pasivas*”.
- Contramedidas electrónicas ECM (siglas en inglés de *Electronic CounterMeasures*”), realizadas con el fin de impedir o dificultar al enemigo el uso efectivo de las ondas electromagnéticas. Al contrario de las ESM, será necesario para su utilización la emisión de energía propia, pudiendo dar lugar a efectos similares a las acciones ESM, pero de signo contrario. Los efectos principales que se buscan son la introducción de interferencias y de datos falsos en el sistema enemigo.
- Anti-contramedidas electrónicas ECCM (siglas en inglés de *Electronic Counter-CounterMeasures*”), las cuales buscan anular o reducir la eficacia de las ESM y ECM enemigas, tratando de asegurar al mismo tiempo el uso efectivo del espectro electromagnético propio.

Por lo general, los sistemas ESM y ECM se encuentran integrados en el sistema EW del buque, proporcionando capacidad de interceptar emisiones RADAR del enemigo (subsistema ESM) y ejecutando contramedidas hacia las amenazas detectadas (subsistema ECM). Las contramedidas se dividen a su vez en dos tipos:

- Técnicas de perturbación, mediante la generación y transmisión de espectros de ruido.
- Técnicas de engaño, mediante el disparo de señuelos.

Por la rapidez en la respuesta, por las escasas necesidades de espacio y mantenimiento a bordo y por su relativo bajo coste, las contramedidas por señuelo serán las más viables en la protección de buques contra amenazas aéreas. Como ejemplos de señuelos se pueden citar los siguientes [7]:

- Sistemas “*chaff*”, creando confusión, distracción y seducción de la amenaza con guiado basado en ondas de radiofrecuencia RADAR.
- Cartuchos pirotécnicos, por seducción contra amenazas con autoguiado pasivo IR.

En el caso concreto de los sistemas chaff, se trata de sistemas pasivos de operación manual, de tipo mortero, integrados generalmente por cuatro lanzadores montados sobre cubierta, capaces de lanzar una gran variedad de cartuchos con el fin de hacer frente a diferentes tipos de amenazas.

Por lo general, irán provistos de paneles de control tanto a babor como estribor del puente del buque, además de un panel principal, localizado normalmente en el centro de información y combate o CIC del buque, junto a los equipos de ESM, ECM y ECCM (ilustración 3.15).



Ilustración 3.15 Chaff MK36 SRBOC Super Rapid Bloom Offboard Countermeasures (elaboración propia)

Se conoce con el nombre de “*defensa en zona*” la que tiene por objeto proteger a los buques de una formación de todo tipo de ataque exterior, manteniendo una zona espacial de seguridad del mayor radio posible, mediante los adecuados sensores y armas a los cuales se les denomina “*armas de defensa en zona*” [7].

La “*defensa en punto*” consistirá en la autoprotección de cada unidad contra cualquier blanco que penetre en un espacio esférico de radio sensiblemente menor que el de zona, mediante un sistema de armas singulares de corto alcance denominado “*sistema de armas para la defensa de punto*” o CIWS (siglas en inglés de “*Close-In Weapons System*”) (ilustración 3.16) [7].

Tanto los sistemas de armas de defensa en zona como los de defensa de punto son también conocidos como contramedidas de tipo agresivo o “hardkill”. Además existen otras formas de defensa de tipo quasi-pasivo, denominadas “softkill”, que actúan en base a señuelos como “técnicas de engaño”.

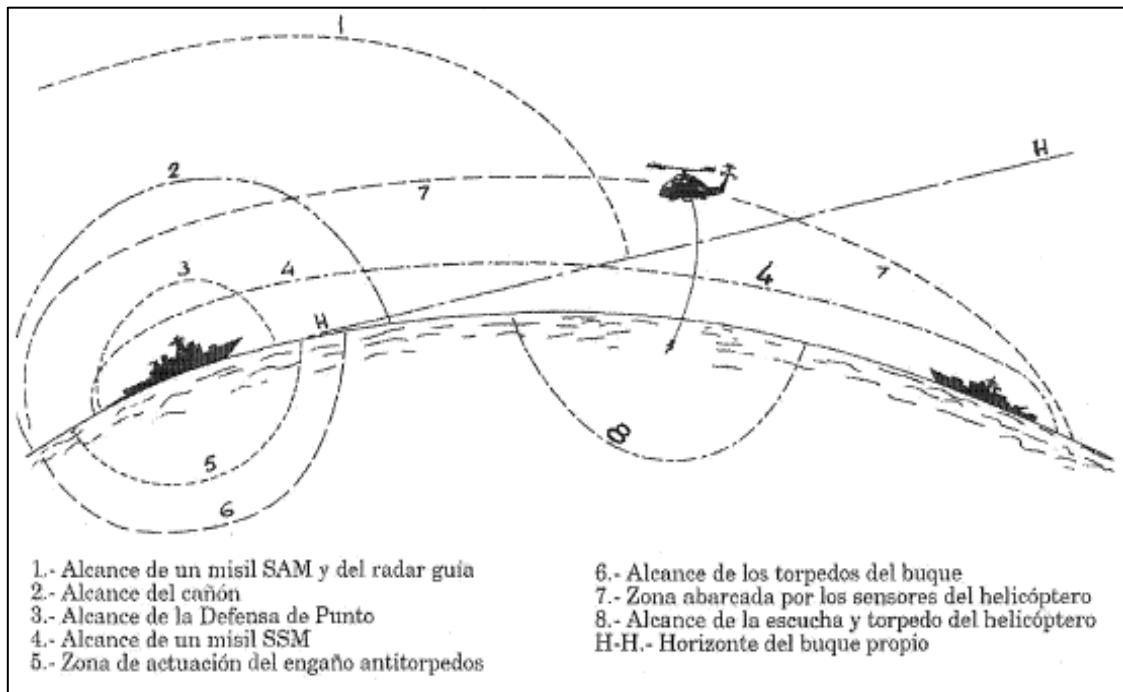


Ilustración 3.16 Radios de acción de diferentes subsistemas pertenecientes a un sistema de combate [7]

La doctrina ASMD (siglas en inglés de “AntiShip Missile Defence”) se encuentra integrada dentro de lo que se conoce como “guerra antiaérea”, cubriendo todos los aspectos de la defensa del buque (o agrupación naval) frente a ataques de amenazas aéreas, resultando su aplicación bastante compleja debido a la enorme cantidad de amenazas aéreas existentes. Incluirá desde la detección de la plataforma portadora/lanzadora de la amenaza hasta la destrucción de esta.

Dentro de las contramedidas ASMD – softkill específicas contra amenazas aéreas auto guiadas IR, destacan las siguientes [7]:

- Apagado de fuentes de calor innecesarias.
- Activado del WD – ciclos de refresco de cubiertas.
- Evitar formación de puntos calientes superestructuras (proa al viento).
- Exposición de mínima superficie IR.
- Producción de cortinas de oscurecimiento (humo).
- Disparo de señuelos IR.

3.7 Tecnología de la nebulización

El término "agua nebulizada" se refiere a la pulverización de agua muy fina, la cual permanece suspendida en el aire durante un periodo de tiempo prolongado [26].

Aunque los inicios del empleo de agua nebulizada como sistema de protección contra incendios se remontan a la década de 1950, estos no fueron exitosos debido fundamentalmente a cuestiones económicas y técnicas [27].

Desde el punto de vista económico ya existían sistemas menos costosos, como rociadores convencionales o "splinkers" y agentes gaseosos tipo "halones". Técnicamente se plantearon problemas relacionados con la elevada presión de trabajo requerida, así como el bloqueo frecuente de las boquillas nebulizadoras [28].

Es en la década de 1980 en la cual la comunidad internacional vuelve a mostrar interés en el uso de sistemas de agua nebulizada para la lucha contra incendios, principalmente por los siguientes motivos [29]:

- Se produce un gran abaratamiento de los sistemas, haciéndolos más viables económicamente.
- La IMO (siglas en inglés de "*International Maritime Organization*") obliga a instalar sistemas de rociado en buques de pasaje nuevos y existentes que transporten a más de 35 pasajeros.
- El Protocolo de Montreal de 1987, que supone la prohibición del uso de agentes extintores no respetuosos con la capa de ozono como, por ejemplo, los halones.

Es también a partir de finales de la década de 1980 y principios de la década de 1990 cuando se produce un incremento drástico en la investigación asociada al empleo de agua nebulizada como agente extintor en incendios [29].

Al proceso de generación de sprays de gotas de pequeño tamaño a partir de líquidos se le denomina "*atomización*" o "*nebulización*". Esto se consigue haciendo pasar el líquido a presión a través de boquillas nebulizadoras. El tamaño de las gotas dependerá del tipo de boquilla y de las características del fluido, según la tabla 3.2:

Caudal	Relación directa
Presión	Relación inversa
Ángulo spray	Relación inversa
Viscosidad	Relación directa
Tensión superficial	Relación directa
Peso específico	Relación inversa

Tabla 3.2 Impacto de características de fluido en tamaño de gota final [30]

Por lo tanto, los sistemas de agua nebulizada funcionarán según el principio de generación de gotas de agua muy finas. Este hecho resulta muy eficaz en la extinción de incendios debido a su alto calor específico y al calor de vaporización, junto con el área de superficie aumentada que permite una absorción de calor más rápida [31].

Los mecanismos principales involucrados en la extinción de incendios con agua nebulizada son tres: la absorción de calor, el agotamiento de oxígeno y el bloqueo de la radiación, además de otros mecanismos secundarios, como la dilución del aire más efectos cinéticos, como la reducción de la velocidad de la llama [29].

En lo que respecta a la absorción de calor, el agua proporciona una excelente forma de absorción de calor debido a su alto calor específico y calor de vaporización.

Como se muestra en la ilustración 3.17, la mayor parte de la energía absorbida por el agua en el proceso de calentamiento se produce durante el cambio de fase de líquido a gas:

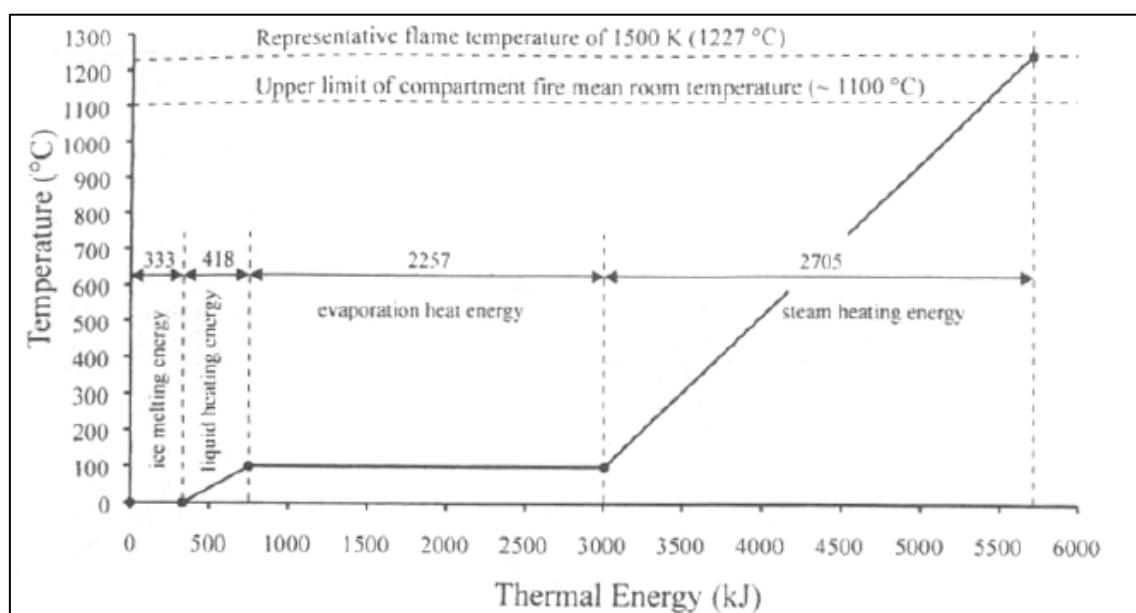


Ilustración 3.17 Absorción de calor durante el proceso de calentamiento y cambio de estado del agua [32]

Si se compara la capacidad de absorción de calor del agua con la de otros agentes extintores, su valor resulta mucho más elevado como se demuestra en la ilustración 3.18, donde se comprueba esta capacidad con la de otros agentes extintores.

En la ilustración 3.18 aparecen representados tanto el calor de vaporización (H_{vap}) como el calor específico del vapor de agua a 20 °C:

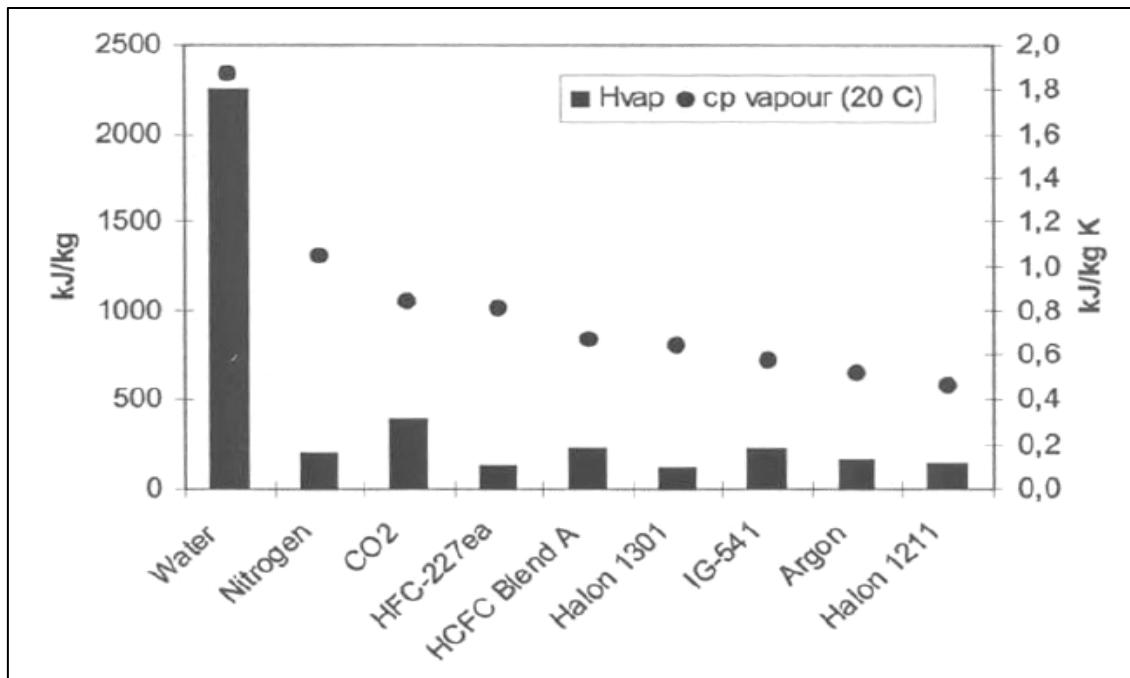


Ilustración 3.18 Comparativa de capacidad calorífica específica y vaporización de diversos agentes extintores [33]

En cuanto al tamaño de gotas, este factor afectará en gran medida a la forma en que el rociado interactúa con el fuego, jugando un papel muy importante en los mecanismos de extinción enumerados con anterioridad, principalmente con el de absorción de calor.

La ilustración 3.19 muestra el espectro de tamaño de gota desde 0,1 a 1000 μm :

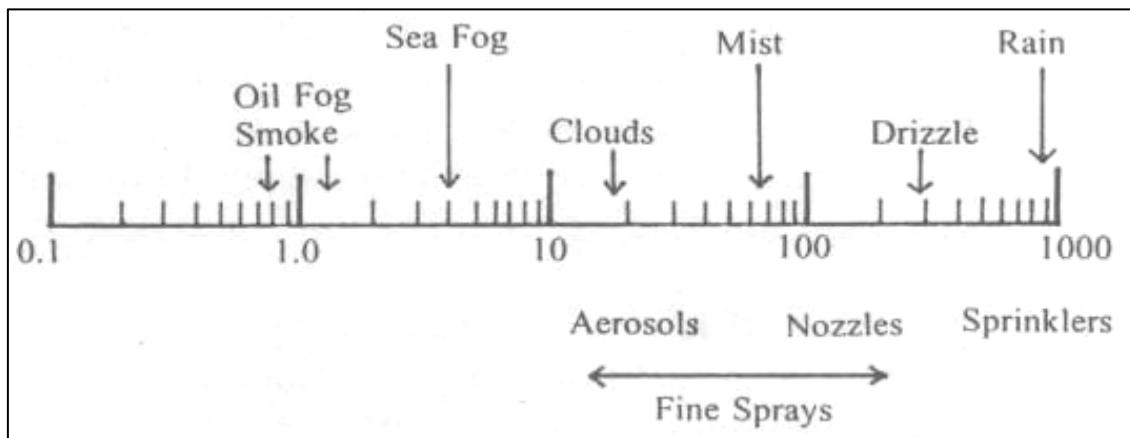


Ilustración 3.19 Espectro de diámetro de gotas [34]

Aunque a menudo se emplea el valor promedio de tamaño de gota producido por una boquilla como valor de referencia, la terminología asociada al tamaño de gota aparece reflejada en la norma ASTM estándar E1620-97 (siglas en inglés de "American Society for Testing and Materials"), siendo los valores más utilizados los siguientes (ilustración 3.20) [35]:

- $d_{v0.5}$.- Diámetro volumétrico medio (VMD o MVD), expresa el tamaño de gota en términos de volumen de líquido rociado, de forma que el 50 % del volumen total (o masa) estará compuesto por gotas de diámetros mayores al diámetro medio y el 50 % de diámetros menores. Ampliamente empleado para comparar el tamaño medio de gota entre diferentes boquillas nebulizadoras.
- $d_{v0.1}$.- El 10 % del volumen total de líquido rociado formado por gotas con diámetros menores o iguales a dicho valor. Adecuado para evaluar el potencial de dispersión de gotas de forma individual.
- d_{MIN} . - Tamaño mínimo de gota presente en el spray.
- $d_{v0.9}$.- El 90 % del volumen total de líquido rociado está formado por gotas con diámetros menores o iguales a dicho valor. Será el valor más adecuado a evaluar cuando se requiera una completa evaporación del spray.
- d_{MAX} . - Tamaño máximo de gota presente en el spray. También se empleará con requisitos de evaporación total.
- d_{32} .- El Diámetro Medio Sauter (DMS o SMD), es el diámetro de una gota que tiene la misma relación entre su volumen y su área superficial que el total del volumen de todas las gotas y la superficie total de las mismas.

Mediante el empleo de técnicas de muestreo (espaciales y de flujo o temporales) y con la ayuda de equipos específicos para la medición del tamaño de gotas (analizadores ópticos, por difracción láser, efecto doppler, etc.), se puede llegar a conocer la distribución de tamaños de gota de un spray.

Los datos obtenidos se presentan como funciones de distribución, siendo las más utilizadas las funciones Rosin-Rammler, Log-normal y el ASTM Standard E799-03 [35].

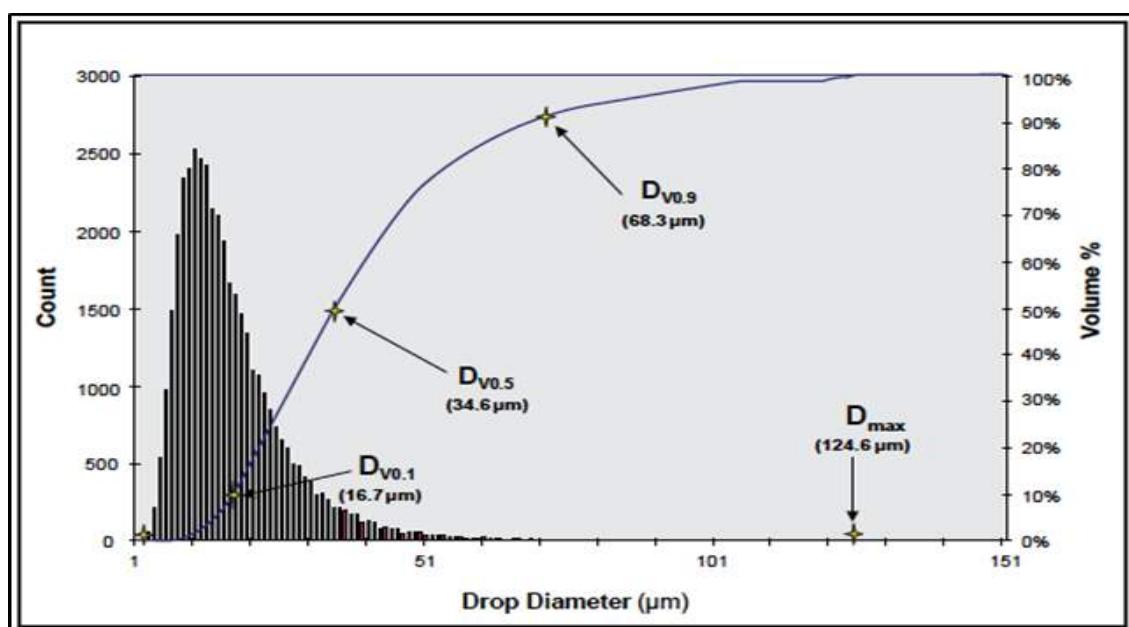


Ilustración 3.20 Distribución de tamaños de gota de un spray [36]

La expresión más utilizada para representar la distribución de tamaño de gotas es la desarrollada originalmente en 1933 para polvos por Rosin y Rammler. Esta función de distribución también se conoce como distribución de Weibull, pudiéndose expresar de la siguiente forma [37]:

$$1 - Y_D = \exp - \left(\frac{D}{\bar{D}} \right)^N \quad (3 - 6)$$

donde Y_D es la fracción de volumen total contenido en gotas de diámetro menor a D , D es el diámetro de gota seleccionado, \bar{D} es el diámetro medio de gota de la distribución (VMD) y N es el parámetro de distribución de diámetros.

En la ilustración 3.21 aparece representado el gráfico típico de Rosin-Rammler:

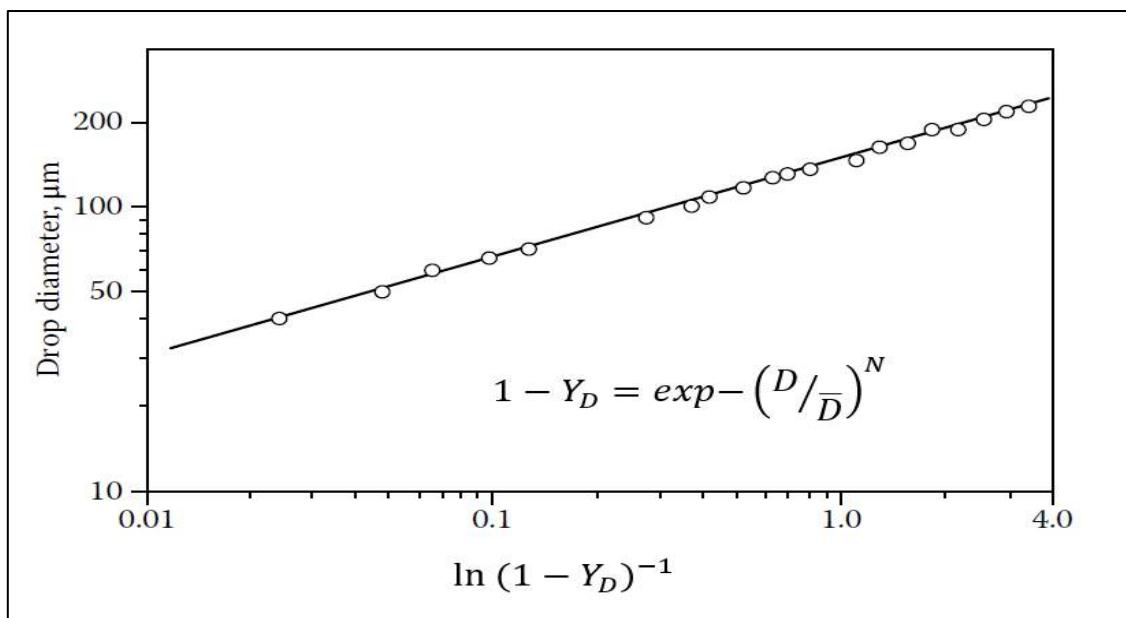


Ilustración 3.21 Representación de la distribución Rosin-Rammler [37]

Por lo tanto, al aplicar la relación Rosin-Rammler a sprays, se puede describir la distribución del tamaño de gota en función de los parámetros \bar{D} y N . En este sentido, el exponente o parámetro de distribución N proporcionará una medida de dispersión de los tamaños de gota respecto del diámetro medio de gota \bar{D} , de modo que cuanto mayor sea el valor del exponente N , más uniforme serán los tamaños de gota del spray. Si el valor de N es infinito, las gotas del spray tendrán el mismo tamaño [37].

Con respecto a las boquillas nebulizadoras, existen multitud de tipos para múltiples aplicaciones. La ilustración 3.22 muestra una variedad de ellas [33]:

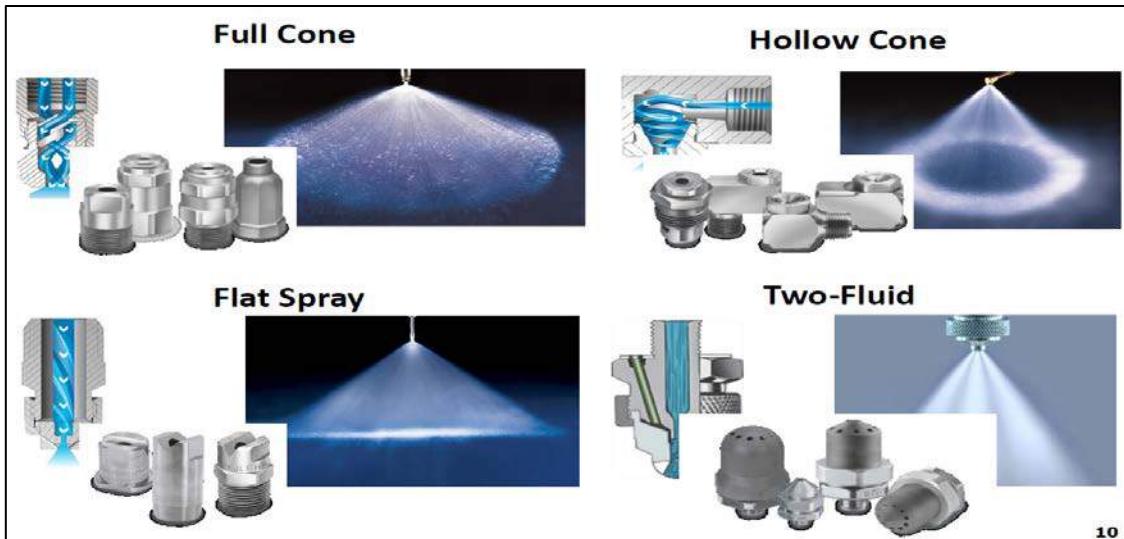


Ilustración 3.22 Imágenes de diferentes tipos de spray [38]

A la hora de caracterizar sprays, habrá que atender a las magnitudes recogidas en la ilustración 3.23:

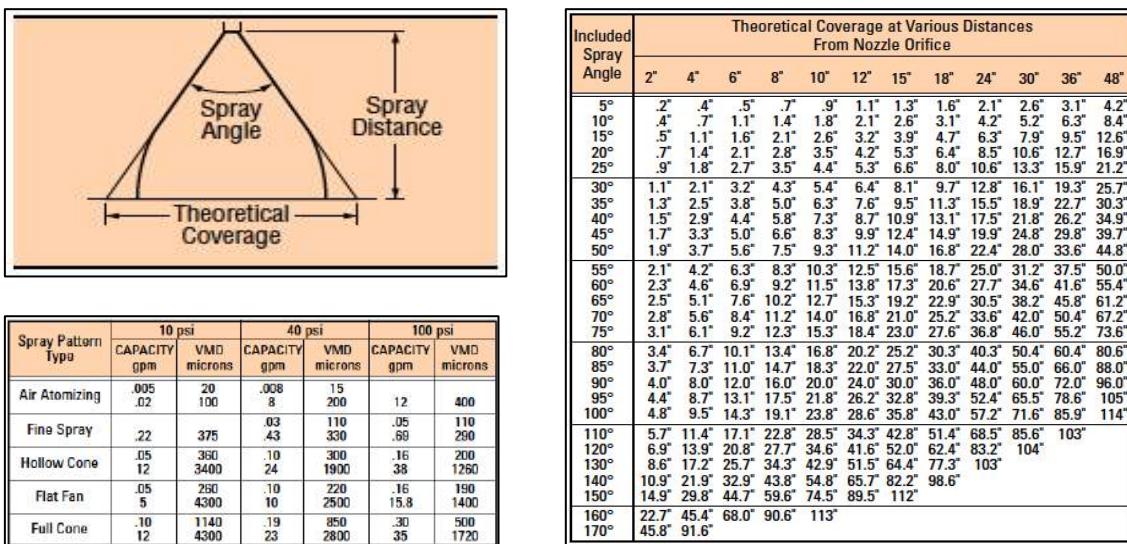


Ilustración 3.23 Resumen de valores tabulados para el diseño de sprays [39]

4. TÉCNICAS CFD APLICADAS AL PROBLEMA FLUIDO

Las técnicas CFD consisten en el análisis del movimiento de fluidos mediante simulaciones realizadas por ordenador, convirtiéndose en una herramienta de enorme utilidad a la hora de estudiar y evaluar diferentes situaciones prácticas en las que intervengan fluidos.

En estos últimos años, las técnicas CFD han evolucionado enormemente gracias al desarrollo de programas informáticos comerciales y a la mejora en los sistemas que les dan soporte (ordenadores).

Para cualquier tipo de flujo, el CFD resolverá de forma numérica las ecuaciones de conservación del movimiento fluido o “*ecuaciones de Navier-Stokes*” (ENS), que son la “*ecuación de conservación de la masa*” (o ecuación de continuidad) y la “*ecuación de conservación del momento*” (o ecuación del momento lineal).

Adicionalmente, en aquellos casos en los que aparecen fenómenos relacionados con la transferencia de calor o la compresibilidad (p. e. para gases a gran velocidad), se resuelve una tercera ecuación denominada “*ecuación de conservación de la energía*” (o ecuación de la energía).

Además de las anteriores ecuaciones, para el caso de flujos bajo régimen turbulento se incluirán las llamadas “*ecuaciones de transporte*”, con el fin de evaluar los fenómenos relacionados con el fenómeno de turbulencia.

En los casos de flujo multifásico, donde interactúen al menos dos o más fases dentro del mismo dominio, se tendrán que añadir al anterior sistema de ecuaciones las denominadas “*ecuaciones de acoplamiento de fases*”.

Por lo tanto, mediante el empleo de las técnicas CFD se procederá a la resolución del sistema de ecuaciones formado por las ENS, la ecuación de la energía y las ecuaciones de transporte y acoplamiento en un conjunto de puntos del dominio seleccionado, mediante la transformación de las ecuaciones diferenciales en ecuaciones algebraicas lineales, proceso conocido como “*discretización espacial*” de las ecuaciones de gobierno.

Los resultados del anterior sistema de ecuaciones permitirán comprender como se realiza el proceso de intercambio de masa, cantidad de movimiento y energía entre fases continua – discreta, por el hecho de interactuar en un mismo dominio.

Aunque las ventajas que proporciona el análisis con técnicas CFD son numerosas (reducción de tiempos y costes de diseño, estudio de situaciones complejas y peligrosas, elevados niveles de detalle, etc.), tampoco serán gratuitas ya que, por lo general, precisarán de ordenadores con gran capacidad de cálculo, software específico de elevado coste y una gran cualificación del personal usuario que deberá de analizar e interpretar los resultados obtenidos.

4.1 ANSYS FLUENT 2020 R2

El código CFD seleccionado para llevar a cabo esta Tesis Doctoral es el ANSYS Fluent 2020 R2, incluido en la suite ANSYS Student 2020 R2. Este software permite modelar flujos, turbulencias, transferencias de calor y reacciones para aplicaciones industriales [40].

Gracias a las características interactivas de ajuste, solución y post-procesado de los “solvers” de ANSYS Fluent, se podrán realizar pausas en los cálculos, examinar los resultados con el post-procesado integrado, realizar cambios y ajustes, continuando posteriormente con el cálculo dentro de la misma aplicación. Incluirá, a su vez, herramientas avanzadas de post-procesado para el análisis de los resultados obtenidos [40].

Debido a la integración de ANSYS Fluent en ANSYS Workbench, se podrán establecer conexiones bidireccionales con herramientas CAD (siglas en inglés de “*Computer Aided Design*”), crear y modificar geometrías con la tecnología ANSYS DesignModeler y realizar mallados (discretización espacial del volumen fluido) con la herramienta ANSYS Meshing [40].

Para el caso concreto de esta Tesis Doctoral, ANSYS Fluent incorpora modelos para flujo multifase, que serán utilizados en el estudio de las interacciones gas-líquido. En concreto, el modelo DPM (siglas en inglés de “*Discrete Phase Model*”), permitirá realizar cálculos de trayectorias de partículas dispersas (gotas de agua en este caso) mediante la descripción “*Lagrangiana*” del campo fluido (concepto de volumen fluido o “*partícula fluida*”), incluyendo a su vez el acoplamiento con la fase continua (descripción “*Euleriana*” del campo fluido) [41].

En el apartado de los modelos de turbulencia, ANSYS Fluent dispone de un amplio catálogo para un gran número de fenómenos físicos, entre ellos los relacionados con la compresibilidad de los gases [40].

Por tratarse de una versión liberada para estudiantes, esta se encontrará limitada a la resolución de problemas con mallados de un máximo de 512000 de celdas o volúmenes finitos, por lo que a la hora de discretizar el dominio del problema a resolver no se podrá superar dicha cifra.

El sistema operativo requerido por ANSYS Student 2020 R2 es el Microsoft Windows 10 de 64 bits. Así mismo, los requisitos mínimos de hardware son 4 Gb de RAM (siglas en inglés de “*Random Access Memory*”) y 25 Gb libres de HDD o SSD (siglas en inglés de “*Hard Drive Disk*” y “*Solid-State Disk*” respectivamente) [42].

En lo que respecta a la duración de la licencia de ANSYS Student 2020 R2, esta tiene una duración de 12 meses (1 año). Dicha licencia se renueva de forma automática a la finalización de dicho periodo. Así mismo, ANSYS Student 2020 R2 precisa de conexión continua a internet, no ejecutándose si en algún momento se interrumpe dicha conexión.

4.2 Ecuaciones de Navier-Stokes

Los modelos matemáticos de la mayoría de los fenómenos físicos se pueden expresar a partir de sistemas de ecuaciones en derivadas parciales cuasilineales de primer o segundo orden.

Las ecuaciones de conservación de la masa y de conservación del momento lineal, o ENS, constituirán una modelización correcta del flujo de un fluido, mediante el balance entre fenómenos de convección y difusión, además de la inclusión de los términos denominados “fuente”.

Mientras que los fenómenos convectivos aparecen representados por derivadas de primer orden que expresan propiedades de transporte o arrastre, los fenómenos difusivos vendrán representados por derivadas de segundo orden.

Por lo tanto, y en lo sucesivo, se emplearán las ENS para la modelización del flujo, añadiendo una tercera ecuación al anterior sistema de ecuaciones, denominada comúnmente como ecuación de conservación de la energía, en aquellos casos en los que resulte oportuno, con el fin de contabilizar fenómenos relacionados con la transferencia y/o intercambio de calor.

La expresión general para la ecuación de conservación de la masa en forma diferencial, o ecuación de continuidad, aplicada a un volumen de control, resulta la siguiente [43]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (4 - 1)$$

donde ρ es la densidad y \vec{v} es el vector velocidad.

La ecuación de continuidad demuestra que la variación por unidad de tiempo de la masa contenida en un volumen de control se debe al flujo convectivo de masa a través de las paredes del volumen de control [43].

La anterior expresión será válida tanto para flujos compresibles como para flujos incompresibles. Será también válida para cualquier punto del dominio fluido contenido dentro del volumen de control [43].

Reorganizando la anterior expresión y referenciándola respecto del sistema de referencia cartesiano, esto es, respecto de las coordenadas cartesianas de posición (x,y,z) y velocidad (u,v,w), se obtiene la siguiente expresión para la ecuación de continuidad en coordenadas cartesianas [44]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4 - 2)$$

De igual manera, la ecuación de continuidad en coordenadas cilíndricas resulta de la siguiente forma [44]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial(r\rho u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (4 - 3)$$

Para el caso particular de flujo compresible y estacionario, los términos temporales de cualquier variable se anulan, por lo que la ecuación de continuidad se reduce a la siguiente expresión [43]:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (4 - 4)$$

La anterior expresión referida tanto a coordenadas cartesianas como cilíndricas resultará de la siguiente forma [44]:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (4 - 5)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(r\rho u_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(\rho u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial z} = 0 \quad (4 - 6)$$

Para los casos en los que el fluido sea un líquido o bien un gas que fluye a baja velocidad, se puede considerar la condición de flujo incompresible. En estos casos, el término de densidad deja de ser función temporal y/o espacial, por lo que se puede extraer del operador de divergencia [43].

Por lo tanto, para los casos de flujo estacionario e incompresible, la forma de la ecuación de continuidad queda reducida a la siguiente expresión [43]:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (4 - 7)$$

En estos casos, las expresiones para la ecuación de continuidad en coordenadas cartesianas y cilíndricas resultan de la siguiente forma [44]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4 - 8)$$

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(u_z)}{\partial z} = 0 \quad (4 - 9)$$

En lo que respecta a la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en su forma diferencial, se puede escribir de la siguiente forma [45]:

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \rho \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} = \nabla \cdot \sigma + \rho \vec{f}_m \quad (4 - 10)$$

donde el término σ es el tensor de esfuerzos, que integra a su vez a las fuerzas de presión y viscosas, y el término \vec{f}_m que representa a las fuerzas másicas por unidad de volumen.

De la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento se desprende que el producto de la densidad por la aceleración de una partícula fluida es igual a la resultante sobre la unidad de volumen de las fuerzas de superficie más las fuerzas másicas [45].

Para el caso de fluidos en reposo, el tensor de esfuerzos σ_{ij} estará compuesto únicamente por las fuerzas de presión normales al volumen de control. Por lo tanto, independientemente de la orientación de los ejes de coordenadas, para un líquido en reposo el tensor de esfuerzos σ_{ij} se reduce a [44]:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -p & 0 & 0 \\ 0 & -p & 0 \\ 0 & 0 & -p \end{pmatrix} \quad (4-11)$$

Para flujos en movimiento, además de las fuerzas de presión (normales al volumen de control), habrá que tener en cuenta las fuerzas de origen viscoso (tangenciales al volumen de control). En este caso, el tensor de esfuerzos σ_{ij} adoptará la siguiente forma [44]:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -p & 0 & 0 \\ 0 & -p & 0 \\ 0 & 0 & -p \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (4-12)$$

donde τ_{ij} es el tensor de esfuerzos viscosos y representa a la componente viscosa del tensor de esfuerzos σ_{ij} , siendo esta expresión válida tanto para flujos compresibles como para flujos incompresibles.

En el caso concreto de flujos incompresibles e isotermos, el tensor de esfuerzos viscosos τ_{ij} presentará la siguiente forma [44]:

$$\tau_{ij} = 2\mu\varepsilon_{ij} \quad (4-13)$$

donde ε_{ij} es el tensor ratio de tensión y μ la viscosidad. Dicha expresión confirma que las fuerzas de origen viscoso, representadas por el tensor de esfuerzos viscosos τ_{ij} , son linealmente proporcionales a las tensiones, representadas estas a su vez por el tensor ratio de tensión ε_{ij} .

En coordenadas cartesianas, de las 9 componentes del tensor de esfuerzos viscosos τ_{ij} , únicamente 6 serán independientes debido a cuestiones de simetría [44]:

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix}$$

$$= \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (4 - 14)$$

A partir de las ecuaciones 4 – 12 y 4 – 14, las coordenadas del tensor de esfuerzos σ_{ij} (referido a coordenadas cartesianas) serán las siguientes [44]:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} -p & 0 & 0 \\ 0 & -p & 0 \\ 0 & 0 & -p \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (4 - 15)$$

Finalmente, combinando las tres componentes dentro de una misma ecuación vectorial, se obtiene como resultado la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento en forma diferencial para flujos incompresibles y viscosidad constante [44]:

$$\rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \rho \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} = -\nabla p + \rho \vec{g} + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (4 - 16)$$

De las expresiones 4 – 1 a 4 – 16 se derivarán las formas expandidas de las expresiones correspondientes a las ENS para flujos incompresibles e isotermos en coordenadas cartesianas [44]:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4 - 17)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (4 - 18)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \rho g_y + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (4 - 19)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (4 - 20)$$

De la misma manera que en el caso de las ENS en coordenadas cartesianas, se obtienen las formas expandidas para flujos incompresibles e isotermos en coordenadas cilíndricas [44]:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(ru_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial(u_\theta)}{\partial \theta} + \frac{\partial(u_z)}{\partial z} = 0 \quad (4 - 21)$$

$$\begin{aligned} \rho & \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\ &= - \frac{\partial p}{\partial r} + \rho g_r \quad (4 - 22) \\ &+ \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho & \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \\ &= - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \rho g_\theta \quad (4 - 23) \\ &+ \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho & \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \\ &= - \frac{\partial p}{\partial z} + \rho g_z + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \quad (4 - 24) \end{aligned}$$

Para finalizar, las 6 componentes independientes del tensor de esfuerzos viscosos τ_{ij} en coordenadas cilíndricas resultarán las siguientes:

$$\begin{aligned} \tau_{ij} &= \begin{pmatrix} \tau_{rr} & \tau_{r\theta} & \tau_{rz} \\ \tau_{\theta r} & \tau_{\theta\theta} & \tau_{\theta z} \\ \tau_{zr} & \tau_{z\theta} & \tau_{zz} \end{pmatrix} = \\ &= \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial u_r}{\partial r} & \mu \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right] & \mu \left(\frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) \\ \mu \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{u_\theta}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right] & 2\mu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r} \right) & \mu \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) & \mu \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} \right) & 2\mu \frac{\partial u_z}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (4 - 25) \end{aligned}$$

Las ENS en coordenadas cilíndricas serán de gran utilidad a la hora de plantear la resolución de problemas en 3D con volúmenes de control de forma cilíndrica.

4.3 Ecuación de conservación de la energía

A la hora de contabilizar los fenómenos relacionados con la transferencia de calor o la compresibilidad de los gases, habrá que añadir a las ENS una ecuación más, conocida como ecuación de conservación de la energía.

Las ENS más la ecuación de conservación de la energía formarán un sistema de ecuaciones acoplado y no lineal, permitiendo de esta forma una modelización correcta del flujo de un fluido, mediante el balance de fenómenos convectivos y difusivos.

En concreto, la resolución de la ecuación de la energía permitirá conocer el campo de temperaturas (T) y flujos de calor (q) tanto en sólidos como en fluidos compresibles e incompresibles.

Aplicando el teorema de transporte de Reynolds a la energía interna (e), se obtiene la siguiente expresión, suma de términos temporal, convectivo, difusivo y fuente (S_e) [46]:

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} e) = -\nabla \cdot q + S_e \quad (4 - 26)$$

Por definición, la energía interna de un fluido es el producto del calor específico a presión constante (c_p) por la temperatura [47]:

$$e = c_p T \quad (4 - 27)$$

Sustituyendo la expresión 4 – 27 en la 4 – 26 se obtiene [46]:

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} c_p T) = -\nabla \cdot q + S_e \quad (4 - 28)$$

Según la Ley de Fourier aplicada al flujo de calor [47]:

$$q = -\kappa \nabla T \quad (4 - 29)$$

Por lo que sustituyendo 4 – 29 en 4 – 28 se obtiene la siguiente expresión [46]:

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} c_p T) = \nabla \cdot (\kappa \nabla T) + S_e \quad (4 - 30)$$

La expresión 4 – 30 es la ecuación de la energía interna, la cual puede ser utilizada tanto para fluidos como para sólidos. En el caso de sólidos se prescindirá del término convectivo debido a que la velocidad resulta en estos casos nula [46].

Aun así, la expresión 4 – 30 no será suficiente para el caso de flujos compresibles. La energía interna en este caso puede transformarse en energía cinética (K), por lo que su valor no puede ser despreciado frente al de la energía interna, debiendo ser tenido en cuenta en este caso [46].

Por todo lo anterior, habrá que incluir en la expresión 4 – 30 los términos correspondientes a la energía cinética del sistema.

La energía cinética por unidad de masa de una corriente de flujo será igual a [47]:

$$K = \frac{1}{2}(\vec{v} \cdot \vec{v}) = \frac{1}{2}(|\vec{v}|)^2 \quad (4 - 31)$$

Hay que encontrar una ecuación diferencial para la energía cinética asociada a la corriente de flujo. A este respecto, habrá que tener en consideración las siguientes expresiones [48]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\vec{v} \cdot \vec{v}) = \vec{v} \cdot \frac{\partial}{\partial t}(\vec{v}) + \vec{v} \cdot \frac{\partial}{\partial t}(\vec{v}) \quad (4 - 32)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(\frac{1}{2}\vec{v} \cdot \vec{v}\right) = \vec{v} \cdot \frac{\partial}{\partial t}(\vec{v}) \quad (4 - 33)$$

La relación 4 – 33 será de gran utilidad debido a que se podrá emplear junto con la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento con el fin de obtener la ecuación de conservación de la energía cinética para una corriente fluida [46].

Por lo tanto, sustituyendo la relación 4 – 33 dentro de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento 4 – 10, la ecuación de conservación de la energía cinética resultará igual a [46]:

$$\frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} K) = \nabla \cdot (\sigma \cdot \vec{v}) + \rho g \cdot \vec{v} \quad (4 - 34)$$

Se define la energía total (E) de un sistema a la suma de su energía interna (e) y su energía cinética (K) [47]:

$$E = e + K \quad (4 - 35)$$

Por lo tanto, la ecuación de la energía total del sistema (E) será la suma de las ecuaciones de conservación de la energía interna y la energía cinética para una corriente fluida [46]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} e) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} K) \\ = -\nabla \cdot q + S_e + \nabla \cdot (\sigma \cdot \vec{v}) + \rho g \cdot \vec{v} \end{aligned} \quad (4-36)$$

Teniendo en cuenta que la energía total (E) es la suma de la energía interna (e) más la energía cinética (K) según la relación 4 – 35, se obtiene una ecuación de conservación de la energía total de la siguiente forma [48]:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} E) = -\nabla \cdot q + S_e + \nabla \cdot (\sigma \cdot \vec{v}) + \rho g \cdot \vec{v} \quad (4-37)$$

Habitualmente, el tensor de esfuerzos σ se descompone en dos componentes, una tangencial o cortante y otra de presión o normal [47]:

$$\sigma = \tau - pI \quad (4-38)$$

Sustituyendo la descomposición del tensor de esfuerzos 4 – 38 en la ecuación de conservación de la energía total del sistema 5 – 37, se obtiene la siguiente expresión para la ecuación de conservación de la energía total del sistema [46]:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} E) + \nabla \cdot (p \vec{v}) = -\nabla \cdot q + S_e + \nabla \cdot (\tau \cdot \vec{v}) + \rho g \cdot \vec{v} \quad (4-39)$$

En el caso particular del código CFD ANSYS Fluent empleado durante el desarrollo de la presente Tesis Doctoral, se combinan los términos de presión y convectivo [41]:

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = -\nabla \cdot q + S_e + \nabla \cdot (\tau \cdot \vec{v}) + \rho g \cdot \vec{v} \quad (4-40)$$

La expresión 4 – 40 será la utilizada por el solver de ANSYS Fluent denominado “*Density-Based Solver*” (DBS en adelante). Por el contrario, el solver de ANSYS Fluent denominado “*Pressure-Based Solver*” (PBS en adelante) utilizará la ecuación de la conservación de la energía interna en lugar de la ecuación de conservación de la energía total [41].

La anterior distinción se debe a que, en flujos incompresibles los fenómenos relacionados con la energía cinética van a ser despreciables frente a los cambios en la energía interna del sistema (e) [46].

En cuanto a la solución a la ecuación de conservación de la energía, si se considera esta en su forma dividida [46]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} e) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} K) \\ = -\nabla \cdot q + S_e + \nabla \cdot (\sigma \cdot \vec{v}) + \rho g \cdot \vec{v} \end{aligned} \quad (4 - 41)$$

Los términos que contienen la energía cinética (K) serán conocidos debido a que la ecuación de la energía se resuelve con posterioridad a la resolución de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento, obteniéndose de la resolución de esta el valor de la velocidad.

Por lo tanto, lo que se buscará con la resolución de la ecuación de conservación de la energía será el valor de la energía interna del sistema (e), a partir del cual se podrá conocer el campo de temperaturas del sistema a través de la relación 4 – 27 [46].

Algunos códigos CFD resuelven la entalpía (h) en lugar de la energía interna (e). La entalpía se define como [47]:

$$h = e + \frac{p}{\rho} \quad (4 - 42)$$

lo que resultará muy útil para el caso del estudio de sistemas en los que se produzcan reacciones químicas y fenómenos de combustión.

En el caso de utilizar la entalpía, se puede reescribir la ecuación de conservación de la energía total en términos de entalpía (h) en lugar de energía interna (e). Se comienza por dividir el tensor de esfuerzos en sus componentes normal (o de presión) y tangencial (o cortante) según la relación 4 – 38. La ecuación de conservación de la energía total resultará ahora de la siguiente forma [46]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} e) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} K) + \nabla \cdot (p \vec{v}) \\ = -\nabla \cdot q + S_e + \nabla \cdot (\tau \cdot \vec{v}) + \rho g \cdot \vec{v} \end{aligned} \quad (4 - 43)$$

A partir de la definición de entalpía [47]:

$$\rho h = \rho e + p \quad (4 - 44)$$

Por lo que se puede reescribir la ecuación de conservación de la energía total en términos de entalpía [46]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho K)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} K) + \nabla \cdot (p \vec{v}) - \frac{\partial p}{\partial t} \\ = -\nabla \cdot q + S_e + \nabla \cdot (\tau \cdot \vec{v}) + \rho g \cdot \vec{v} \end{aligned} \quad (4 - 45)$$

4.4 Turbulencia

Se define como régimen laminar aquel en el que las capas de fluido se deslizan unas sobre otras como si se tratase de verdaderas láminas fluidas. Es además estacionario, lo que significa que sea cual sea el instante considerado en cada punto del espacio ocupado por el fluido, la velocidad de la partícula que en él se encuentra es la misma, aunque varíe de unos puntos a otros. En consecuencia, el vector velocidad que define el campo en dicho punto es independiente del tiempo, dependiendo únicamente de la posición [47].

Se define como régimen turbulento aquel en el que en cada punto del espacio ocupado por el fluido, la velocidad de la partícula que en él se encuentra toma más de un valor a medida que transcurre el tiempo y en su corriente hay formación de torbellinos o remolinos [47].

En el régimen turbulento, las distintas variables fluidas (presión, velocidad, etc.) fluctúan de manera desordenada. Se trata de un estado no estacionario desde el punto de vista macroscópico, en el que las variables fluidas adoptan valores dependientes tanto de la posición como del tiempo de un modo aleatorio [50].

La ilustración 4.1 muestra las diferentes estructuras que aparecen a lo largo de una corriente de flujo en régimen turbulento, diferenciándose entre pequeñas y grandes estructuras:

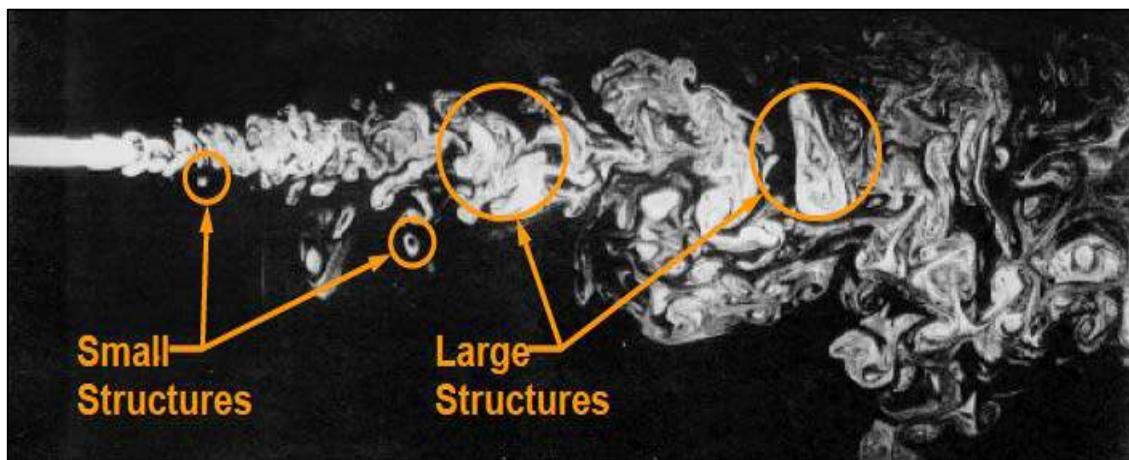


Ilustración 4.1 Estructuras del flujo turbulento [51]

El número de Reynolds (Re) de un flujo dará una medida de la importancia relativa de las fuerzas de inercia, asociadas a efectos convectivos, respecto de las fuerzas viscosas, asociadas a efectos difusivos [49]:

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (4 - 46)$$

donde V es la velocidad, L es una longitud característica (el diámetro de una tubería o la distancia desde el borde de ataque de una placa plana) y ν es la viscosidad cinemática.

La viscosidad cinemática (ν) se relaciona a su vez con la viscosidad dinámica (μ) de la siguiente forma [47]:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (4 - 47)$$

Se comprueba experimentalmente que, salvo pequeñas variaciones debidas a la rugosidad de las paredes de una tubería, para cualquier fluido el flujo es laminar si $Re < 2000$. Para valores entre $2000 < Re < 4000$ el régimen es de transición. Y para $Re > 4000$ el flujo es claramente turbulento. A este respecto, se considera una buena aproximación tomar como valor crítico del número de Reynolds el de 2400 [47].

La descripción del movimiento de las partículas fluidas debido a la turbulencia resulta altamente compleja y constituye un problema sin solución desde el punto de vista de los métodos numéricos. En este sentido, habrá que acudir a modelos en base a diferentes aproximaciones, entre los que destacan los de simulación directa, simulación de grandes vórtices y promediado temporal de las ENS [50].

Los modelos de simulación directa de las ecuaciones DS (siglas en inglés de “*Direct Simulation*”), no son en sí mismos un modelo de turbulencia. Consisten básicamente en la realización de discretizaciones temporales y espaciales que simulan un problema determinado [50].

La resolución directa de las ENS resultará abordable únicamente para problemas simples de interés académico. Las limitaciones en memoria de almacenamiento de variables y el tiempo de cálculo hacen inviable la solución generalizada de problemas mediante el empleo de técnicas DS [50].

Los modelos por simulación de grandes vórtices LES (siglas en inglés de “*Large Eddy Simulation*”), reducen la complejidad de las ENS, considerando únicamente una parte de los fenómenos turbulentos [50].

En los modelos LES se estudia el intercambio de energía entre las “*fluctuaciones de gran escala*”, mientras que se simula el efecto de las de menor escala. Se trata, en definitiva, de modelos intermedios entre la DS y el promediado temporal de las ENS, extendiendo el promedio temporal a la captura de efectos turbulentos básicos [50].

Debido al elevado coste computacional de los modelos DS y LES, surgen los modelos RANS (siglas en inglés de “*Reynolds Averaged Navier-Stokes*”) o modelos de promedio temporal de las ecuaciones de gabinete. Se basan en la descomposición de las variables fluidas en su valor medio y valor fluctuante [50]:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i \quad (4 - 48)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (4 - 49)$$

El promedio temporal se define como [50]:

$$\bar{f} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T f(x_i, t) dt \quad (4 - 50)$$

donde el periodo de integración (T) es lo suficientemente grande en comparación con la escala temporal de la turbulencia, y a la vez lo suficientemente pequeño como para captar cualquier fenómeno no estacionario diferente al de la turbulencia [50].

Con el proceso de promediado de las ENS surge un nuevo término, denominado “*tensiones de Reynolds*”, constituido por las medias de los productos de las fluctuaciones de las componentes de la velocidad, cuya relación con las componentes medias del flujo es desconocida [50]:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial (\rho \bar{\vec{v}})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{\vec{v}} \bar{\vec{v}}) \\ &= -\nabla \bar{p} + \nabla \cdot \left[\mu \left((\nabla \bar{\vec{v}}) + (\nabla \bar{\vec{v}})^T \right) \right] + \rho g - \nabla \left(\frac{2}{3} \mu (\nabla \cdot \bar{\vec{v}}) \right) \quad (4 - 51) \\ & \quad - \nabla \cdot (\overline{\rho \vec{v}' \vec{v}'}) \end{aligned}$$

La aproximación más común al término de tensiones de Reynolds es la conocida como “*hipótesis de Boussinesq*” [48]:

$$-\overline{\rho \vec{v}' \vec{v}'} = \mu_t ((\nabla \vec{v}) + (\nabla \vec{v})^T) - \frac{2}{3} \rho k I - \frac{2}{3} (\nabla \cdot \vec{v}) I \quad (4 - 52)$$

donde μ_t se conoce con el nombre de “*viscosidad turbulenta*”, y cuyo valor será necesario conocer con el fin de proceder al cierre de ecuaciones.

Para obtener una relación entre las medias de los productos de las fluctuaciones de las componentes de la velocidad y las componentes medias del flujo, será necesario introducir una expresión adicional, denominada “*modelo de turbulencia o cierre*” [50].

La aplicación de modelos de turbulencia RANS dará lugar a un campo de flujo promediado y simulado, más uniforme que en el caso del flujo real, reduciéndose de forma drástica el número de puntos necesarios para una correcta discretización espacial y temporal del problema [50].

En la ilustración 4.2 se muestra una comparativa del aspecto de un perfil de velocidades instantáneas frente a un perfil de velocidades promediadas RANS:

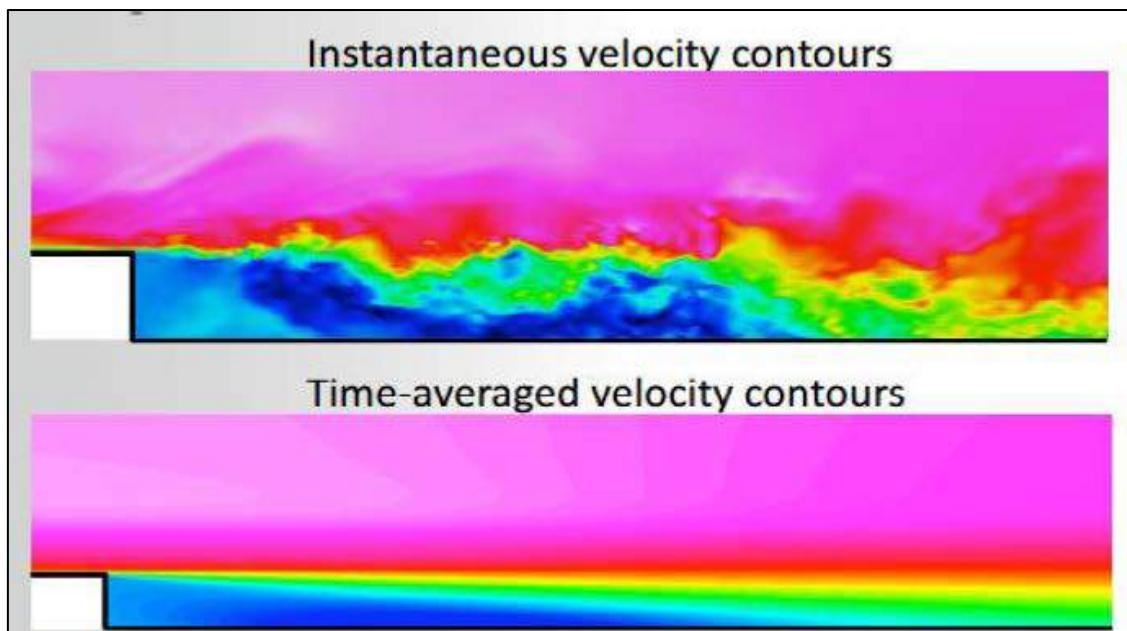


Ilustración 4.2 Perfil de velocidades instantáneas frente a velocidades promediadas [51]

En la ilustración 4.3 aparece un listado de modelos de turbulencia RANS, ordenados de menor a mayor coste computacional, integrados en la mayor parte de los códigos CFD de uso generalizado:

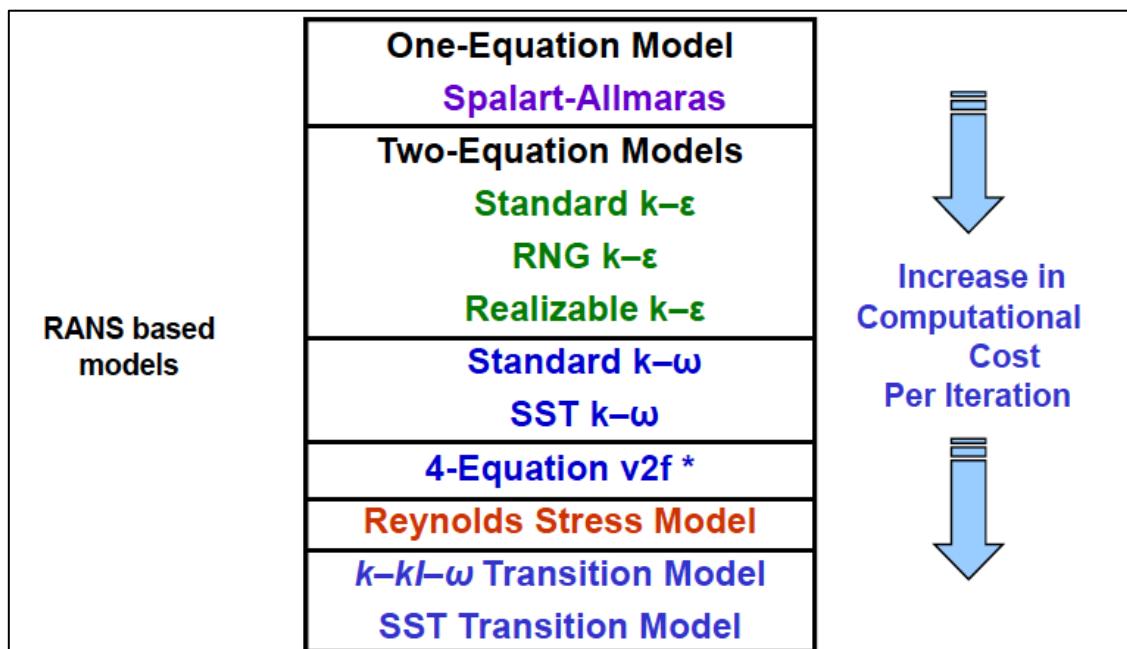


Ilustración 4.3 Modelos de turbulencia RANS clasificados por el número de ecuaciones [51]

4.5 Capa límite

Se denomina “capa límite” a la película delgada de líquido que se desarrolla sobre la superficie de un sólido debido a la viscosidad, de modo que tanto el líquido como el sólido adquieren la misma velocidad en la pared (velocidad cero). A esto se denomina “condición de adherencia” [49].

La ilustración 4.4 muestra la forma de la capa límite que se genera sobre una placa plana. Cerca del borde de ataque el flujo es laminar, progresando a turbulento con una etapa intermedia denominada “capa de transición”.

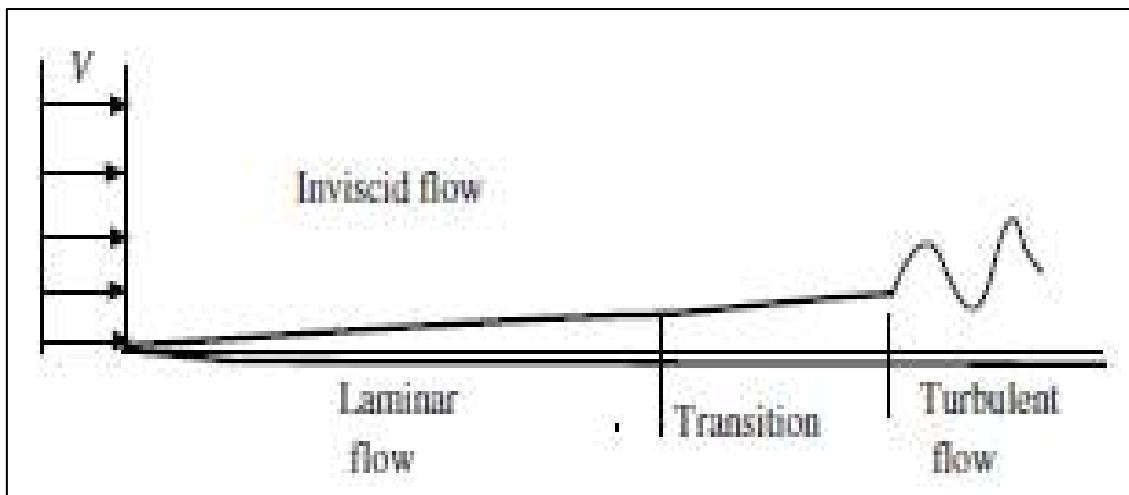


Ilustración 4.4 Detalle de la capa límite formada sobre una placa plana [49]

En este caso concreto, el número de Reynolds (Re) correspondiente a una corriente de flujo viscoso referido a una distancia y de la pared de una placa plana vendrá dado por la siguiente expresión [52]:

$$Re_y = \frac{uy}{v} \quad (4 - 53)$$

donde u es la velocidad del fluido en una zona alejada de la pared.

En la medida que el valor de y es del orden de la longitud de la placa L , son las fuerzas de inercia las que dominan el régimen fluido. Ahora bien, conforme la magnitud y se va reduciendo, es decir, para zonas próximas a la pared donde el valor de Re_y se aproxima a la unidad, las fuerzas de inercia se igualan a las viscosas. En estos casos, la velocidad del flujo únicamente dependerá de la distancia a la pared y , la densidad ρ , la viscosidad dinámica μ y la tensión cortante de pared τ_w [57]:

$$u = f(y, \rho, \mu, \tau_w) \quad (4 - 54)$$

A partir del análisis dimensional de 4 – 54 se demuestra que [52]:

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} = f\left(\frac{\rho u_\tau y}{\mu}\right) = f(y^+) \quad (4 - 55)$$

La expresión 4 – 55 se denomina “*ley de pared*”. Dicha expresión contiene la definición de dos importantes magnitudes adimensionales, u^+ e y^+ . En este caso, la velocidad u_τ se denomina “*velocidad de fricción*” [52]:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \quad (4 - 56)$$

En regiones alejadas de la pared, la velocidad en un punto se verá afectada por el efecto retardante de las tensiones cortantes de pared y no por el efecto de la viscosidad. La escala de longitud apropiada para esta región será el espesor de la capa límite δ . Por lo tanto, se verifica [52]:

$$u = g(y, \delta, \rho, \tau_\omega) \quad (4 - 57)$$

A partir del análisis dimensional de 4 – 57 se demuestra que [52]:

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} = g\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (4 - 58)$$

Considerando únicamente las tensiones cortantes de pared como la causa del déficit de velocidad, esta decrecerá conforme se aproxime al borde de la capa límite [52]:

$$\frac{u_{max} - u}{u_\tau} = g\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (4 - 59)$$

expresión 4 – 59 que se conoce con el nombre de “*ley de defecto de velocidad*”.

A su vez, la zona más próxima a la pared donde el flujo se encuentra dominado por efectos viscosos se denominará “*subcapa viscosa*”.

La subcapa viscosa será, en la práctica, extremadamente fina ($y^+ < 5$). Además, se asume que en esta zona los esfuerzos cortantes se comportan de manera constante, coincidiendo su valor con la tensión cortante de pared (τ_ω) a través de toda la subcapa [52]:

$$\tau(y) = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \cong \tau_\omega \quad (4 - 60)$$

Integrando respecto de y con la condición $u = 0$ si $y = 0$, se obtiene una relación lineal entre la componente principal de la velocidad y la distancia a la pared [52]:

$$\tau(y) = \frac{\tau_\omega y}{\mu} \quad (4 - 61)$$

A partir de las definiciones de u^+ e y^+ , se obtiene la siguiente relación para subcapa viscosa [52]:

$$u^+ = y^+ \quad (4 - 62)$$

Debido a la relación lineal entre la velocidad (u^+) y la distancia a la pared (y^+), la capa de flujo adyacente a la pared se conocerá también con el nombre de “*subcapa lineal*” [52].

Más allá de la subcapa viscosa ($30 < y^+ < 500$), existe una región donde los fenómenos de viscosidad y turbulencia son importantes. En esta región se asume que los esfuerzos cortantes τ son constante e iguales a los de pared τ_ω . Se asume también una escala de longitud de turbulencia $l_m = \kappa y$, lo que permite obtener para esta zona una relación entre las magnitudes u^+ e y^+ dimensionalmente correcta [52]:

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(y^+) + B = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (4 - 63)$$

donde $\kappa \approx 0.4$ (constante de Von Karman) y $B \approx 5.5$ (o $E \approx 9.8$) para paredes lisas, siendo constantes universales válidas para cualquier flujo turbulento que discurra por paredes lisas a elevados Re . Debido a la relación logarítmica entre u^+ e y^+ , la expresión 4 – 63 se conoce también como “*ley logarítmica*”, mientras la capa donde $30 < y^+ < 500$ recibe el nombre de “*capa logarítmica*” [52] (ilustración 4.5):

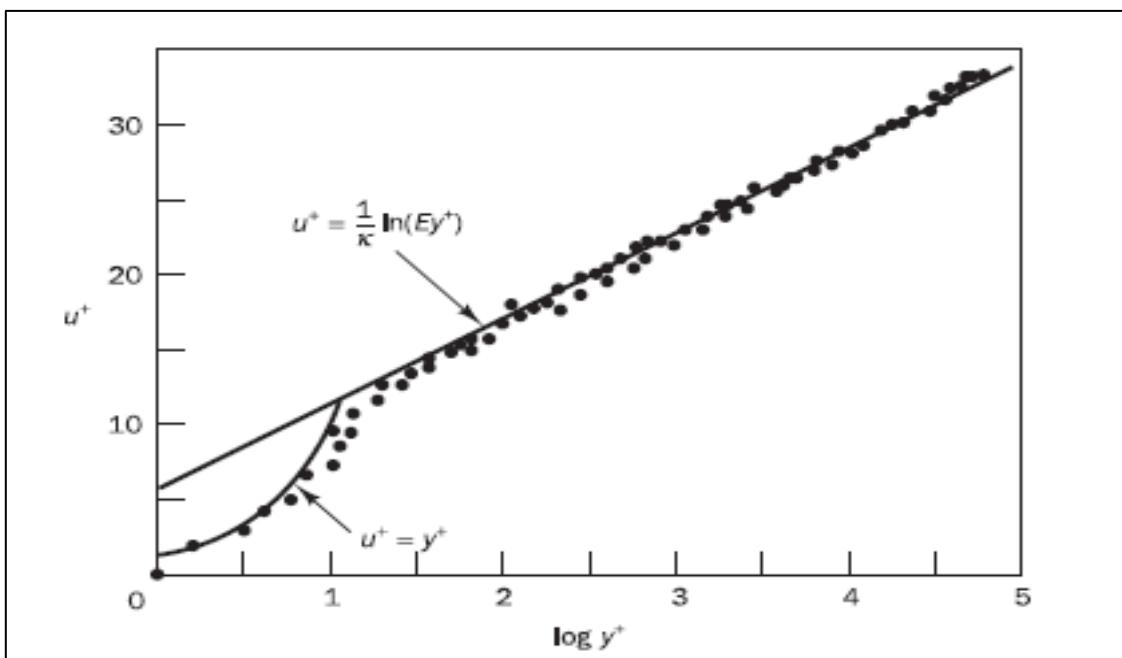


Ilustración 4.5 Distribución de velocidades en las cercanías de la pared [52]

4.5.1 Modelo k – ε

El modelo de turbulencia k – ε fue propuesto por primera vez en 1973 y está basado en las ecuaciones de transporte para la energía cinética asociada a la turbulencia (k) y su tasa de disipación debido a la viscosidad (ε) [41].

En el modelo k – ε la viscosidad turbulenta (μ_t) se relaciona con energía cinética asociada a la turbulencia (k) y su tasa de disipación debido a la viscosidad (ε) de la siguiente forma [51]:

$$\mu_t = C_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (4 - 64)$$

Tanto la energía cinética asociada a la turbulencia (k) como su tasa de disipación debido a la viscosidad (ε), tienen sus correspondientes ecuaciones de transporte. Para k, la ecuación de transporte será la misma para todas las variantes del modelo k – ε [51]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k + P_b - \rho \varepsilon + S_k \quad (4 - 65)$$

donde P_k es el término de producción relacionado con la velocidad en la dirección principal de la corriente, P_b es el debido a la flotabilidad y S_k es un término fuente a definir por el usuario.

La ecuación de transporte para la tasa de disipación de la variante “realizable” del modelo k – ε es la siguiente [41]:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \varepsilon) \\ &= \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_1 \frac{\varepsilon}{k} C_3 P_b + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (4 - 66)$$

donde C_1 , C_2 y C_3 son coeficientes y σ_k y σ_ε son los números de turbulencia de Prandtl para k y ε, presentando los siguientes valores [41]:

$$C_1 = 1.44, C_2 = 1.9, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2 \quad (4 - 67)$$

Los coeficientes C_1 , C_2 y C_μ se encuentran amortiguados por funciones empíricas de amortiguamiento f_1 , f_2 y f_μ . Gracias a este artificio matemático, las ecuaciones se pueden emplear tanto en la subcapa viscosa (formulación para bajos Re) como fuera de ella (formulación para elevados Re) [48]:

$$f_1 = 1 \quad (4 - 68)$$

$$f_2 = 1 - 1.3 \exp(-Re_T^2) \quad (4 - 69)$$

$$f_\mu = \exp\left(\frac{-3.4}{(1 + (Re_T/50))^2}\right) \quad (4 - 70)$$

donde Re_T es el número de Reynolds turbulento [48]:

$$Re_T = \frac{\rho k^2}{\mu \varepsilon} \quad (4 - 71)$$

El número Re_T relaciona la fuerza debida a la turbulencia cercana a la pared con respecto de la viscosidad. Con valores de Re_T pequeños, dominarán los esfuerzos viscosos, como sucede en la zona de la subcapa viscosa [48].

La función amortiguadora reducirá la viscosidad turbulenta en cada celda del dominio, menos en aquellas adyacentes a la pared. Por lo tanto, la viscosidad laminar dominará el término de difusión en la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento. En zonas alejadas de la pared ($Re \sim 10^6$) la función amortiguadora no presentará ninguna actividad [48].

La variante del modelo $k - \varepsilon$ realizable se diferencia del resto de variantes del modelo $k - \varepsilon$ en dos aspectos importantes [54]:

- Contiene una fórmula alternativa para el cálculo de la viscosidad turbulenta (μ_t).
- La ecuación de transporte para la tasa de disipación debido a la viscosidad (ε) se encuentra modificada a partir de una ecuación exacta para el transporte de la fluctuación de la vorticidad cuadrática media.

Para el cálculo de la viscosidad turbulenta (μ_t) en el modelo $k - \varepsilon$ realizable, la constante C_μ deja de ser constante para adoptar el siguiente valor [41]:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{ku^*}{\varepsilon}} \quad (4 - 72)$$

donde [41]:

$$u^* = \sqrt{SS + \Omega\Omega} \quad (4 - 73)$$

siendo S y Ω los tensores de deformación por cizalla y velocidad media de rotación respectivamente. Para las constantes A_0 y A_s [41]:

$$A_0 = 4.04, \quad A_s = \sqrt{6} \cos \varphi \quad (4 - 74)$$

donde φ es función de la deformación por esfuerzos aplicados (S).

4.5.2 Modelo $k - \omega$

El modelo de turbulencia $k - \omega$ fue propuesto por primera vez por Kolmogorov en el año 1942. A partir de entonces se han desarrollado diferentes versiones en función de su aplicabilidad, como se puede comprobar en la ilustración 4.6:

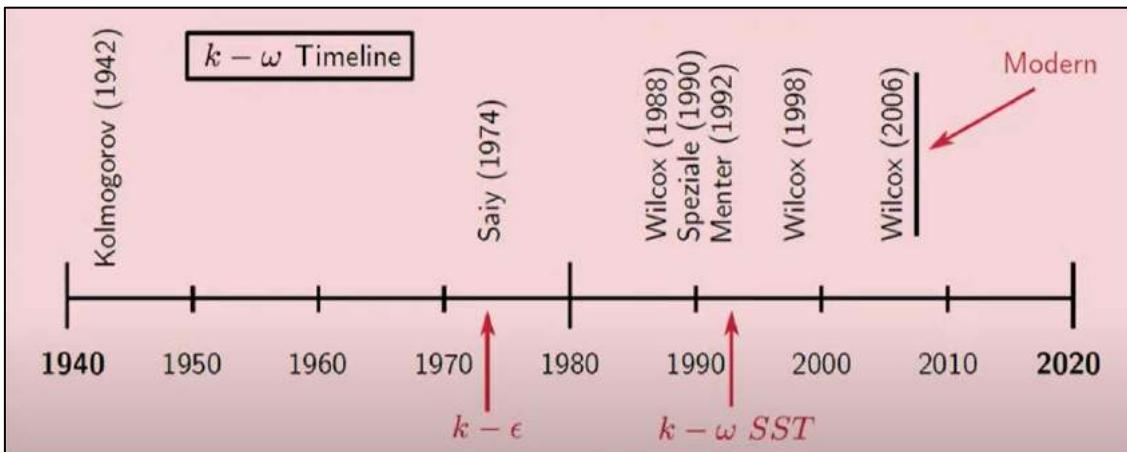


Ilustración 4.6 Evolución de las versiones del modelo $k - \omega$ desde Kolmogorov hasta Wilcox [48]

A diferencia del modelo $k - \varepsilon$, en el que ε es la tasa de disipación de energía cinética asociada a la turbulencia en m^2/s^3 , en el modelo $k - \omega$ el parámetro ω es la tasa de disipación específica de energía cinética asociada a la turbulencia en $1/\text{s}$ [48]:

$$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu k} \quad C_\mu = 0.09 \quad (4 - 75)$$

En el modelo $k - \omega$, las ecuaciones de transporte para k y ω son [55]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} k) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) + P_k - \rho \varepsilon \quad (4 - 76)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \omega) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \omega \right) + \frac{\gamma}{v_t} P_k - \beta \rho \omega^2 \quad (4 - 77)$$

Al contrario del modelo $k - \varepsilon$ que emplea funciones de amortiguamiento no muy precisas ante la presencia de gradientes de presiones adversos, en el modelo $k - \omega$ no existen las ecuaciones de amortiguamiento, por lo que resultará mucho más preciso en aplicaciones de aerodinámica y turbinas. Como desventaja, el $k - \omega$ será mucho más dependiente de las condiciones de turbulencia en zonas alejadas de la pared ($Re \approx 10^6$), por lo que pequeños cambios en los valores de turbulencia en estas zonas podrán afectar de forma considerable a los resultados y, por lo tanto, a la precisión del modelo [48].

Una posible solución a la falta de precisión del modelo $k - \omega$ en zonas alejadas de la pared ($Re \approx 10^6$) consiste en combinar los modelos $k - \omega$ y $k - \varepsilon$. Esta es la base de la variante SST (siglas en inglés de “Shear-Stress Transport”) del modelo $k - \omega$ [56].

Por lo tanto, el modelo $k - \omega$ SST se centrará en mejorar los siguientes puntos débiles de los modelos $k - \varepsilon$ y $k - \omega$ [48]:

- Las funciones de amortiguación (f) del modelo $k - \varepsilon$ lo hacen poco preciso en zonas cercanas a la pared (zonas de bajo Re donde dominan los esfuerzos viscosos).
- El modelo $k - \omega$ resulta muy sensible a los valores de turbulencia en zonas alejadas de la pared ($Re \approx 10^6$).
- Debido a la mala predicción de la separación de la capa límite en superficies lisas realizada por ambos modelos, los esfuerzos tangenciales de pared obtenidos serán superiores a los esperados.

A partir de la ecuación de disipación de turbulencia ε del modelo $k - \varepsilon$ “standard” [41]:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\varepsilon) = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \varepsilon \right) + C_1 P_k \frac{\varepsilon}{k} - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (4 - 78)$$

y conociendo la relación existente entre ε , k y ω de la ecuación 4 – 75, sustituyéndola en la ecuación de disipación 4 – 78 [56]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\omega) \\ = \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \omega \right) + \frac{\gamma}{v_t} P_k - \beta \rho \omega^2 + 2 \frac{\rho \sigma_{\omega^2}}{\omega} \nabla k : \nabla \omega \end{aligned} \quad (4 - 79)$$

Si se compara la ecuación 4 – 79 con la 4 – 77 de transporte para ω , se observa que ambas expresiones coinciden, excepto en un término adicional [56]:

$$+ 2 \frac{\rho \sigma_{\omega^2}}{\omega} \nabla k : \nabla \omega \quad (4 - 80)$$

Si se multiplica el término adicional 4 – 80 por una función de combinación F_1 tal que [56]:

$$2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega^2}}{\omega} \nabla k : \nabla \omega \quad (4 - 81)$$

donde [48]:

$$\nabla k \cdot \nabla \omega = \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial k}{\partial x} \frac{\partial \omega}{\partial x} + \frac{\partial k}{\partial y} \frac{\partial \omega}{\partial y} + \frac{\partial k}{\partial z} \frac{\partial \omega}{\partial z} \quad (4 - 82)$$

Para $F_1 = 0$, la ecuación de disipación de energía cinética turbulenta empleada por el modelo $k - \omega$ SST será la correspondiente a ε , mientras que para $F_1 = 1$, la ecuación de disipación empleada será la correspondiente a ω [56].

Gracias a este artificio matemático, el modelo $k - \omega$ SST empleará el modelo de turbulencia $k - \omega$ en las proximidades de la pared, mientras que en las zonas alejadas empleará el modelo de turbulencia $k - \varepsilon$ [56].

A efectos prácticos, con el fin de que la transición entre modelos sea lo más suave posible, se utilizará la siguiente función de combinación [48]:

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (4 - 83)$$

El valor correspondiente a \arg_1 dependerá de la distancia a la pared d más cercana al punto de cálculo, siendo en ocasiones el mismo valor que para el caso de la distancia normal a la pared y [48]:

$$\arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500v}{d^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{\omega_2} k}{CD_{k\omega} d^2} \right] \quad (4 - 84)$$

La ilustración 4.7 representa la función de combinación F_1 :

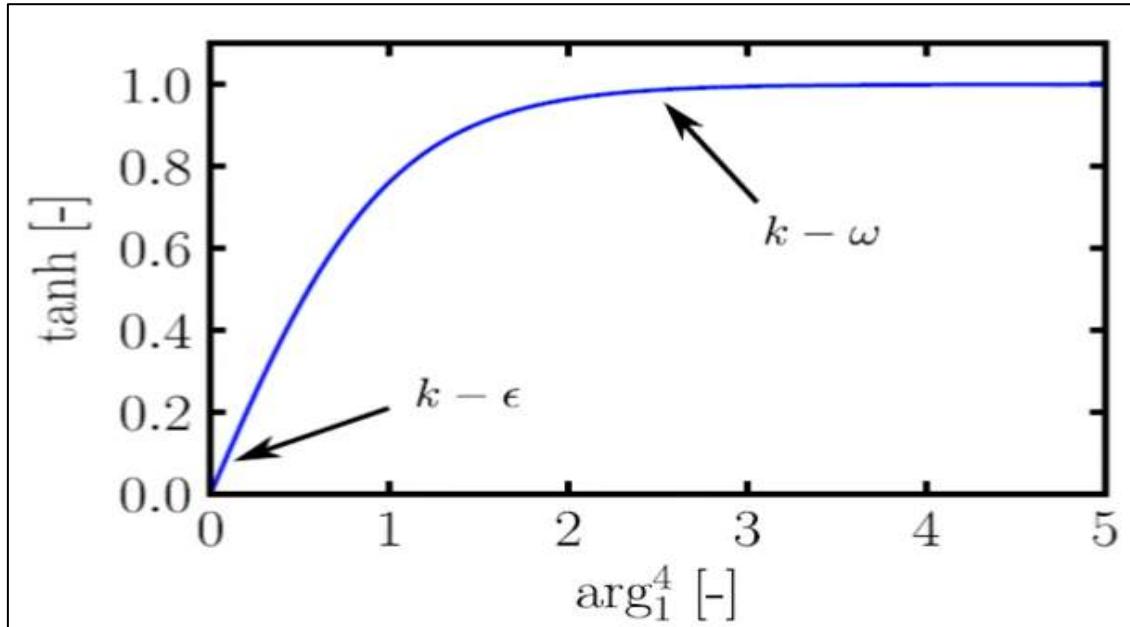


Ilustración 4.7 Plot de la función de combinación F_1 [48]

El modelo $k - \omega$ SST también emplea funciones de combinación para la combinación de constantes empíricas entre modelos $k - \varepsilon$ y $k - \omega$ [48]:

$$\phi = F_1\phi_\omega + (1 - F_1)\phi_\varepsilon \quad (4 - 85)$$

siendo ϕ_ε y ϕ_ω constantes empíricas de los modelos $k - \varepsilon$ y $k - \omega$ respectivamente.

La variante BST (siglas en inglés de “Baseline Stress Transport”) del modelo $k - \omega$ incluye la función F_1 . El paso del modelo $k - \omega$ BST al $k - \omega$ SST supone además incluir el denominado “*limitador de viscosidad*” [56]:

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \Rightarrow \mu_t = \frac{a_1 \rho k}{\max(a_1 \omega, \gamma F_2)} \quad (4 - 86)$$

La nueva expresión para la viscosidad turbulenta (μ_t) incorporada en el modelo $k - \omega$ SST resultará mucho más precisa debido a que ha sido desarrollada a partir de medidas experimentales de separación de flujo [56].

F_2 es otra función de combinación. Si F_2 o γ son grandes, el valor de viscosidad se limita. Mediante este artificio se simula el fenómeno de separación de la capa límite a través de la reducción de la viscosidad turbulenta (μ_t), lo que consigue una disminución de los esfuerzos superficiales de origen viscoso (τ), compatibles a su vez con el fenómeno de desprendimiento de capa límite [56].

En el caso de la función de combinación F_2 [56]:

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (4 - 87)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500\nu}{\omega d^2}\right) \quad (4 - 88)$$

Como se puede comprobar en 4 – 88, la función de combinación dependerá de la distancia a la pared más cercana d , de modo que F_2 aumentará de valor mientras que d se reduce, o lo que es lo mismo, cuanto más cerca se está de la pared.

Por lo tanto, el modelo $k - \omega$ SST mejorará los cálculos de predicción de desprendimiento de capa límite, debido principalmente a la limitación de viscosidad impuesta por la función de combinación F_2 [56].

Otras de las variantes del modelo $k - \omega$ es la conocida con el nombre de GEKO (siglas en inglés de “Generalized K - Omega”). Se trata de un nuevo concepto de ecuaciones RANS desarrollado por ANSYS, en el que a partir de la plataforma del modelo $k - \omega$, en lugar de ofrecer una gama amplia de diferentes modelos, el objetivo es proporcionar un único modelo, con la flexibilidad de ajustarlo a multitud de aplicaciones y condiciones de flujo genéricas [57].

La flexibilidad del modelo $k - \omega$ GEKO se basa en el incremento del número de los denominados “*coeficientes libres*” ajustables por el usuario, sin el riesgo de vulnerar la calibración del modelo, permitiendo una cobertura más amplia que la alcanzada mediante el intercambio entre modelos existentes [57].

En este caso, las ecuaciones de transporte de Reynolds para k y ω son las siguientes [57]:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} k) = P_k - C_\mu \rho k \omega + \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) \quad (4 - 89)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \omega) \\ = C_{\omega 1} F_1 \frac{\omega}{k} P_k - C_{\omega 2} F_2 \rho \omega^2 + \rho F_3 CD + \nabla \cdot \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \omega \right) \end{aligned} \quad (4 - 90)$$

donde el valor de viscosidad turbulenta (μ_t) y CD se computarán de la siguiente manera [57]:

$$\mu_t = \rho v_t = \frac{k}{\max(\omega, \gamma / C_{Realizable})} \quad (4 - 91)$$

$$CD = \frac{2}{\sigma_\omega} \frac{1}{\omega} \nabla k \nabla \omega \quad (4 - 92)$$

Los coeficientes libres del modelo $k - \omega$ GEKO se implementarán a través de las funciones F_1 , F_2 y F_3 , pudiendo ser ajustadas por el usuario para lograr diferentes objetivos en distintas partes del dominio de simulación. Actualmente existen seis (6) coeficientes para tal fin (tabla 4.1):

COEF.	FUNCTION	MIN.	MAX.	DEF.
C_{SEP}	Ajuste principal predicción capa límite	0.7	2.5	1.75
C_{NW}	Ajuste interior de la capa límite	-2.0	2.0	0.50
C_{MIX}	Ajuste de flujo alejado de pared	0.5	1.0	C_{MixCor}
C_{JET}	Ajuste de flujo de corriente	0.0	1.0	0.90
C_{CORNER}	Ajuste de flujo secundario en esquina	0.0	1.5	1.00
C_{CURV}	Ajuste corrección de curvatura	0.0	1.5	1.00

Tabla 4.1 Funciones y umbrales de coeficientes del modelo $k - \omega$ GEKO [57]

Los coeficientes C_{SEP} y C_{NW} afectarán a la capa límite, mientras que C_{MIX} y C_{JET} afectarán a flujos alejados de la pared. Con el fin de reducir la posible influencia de estos últimos en la capa límite, se introduce una función de combinación, de forma que se desactiva la influencia de C_{MIX} y C_{JET} en la capa límite [56].

En este caso, la función de combinación será similar a las empleadas en los modelos BSL/SST [57]:

$$L_T = \frac{\sqrt{\tilde{k}}}{C_\mu} \quad (4 - 93)$$

$$\tilde{k} = \max(k, CFb_{lam} \cdot \omega) \quad (4 - 94)$$

$$x_{blend} = CFb_{turb} \frac{L_T}{y} \quad (4 - 95)$$

$$F_{GEKO} = \operatorname{tagh}(x_{blend}^4) \quad (4 - 96)$$

La función de combinación activará los parámetros de flujo alejado de pared de la siguiente manera [57]:

$$F_{free} = C_{MIX} f_{JET} (C_{JET}) (1 - F_{Blend}) \quad (4 - 97)$$

donde $F_{Blend} = 1$ en el interior de la capa límite, mientras que $F_{Blend} = 0$ en zonas alejadas de la pared. Además, el parámetro C_{JET} es un subparámetro de C_{MIX} , por lo que únicamente se activará en el caso de que $C_{MIX} \neq 0$.

En el caso del coeficiente C_{MIX} , la siguiente correlación va a asegurar que cambios en el coeficiente C_{SEP} no afecten negativamente a zonas alejadas de la pared [57]:

$$F_{MixCor} = 0.35 \operatorname{sign}(C_{sep} - 1) \sqrt{(|C_{sep} - 1|)} \quad (4 - 98)$$

Una de las ventajas más notables del modelo $k - \omega$ GEKO es que, por defecto y debido a una robusta configuración predeterminada (similar al modelo $k - \omega$ SST), no se tienen que ajustar los coeficientes [57].

Aun así, muchos de los resultados de simulación pueden mejorarse significativamente con pequeños cambios en los coeficientes. Mientras que en geometrías simples una optimización global de los coeficientes resultará suficiente, en aplicaciones más complejas se podrán establecer diferentes configuraciones de coeficientes por zonas. A largo plazo, esta configuración por zonas podrá automatizarse mediante técnicas de MC “siglas en inglés de Machine Learning” [57].

4.5.3 Modelo Spalart-Allmaras

El modelo de turbulencia Spalart-Allmaras fue propuesto en el año 1994, coincidiendo con el modelo $k - \omega$ SST y varios años después del modelo $k - \omega$ (1988). Como todos los modelos, busca una mejora en la predicción del comportamiento de la capa límite en presencia de gradientes adversos de presión [48].

Para entender cómo funciona el modelo Spalart-Allmaras hay que fijarse en el comportamiento de un flujo que discurre sobre una placa plana. La ilustración 4.8 muestra el perfil de velocidades correspondiente a un flujo viscoso que discurre sobre una placa plana y la relación entre la viscosidad cinemática (ν_t) y la distancia a la pared representada por el parámetro adimensional y^+ para el mismo flujo:

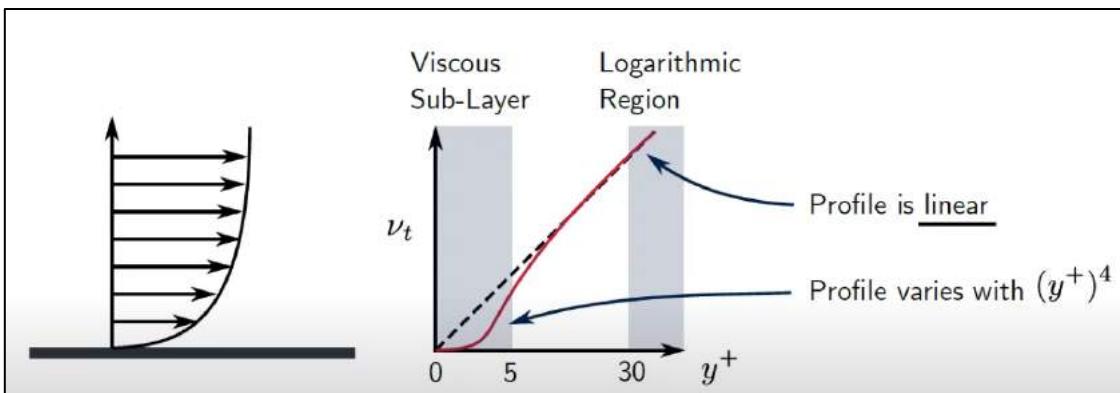


Ilustración 4.8 Viscosidad cinemática vs distancia a pared para corriente de flujo viscoso sobre una placa plana [48]

Los valores de y^+ se obtienen a partir de la siguiente expresión [52]:

$$y^+ = \frac{\rho u y}{\mu} \quad (4 - 99)$$

Como se puede comprobar en la ilustración 4.8, la zona correspondiente a la subcapa viscosa es, en la práctica, extremadamente fina ($y^+ < 5$). Además, en dicha zona el perfil representado por la curva roja varía con $(y^+)^4$, mientras que en la región logarítmica ($y^+ > 30$) el perfil se comporta de forma lineal [48]:

$$\nu_t = \kappa y^+ \quad (4 - 100)$$

Debido a que la representación en la subcapa viscosa sigue una función de cuarto grado, habrá que dividir el dominio en multitud de celdas de espesores muy finos con el fin de obtener un perfil de la forma más precisa posible debido a que, en los códigos CFD, la variación de las magnitudes fluidas será lineal a través de dichas celdas [48].

En este sentido, el modelo Spalart-Allmaras introduce una nueva variable $\tilde{\nu}$. Para el caso de una placa plana cuya capa límite no se encuentra sometida a gradientes de presiones adversos, $\tilde{\nu}$ se va a comportar como una recta (ilustración 4.9):

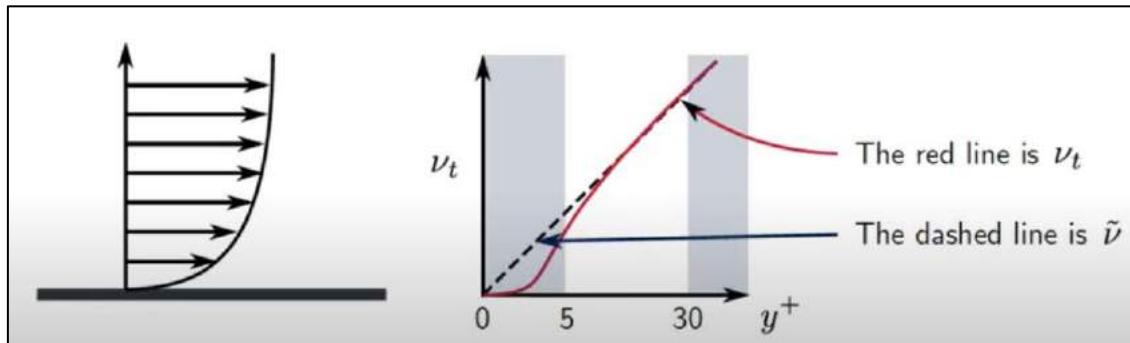


Ilustración 4.9 Viscosidad cinemática vs distancia a pared para corriente de flujo viscoso sobre una placa plana [48]

Como se puede comprobar en la ilustración 4.9, $\tilde{\nu}$ será idéntica a ν_t en zonas alejadas de la pared, mientras que en zonas cercanas a la pared ($y^+ < 5$) se comportará como una recta, lo que propiciará una convergencia mucho más estable a la vez que harán falta menos celdas debido a que será más sencillo captar todos los detalles del perfil por tratarse de una recta [58].

De la resolución de $\tilde{\nu}$, se obtiene ν_t de la siguiente forma [58]:

$$\nu_t = \tilde{\nu} f_{v1} \quad (4 - 101)$$

$$f_{v1} = \frac{X^3}{X^3 + c_{v1}^3} \quad (4 - 102)$$

$$X = \frac{\tilde{\nu}}{\nu} \quad (4 - 103)$$

La función f_{v1} va a capturar muchos de los efectos de amortiguación viscosa, por lo que se podrá actualizar el término de viscosidad turbulenta dentro de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento [58].

En el caso de una placa plana cuya capa límite no se encuentra sometida a gradientes de presiones adversos, la nueva variable $\tilde{\nu}$ será igual a [58]:

$$\tilde{\nu} = \kappa y^+ \quad (5 - 104)$$

Como no todas las geometrías van a ser placas planas, habrá que plantear una ecuación de transporte para $\tilde{\nu}$. Esta ecuación de transporte será una única ecuación para el cálculo de la llamada variable Spalar-Allmaras [58]:

$$\frac{\partial \tilde{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}\tilde{v}) = c_{b1}\bar{S}\tilde{v} + \frac{1}{\sigma}[\nabla \cdot (\nu + \tilde{v})\nabla \tilde{v} + c_{b2}(\nabla \tilde{v})^2] - c_{\omega 1}f_{\omega} \left(\frac{\tilde{v}}{d}\right)^2 \quad (4 - 105)$$

Esta nueva variable \tilde{v} será mucho más fácil de resolver numéricamente que ν_t , además de que la solución será casi a lineal. Además, en puntos alejados de la pared se cumplirá la siguiente relación [58]:

$$\tilde{v} = \nu_t \quad (4 - 106)$$

En cuanto a la generación de turbulencia ($c_{b1}\bar{S}\tilde{v}$), esta se producirá debido a los gradientes de velocidad dentro del perfil de velocidades, como se puede comprobar en la ilustración 4.10:

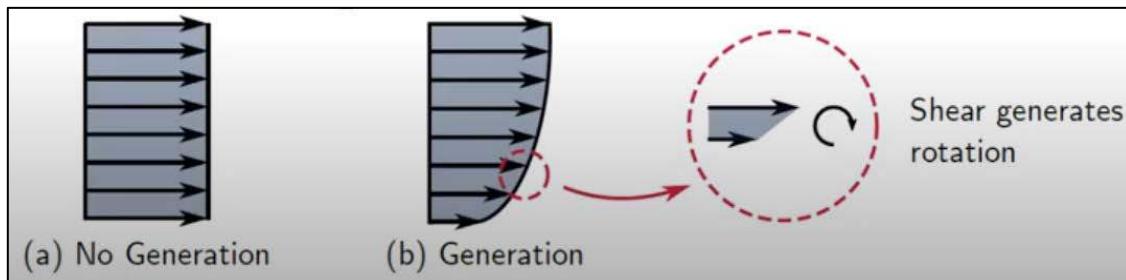


Ilustración 4.10 Detalle de gradientes de velocidad en el perfil de velocidades [48]

En este caso, el tensor de cizalladura S adoptará la siguiente forma [48]:

$$S = \frac{1}{2}(\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T) \quad (4 - 107)$$

En la ecuación de transporte 4 – 105, el término difusivo se complementa con un elemento no lineal ($c_{b2}(\nabla \tilde{v})^2$). Este término tendrá especial importancia en la región turbulenta, donde los fenómenos de difusión se convierten en dominantes (borde de estela) [58].

Por este motivo, el coeficiente empírico del elemento no lineal ($c_{b2} = 0.622$) se encuentra calibrado con el fin de obtener un comportamiento difusivo más preciso en el perfil de estela [58].

Debido a la no linealidad del elemento complementario al término difusivo, comúnmente se suele incluir en la ecuación de transporte como un término fuente [48]:

$$\frac{\partial \tilde{v}}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}\tilde{v}) = c_{b1}\bar{S}\tilde{v} + \frac{1}{\sigma}[\nabla \cdot (\nu + \tilde{v})\nabla \tilde{v}] + \frac{c_{b2}}{\sigma}(\nabla \tilde{v})^2 - c_{\omega 1}f_{\omega} \left(\frac{\tilde{v}}{d}\right)^2 \quad (4 - 108)$$

Con este cambio, el término de difusión continúa siendo lineal mientras que el término fuente puede ser tratado de forma explícita [48].

El término $\left(-c_{\omega 1} f_{\omega} \left(\frac{\tilde{v}}{d}\right)^2\right)$ se conoce con el nombre de “*término de destrucción de turbulencia*”, debido a la presencia de paredes y viscosidad del fluido, donde d es la distancia a la pared más cercana y $f_{\omega} \rightarrow 0$ cuando $d \rightarrow 0$, con el fin de prevenir el error producido por la división por cero (0) [58].

En cuanto a las condiciones de contorno [58]:

$$\tilde{v} = 0 \rightarrow \text{en la pared} \quad (4 - 109)$$

$$\tilde{v} = v_t \rightarrow \text{lejos de la pared} \quad (4 - 110)$$

$$\tilde{v} = v_t = \frac{C_{\mu} k^2}{\varepsilon} \quad o \quad \tilde{v} = v_t = \frac{k}{\omega} \rightarrow \text{a la entrada} \quad (4 - 111)$$

donde k y ω se pueden obtener a partir de los parámetros escala de longitud l (10% de la longitud de cuerda en el caso de perfiles de ala) e intensidad de turbulencia I (5%) [58]:

$$k = \frac{3}{2} u_{\infty}^2 l^2 \quad (4 - 112)$$

$$\varepsilon = C_{\mu} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (4 - 113)$$

Como conclusión al modelo Spalar-Allmaras:

- Se trata de un modelo muy estable debido al comportamiento lineal que presenta en las proximidades de la pared.
- La única ecuación de transporte que presenta el modelo se resuelve para \tilde{v} , mucho más ventajoso desde el punto de vista numérico que para v_t .
- Resuelto \tilde{v} a partir de la resolución de la ecuación de transporte, se resuelve v_t .
- A partir del valor de v_t , se procede al cierre y resolución de las ecuaciones de gobierno (ENS).
- A partir de las numerosas simulaciones y ensayos llevados a cabo desde el año 1994, la comunidad de usuarios prefiere el modelo $k - \omega$ SST frente al Spalar-Allmaras para aplicaciones aerodinámicas [48].

4.6 Modelo de fase discreta

El modelo de fase discreta DPM seleccionado para la realización de esta Tesis Doctoral es el de Euler – Lagrange [59].

En el modelo de Euler – Lagrange, la fase gaseosa se considera un medio continuo en el que se resuelven las ecuaciones de gobierno. A su vez, la fase discreta se resuelve mediante su seguimiento a través del medio gaseoso continuo, con el que intercambia masa, momento y energía [59].

Los resultados del modelo de Euler – Lagrange son fiables siempre y cuando la interacción entre partículas sea despreciable, lo cual sólo va a ser posible si esta ocupa una fracción de volumen pequeña respecto de la fase continua, limitada a un máximo del 10% del volumen de la fase continua [59].

A la hora de plantear el seguimiento lagrangiano de partículas en el seno de un medio continuo gaseoso, conviene revisar una serie de cuestiones de forma previa [48]:

- Es posible realizar el seguimiento de partículas ligeras (sin masa) mediante el empleo de líneas de corriente.
- En cuanto a las partículas más pesadas (con masa), estas van a caer debido a su peso.
- Las partículas pesadas, además, se moverán más despacio que el propio flujo debido a la fuerza de arrastre o “drag”.
- No se pueden utilizar líneas de corriente para hacer el seguimiento de las partículas pesadas. En este caso hay que utilizar el sistema de seguimiento de partículas de Lagrange.

Respecto de las líneas de corriente, hay que resolver la siguiente ecuación con el fin de actualizar la posición de la partícula (en el eje x) [60]:

$$\frac{dx_p}{dt} = u_p \quad (6 - 114)$$

donde u_p es la velocidad de la partícula. En aquellos casos de partículas ligeras que carecen de masa [60]:

$$u_p = u \quad (4 - 115)$$

Por lo que la velocidad de la partícula u_p será igual a la velocidad local del fluido u en la celda del malla. En este caso, las partículas seguirán al campo fluido allí donde vayan [60].

Una forma de resolver la ecuación 4 – 114 será mediante el método explícito de paso de tiempo de Euler [60] (ilustración 4.11):

$$\frac{dx_p}{dt} = u_p \quad \rightarrow \quad \frac{x_p^{i+1} - x_p^i}{\Delta t} = u_p^i \quad (4 - 116)$$

$$x_p^{i+1} = x_p^i + u_p^i * \Delta t \quad (4 - 117)$$

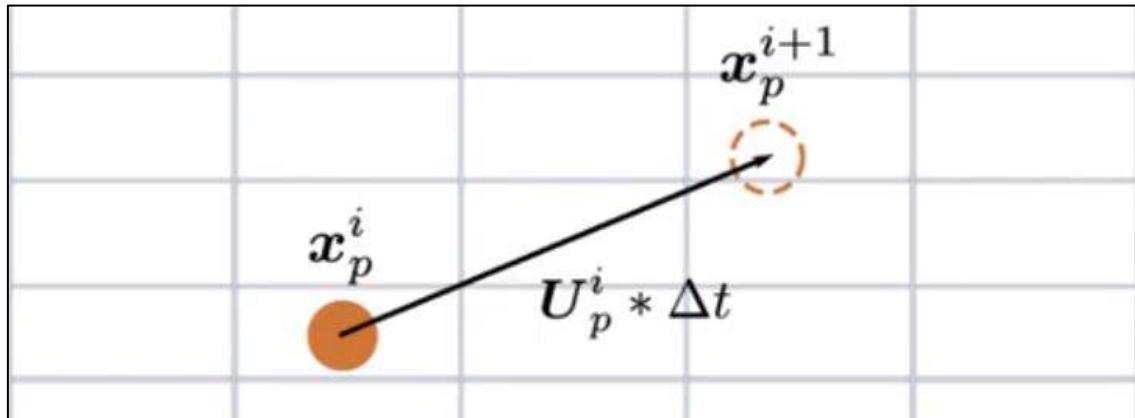


Ilustración 4.11 Método explícito de paso de tiempo de Euler [48]

A partir de la ecuación 4 – 117, y considerando incrementos de tiempo Δt , se puede definir la trayectoria de una partícula a partir de sus posiciones x_p^{i+1} , x_p^{i+2} , $x_p^{i+3} \dots x_p^{i+n}$.

En el caso de aquellas partículas que poseen masa, su velocidad no coincidirá con la del fluido [60] (ilustración 4.12):

$$x_p^{i+1} = x_p^i + u_p^i * \Delta t \quad \rightarrow \quad u_p \neq u \quad (4 - 118)$$

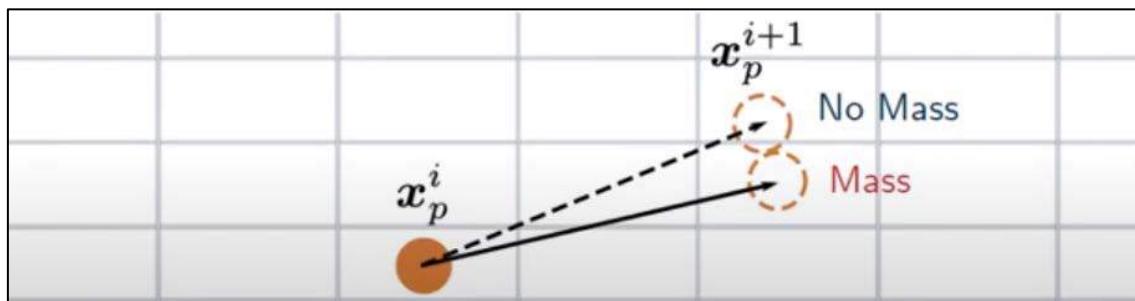


Ilustración 4.12 Método explícito de paso de tiempo de Euler [48]

En este caso se hace necesario aplicar el balance de fuerzas sobre la partícula para calcular u_p . Si se aplica la 2^a Ley de Newton a la partícula con masa m_p [59]:

$$F = m_p a \quad \rightarrow \quad F = m_p \frac{du_p}{dt} \quad (4 - 119)$$

Igualando la ecuación 4 – 119 a la totalidad de fuerzas que aplican sobre la partícula [59]:

$$m_p \frac{du_p}{dt} = F_{Drag} + F_{Buoyancy} + F_{Others} \quad (4 - 120)$$

De las fuerzas enumeradas en la ecuación 4 – 120, en esta Tesis Doctoral únicamente se van a considerar F_{Drag} y $F_{Buoyancy}$ por ser, con diferencia, las fuerzas de mayor magnitud a las que va a estar sometida una partícula que se mueve por el seno de un flujo en movimiento.

En la ilustración 4.13 se representan las fuerzas que actúan sobre una esfera que se mueve de izquierda a derecha en el seno de un flujo estacionario:

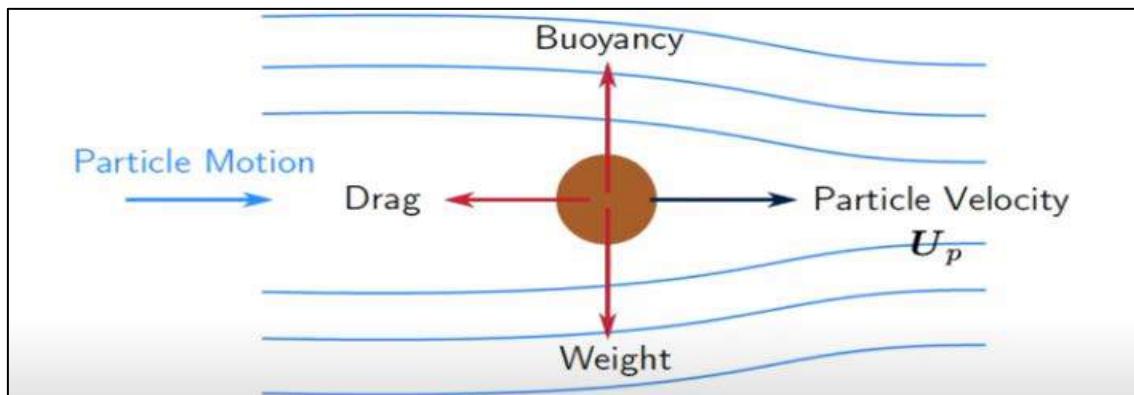


Ilustración 4.13 Fuerzas que actúan sobre una esfera que se mueve en un flujo estacionario [48]

En la ilustración 4.14 se representan las fuerzas que actúan sobre una esfera que se mueve de izquierda a derecha con un ángulo respecto de la horizontal en el seno de un flujo estacionario:

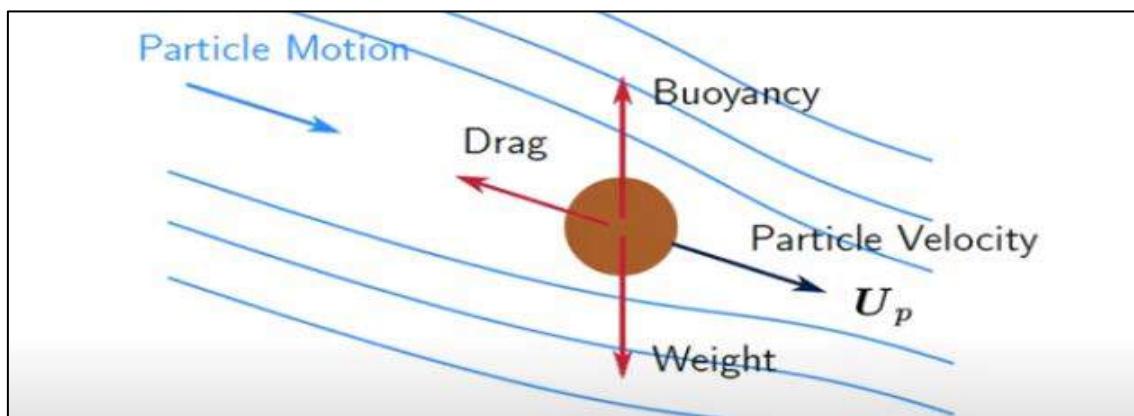


Ilustración 4.14 Fuerzas que actúan sobre una esfera que se mueve con un ángulo en un flujo estacionario [48]

En este caso, tanto la fuerza de empuje como el peso actúan en la misma dirección y sentidos opuestos, mientras que la fuerza de arrastre y la velocidad de la partícula se alinean con la dirección del flujo, de modo que ambas se sitúan de forma paralela.

En la ilustración 4.15 se representan las fuerzas que actúan sobre una esfera que se mueve de izquierda a derecha con un ángulo respecto de la horizontal en el seno de un flujo en movimiento:

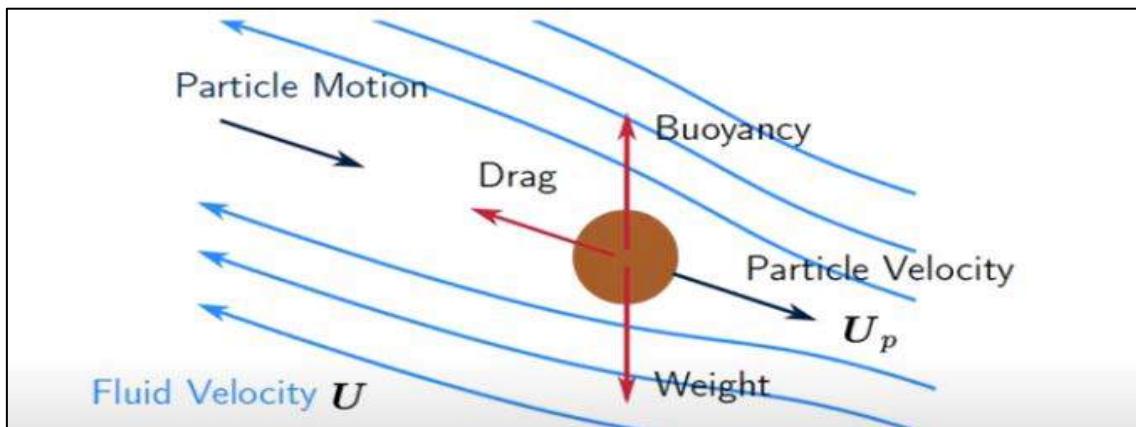


Ilustración 4.15 Fuerzas que actúan sobre una esfera que se mueve con un ángulo en un flujo en movimiento [48]

En este caso, la fuerza de arrastre actúa en la dirección de $u - u_p$ y en el sentido del flujo.

El peso de la partícula que actúa en la dirección de g es igual a [59]:

$$F_{weight} = \rho_p g V_p \quad (4 - 121)$$

El empuje de la partícula que actúa en la dirección de g es igual a [59]:

$$F_{buoyancy} = -\rho_f g V_p \quad (4 - 122)$$

Por lo tanto, la fuerza neta en la dirección de g resultará la siguiente [59]:

$$F_{vertical} = (\rho_p - \rho_f) g V_p \quad 4 - 123$$

A partir de la ecuación 4 – 123 se puede establecer que la partícula descenderá si $\rho_p - \rho_f > 0$, mientras que ascenderá si $\rho_p - \rho_f < 0$.

En cuanto a la fuerza de arrastre, como norma general esta será igual a [59]:

$$F_{Drag} = 1/2 C_D u^2 A \quad (4 - 124)$$

Para una partícula que se mueve en el seno de un flujo, la fuerza de arrastre va a actuar en la dirección de $u - u_p$ [59]:

$$F_{Drag} = 1/2 \rho_f |u - u_p| (u - u_p) A_p \quad (4 - 125)$$

donde A_p es el área proyectada de la partícula en la dirección del flujo.

En el caso particular de una espera, su volumen es igual a:

$$V_p = \frac{4}{3} \pi R^3 = \frac{1}{6} \pi d_p^3 \quad (4 - 126)$$

mientras que el área proyectada va a coincidir con el área de un círculo:

$$A_p = \pi R^2 = \frac{1}{4} \pi d_p^2 \quad (4 - 127)$$

En cuanto al coeficiente de arrastre de una esfera, su valor va a ser función del Re de la partícula, según el modelo de Schiller-Naumann [61] (ilustración 4.16):

$$c_D = \begin{cases} 0.424 & Re > 1000 \\ \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{1}{6} Re^{2/3}\right) & Re \leq 1000 \end{cases} \quad (4 - 128)$$

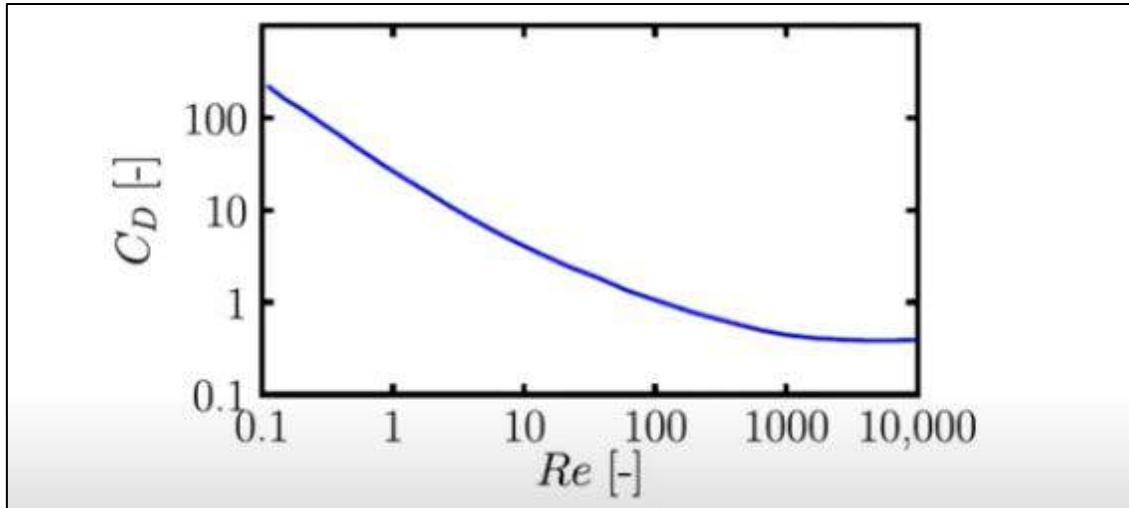


Ilustración 4.16 Valores de C_D respecto del valor de Re [48]

En el caso de una partícula, el Re se obtiene de la siguiente expresión [61]:

$$Re = \frac{\rho d_p |u_p - u|}{\mu} \quad (4 - 129)$$

Como se puede comprobar en la ecuación 4 – 129, el valor de Re de una partícula dependerá del valor de velocidad u_p de la propia partícula, valor a priori desconocido.

Por lo tanto, habrá que considerar el valor de velocidad de la partícula u_p del paso de tiempo inmediato anterior. Este es el motivo por el que el cálculo de velocidades de partícula u_p requiere de un proceso de iteración [61].

Por lo tanto, la secuencia a seguir por parte del código CFD tiene que ser la siguiente [48]:

1. Cálculo de Re a partir de la ecuación 4 – 129, mediante el valor de u_p correspondiente al paso inmediato anterior. Para la primera iteración se selecciona como valor de velocidad de partícula u_p el establecido como “condición inicial”.
2. Cálculo del coeficiente de arrastre C_D a partir del modelo de Schiller-Naumann (ecuación 4 – 128).
3. Resolución del balance de fuerzas con el fin de obtener un valor actualizado para u_p :

$$m_p \frac{du_p}{dt} = \frac{1}{2} \rho_f C_D |u - u_p| (u - u_p) A_p + (\rho_p - \rho_f) g V_p \quad (4 - 130)$$

4. Se actualiza la posición de la partícula en base a la siguiente expresión:

$$x_p^{i+1} = x_p^i + u_p^{i+1} * \Delta t_p \quad (4 - 131)$$

En el caso concreto del código CFD seleccionado para la realización de esta Tesis Doctoral, ANSYS Fluent 2020 R2, se simplifica la ecuación 4 – 130 correspondiente al balance de fuerzas dividiéndola por la masa de la partícula [41]:

$$m_p = \rho_p V_p \quad (4 - 132)$$

$$\frac{du_p}{dt} = \frac{1}{m_p} \frac{1}{2} \rho_f C_D |u - u_p| (u - u_p) A_p + \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_p} \right) g \quad (4 - 133)$$

Multiplicando numerador y denominador del primer término de la ecuación 4 – 133 por d_p y μ [41]:

$$\frac{du_p}{dt} = \frac{1}{\rho_p V_p} \left(\frac{C_D \mu}{2 d_p} \right) \left(\frac{\rho_f d_p |u - u_p|}{\mu} \right) (u - u_p) A_p \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_p} \right) g \quad (4 - 134)$$

Sustituyendo las expresiones de V_p (4 – 126) y A_p (4 – 127) en la anterior ecuación 4 – 134 y simplificando, se obtiene [41]:

$$\frac{du_p}{dt} = \left(\frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \right) \left(\frac{C_D Re}{24} \right) (u - u_p) + \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_p} \right) g \quad (4 - 135)$$

Como además [41]:

$$F_d = \left(\frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \right) \left(\frac{C_D Re}{24} \right) \quad (4 - 136)$$

Finalmente [41]:

$$\frac{du_p}{dt} = F_d(u - u_p) + \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_p} \right) g \quad (4 - 137)$$

De esta forma se obtiene una expresión para el balance de fuerzas en la que aparecen de forma explícita Re , t_p y C_D .

La expresión 4 – 137 será la forma empleada por el código CFD ANSYS Fluent 2020 R2 para el cálculo del balance de fuerzas sobre la partícula. La principal razón de esta simplificación es la introducción del denominado “*tiempo de relajación de partícula*” [41]:

$$t_p = \frac{\rho_p d_p^2}{18\mu} \quad (4 - 138)$$

El tiempo de relajación de partícula (t_p) se define como el tiempo que tarda una partícula en responder a cambios en el campo fluido (u). Valores pequeños de t_p indican que la partícula seguirá las líneas de flujo muy de cerca, mientras que valores grandes indican que la partícula se separará de las líneas de flujo [41] (ilustración 4.17).

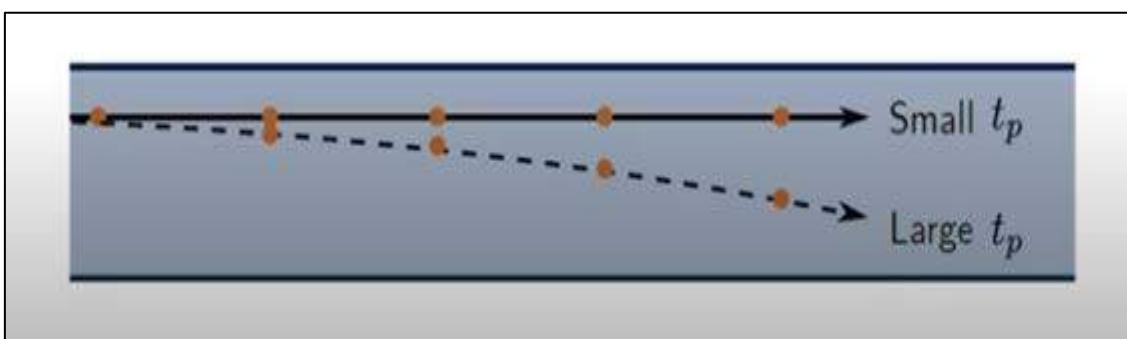


Ilustración 4.17 Respuesta de la partícula al campo fluido en función del valor de t_p [48]

Se puede calcular fácilmente el valor de t_p para un problema determinado sin necesidad de realizar cálculo alguno CFD, pudiéndose predecir de una forma rápida el comportamiento que tendrá la partícula [41].

4.7 Acoplamiento de fases

Mientras se calcula la trayectoria de la corriente de partículas de fase discreta (agua nebulizada) que discurre por el interior de la fase continua (gases de exhaustión), el código CFD ANSYS Fluent realiza el cálculo de masa, cantidad de movimiento y calor ganados (o perdidos) por la corriente de partículas de fase discreta a lo largo de su trayectoria [41].

Las cantidades de masa, momento y calor ganados (o perdidos) por la fase discreta se incorporan posteriormente a los cálculos de la fase continua y viceversa, es decir, debido al impacto de la fase continua con la discreta, también se incorpora el efecto de las trayectorias de la fase discreta en los cálculos de fase continua [41].

En este acoplamiento de tipo “*two-way coupling*” o bidireccional, la influencia de la fase continua sobre la discreta se realizará vía fuerza de arrastre y turbulencia, mientras que la influencia de la fase discreta sobre la continua se realizará vía términos fuente de masa, momento y energía [59] (ilustración 4.18).

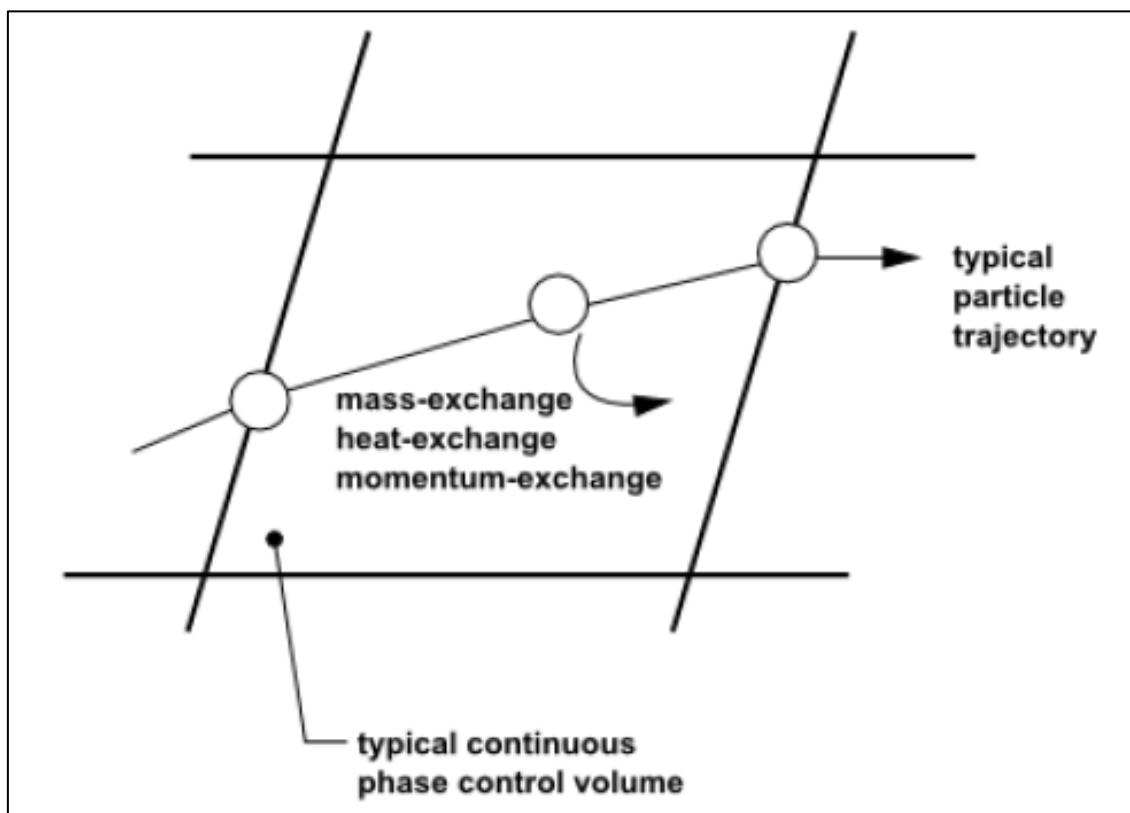


Ilustración 4.18 Transferencia de masa, momento y energía entre fases discreta y continua [41]

En el código CFD ANSYS Fluent, la transferencia de masa desde la fase discreta hacia la fase continua se controla mediante la variación de la masa de la partícula a su paso por la celda computacional [41]:

$$m = \frac{\Delta m_p}{m_{p,0}} \dot{m}_{p,0} \quad (4 - 139)$$

donde $m_{p,0}$ es la masa inicial de la partícula y \dot{m}_p es el gasto máscico de la partícula de fase discreta.

El intercambio de masa se contabiliza como una fuente de masa en las ecuaciones de continuidad de la fase continua. Por lo tanto, la ratio de masa por celda queda disponible para cualquier cálculo posterior de la fase continua.

En cuanto a la transferencia de momento entre fases, se contabilizará la variación del momento de las partículas correspondientes a la fase discreta a su paso por cada volumen de control del modelo de la siguiente forma [41]:

$$F = \sum \left(\left(\frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \right) \left(\frac{C_D Re}{24} \right) (u - u_p) + \left(\frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_p} \right) g \right) \dot{m}_p \Delta t \quad (4 - 140)$$

donde Δt es el tiempo de paso.

La transferencia de calor desde la fase continua hacia la fase discreta se contabiliza considerando el cambio de energía térmica de la partícula de fase discreta mientras atraviesa cada uno de los volúmenes de control del modelo. En ausencia de reacciones químicas [41]:

$$q = \frac{\dot{m}_{p,0}}{m_{p,0}} \left[(m_{p,in} - m_{p,out}) [-H_{lat,ref} + H_{pyrol}] - m_{p,out} \int_{T_{ref}}^{T_{p,out}} c_{p,p} dT + m_{p,in} \int_{T_{ref}}^{T_{p,in}} c_p dT \right] \quad (4 - 141)$$

donde $m_{p,in}$ es la masa inicial de la partícula a la entrada de la celda computacional, $m_{p,out}$ es la masa de la partícula a la salida de la celda computacional, $c_{p,p}$ es el calor específico de la partícula, H_{pyrol} es el calor latente de pirolisis durante el desarrollo de los productos volátiles, $T_{p,in}$ es la temperatura de la partícula a la entrada de la celda computacional, $T_{p,out}$ es la temperatura de la partícula a la salida de la celda computacional, T_{ref} es la temperatura de referencia para el cálculo de la entalpía y $H_{lat,ref}$ es el calor latente de la partícula para las condiciones de referencia.

El calor latente para las condiciones de referencia, $H_{lat,ref}$, se trata como la diferencia entre las entalpías de formación estándar de las fases discreta y continua, pudiéndose relacionar con el calor latente en el punto de ebullición de la fase continua mediante la siguiente expresión [41]:

$$H_{lat_{ref}} = H_{lat} - \int_{T_{ref}}^{T_{bp}} c_{P_g} dT + \int_{T_{ref}}^{T_{bp}} c_{P_P} dT \quad (4 - 142)$$

donde c_{P_g} es el calor específico de los productos de la fase continua, T_{bp} es la temperatura del punto de ebullición y H_{lat} es el calor latente a la temperatura de ebullición.

Durante el proceso de cálculo, los intercambios de masa, momento y calor entre fases se verán afectados de un factor α , denominado “factor de relajación”, en el sentido siguiente [41]:

$$m_{new} = m_{old} + \alpha(m_{calculated} - m_{old}) \quad (4 - 143)$$

$$F_{new} = F_{old} + \alpha(F_{calculated} - F_{old}) \quad (4 - 144)$$

$$q_{new} = q_{old} + \alpha(q_{calculated} - q_{old}) \quad (4 - 145)$$

Aunque por defecto el valor del factor de relajación es de $\alpha = 0.5$, este valor se puede reducir con el fin de mejorar la estabilidad en el cálculo de las ecuaciones de acoplamiento. Dicho valor no influirá en el proceso de convergencia hacia la solución final, tal como se aprecia en la ilustración 4.19:

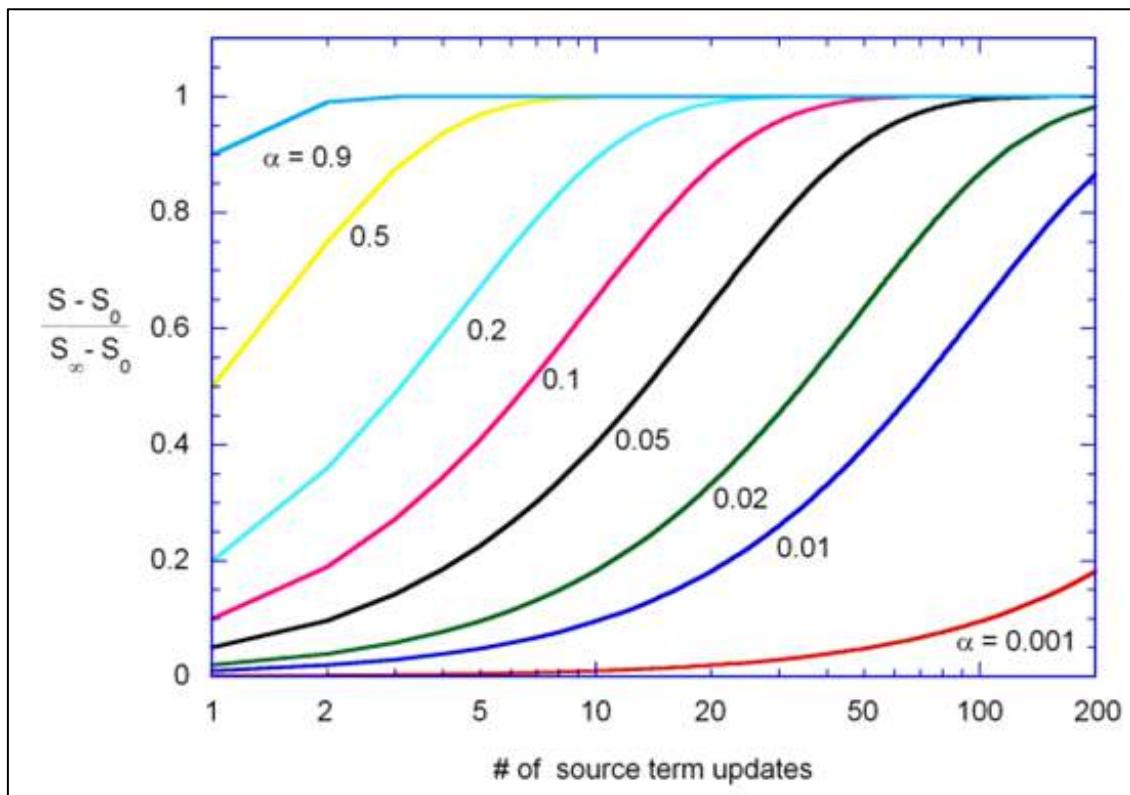


Ilustración 4.19 Número actualizaciones término fuente vs término fuente aplicado a ecuaciones de flujo [41]

4.8 Modelos de intercambio de calor y masa

El código CFD ANSYS Fluent también permite evaluar el impacto de la fase continua sobre la fase discreta. Para ello, utiliza leyes de transferencia de calor y masa en función del tipo de fase discreta seleccionada [41].

En el caso de la fase discreta del tipo “*droplet*” o gota de agua, su interacción con la fase continua de tipo gaseoso provocará efectos relacionados con el intercambio de masa y energía, como calentamiento o enfriamientos inertes, evaporación y ebullición [59].

4.8.1 Modelo de calentamiento inerte de una partícula tipo droplet

Respecto del calentamiento inerte de una gota, el modelo se aplica mientras la temperatura de la gota es inferior al calor de vaporización definido, y después de que su fracción volátil se haya consumido [41]:

$$T_P < T_{vap} \quad (4 - 146)$$

$$m_p \leq (1 - f_{v,0})m_{p,0} \quad (4 - 147)$$

donde T_P es la temperatura de la gota y m_p es la masa actual.

Este modelo realiza un balance de calor en el que se relaciona la temperatura de la partícula con el calor convectivo (despreciando la absorción/emisión de radiación en la superficie de la partícula) [41]:

$$m_p c_p \frac{dT_P}{dt} = h A_p (T_\infty - T_P) \quad (4 - 148)$$

donde A_p es el área de la superficie de la partícula, T_∞ es la temperatura de la fase continua (gas) y h es el coeficiente de transferencia de calor convectivo, obtenido a su vez a partir de la correlación de Ranz y Marshall [62], [63]:

$$Nu = \frac{h d_p}{k_\infty} = 2.0 + 0.6 Re_d^{1/2} Pr^{1/3} \quad (4 - 149)$$

donde k_∞ es la conductividad térmica del gas y Pr es el número de Prandtl del gas [62], [63]:

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k_\infty} \quad (4 - 150)$$

4.8.2 Modelo de vaporización de una partícula tipo droplet

Una vez alcanzada la temperatura de vaporización, T_{vap} , ésta sigue aumentando hasta alcanzar el punto de ebullición, T_{bp} o hasta que la fracción volátil de la gota haya sido completamente consumida [41]:

$$T_{vap} \leq T_P < T_{bp} \quad (4 - 151)$$

$$m_p > (1 - f_{v,0})m_{p,0} \quad (4 - 152)$$

Una vez iniciado el proceso de vaporización, este continua aunque la temperatura de la gota caiga por debajo de la temperatura de vaporización, deteniéndose únicamente cuando la temperatura baje del punto de rocío. Alcanzada la temperatura de ebullición, la vaporización de la gota seguirá la ley de ebullición descrita en el siguiente apartado.

Para el caso concreto de elevadas tasas de evaporación, el efecto del flujo convectivo de material que se evapora desde la superficie de la gota va a ser muy importante. En este caso, Miller y Sazhin proponen la siguiente expresión [64], [65]:

$$\frac{dm_p}{dt} = k_c A_p \rho_\infty \ln(1 + B_m) \quad (4 - 153)$$

donde k_c es el coeficiente de transferencia de masa y B_m es el número de masa de Spalding [41]:

$$B_m = \frac{Y_{i,s} - Y_{i,\infty}}{1 - Y_{i,s}} \quad (4 - 154)$$

donde $Y_{i,s}$ es la fracción de masa del vapor en la superficie e $Y_{i,\infty}$ es la fracción de masa del vapor en la fase continua (gas).

El coeficiente de transferencia de masa (k_c) se obtiene a partir del número de Sherwood (Sh) [62], [63]:

$$Sh = \frac{k_c d_p}{D_{i,m}} = 2.0 + 0.6 Re_d^{1/2} Sc^{1/3} \quad (4 - 155)$$

donde $D_{i,m}$ es el coeficiente de difusión del vapor en el gas y Sc es el número de Schmidt [62], [63]:

$$Sh = \frac{\mu}{\rho D_{i,m}} \quad (4 - 156)$$

Durante el proceso de evaporación, mientras la gota cambia de temperatura, su calor latente varía de acuerdo con la siguiente expresión [41]:

$$h_{fg} = - \int_{T_P}^{T_{bp}} c_{p,g} dT + h_{fg,bp} + \int_{T_P}^{T_{bp}} c_{p,p} dT \quad (4 - 157)$$

donde T_{bp} es el punto de ebullición, $h_{fg,bp}$ es el calor latente en el punto de ebullición y $c_{p,g}$ y $c_{p,p}$ son los calores específicos de la fase gaseosa y líquida respectivamente.

En situaciones donde las presiones son cercanas a la presión atmosférica (como es este caso), la variación de calor latente con la temperatura de la gota es tan pequeño que se puede despreciar, por lo que $h_{fg} \approx h_{fg,bp}$.

Durante el proceso de evaporación de la gota, su temperatura se va actualizando de acuerdo con la transferencia de calor sensible en calor convectivo y latente en el gas (despreciando la absorción/emisión de radiación en la superficie de la partícula) [41]:

$$m_p c_p \frac{dT_P}{dt} = h A_P (T_\infty - T_P) - \frac{dm_p}{dt} h_{fg} \quad (4 - 158)$$

donde dm_p/dt representa a la tasa de evaporación.

4.8.3 Modelo de ebullición de una partícula tipo droplet

La ebullición de la gota se produce cuando ésta alcanza la temperatura de ebullición, T_{bp} , y su masa excede la de la fracción no volátil [41]:

$$T_P \geq T_{bp} \quad (4 - 159)$$

$$m_p > (1 - f_{v,0}) m_{p,0} \quad (4 - 160)$$

En el momento en el que la temperatura de la gota alcanza el punto de ebullición, se cumple la siguiente ecuación de velocidad de ebullición [66]:

$$\frac{d(d_p)}{dt} = \frac{4k_\infty}{\rho_p c_{p,\infty} d_p} (1 + 0.23\sqrt{Re_d}) \ln \left[1 + \frac{c_{p,\infty}(T_\infty - T_P)}{h_{fg}} \right] \quad (4 - 161)$$

donde $c_{p,\infty}$ es el calor específico del gas.

La ecuación 4 – 161 lleva implícitas las características de flujo estacionario y presión constante. Además, el modelo requiere que $T_\omega > T_{bp}$, con el fin de que la ebullición suceda mientras la temperatura de la gota permanece constante a lo largo de toda la ley de ebullición [66].

Por lo tanto, en el modelo de ebullición de una partícula tipo droplet, su temperatura permanecerá constante mientras sucede el fenómeno de ebullición. Una vez iniciada, continuará a lo largo de toda la trayectoria descrita por la partícula a lo largo del dominio [66].

La energía requerida para vaporizar la partícula se contabilizará con signo negativo en el término fuente (S_e) de la ecuación de conservación de la energía interna para la fase continua [66].

Como se recordará, para la resolución de flujos incompresibles, el código CFD seleccionado emplea el solver PBS, solver que se caracteriza por utilizar la ecuación de conservación de la energía interna en lugar de la de conservación de la energía total [66].

Esta distinción se debe a que en flujos incompresibles los fenómenos relacionados con la energía cinética van a ser despreciables frente a los cambios en la energía interna del sistema [46].

La ilustración 4.20 resume las anteriores leyes de intercambio de calor y masa entre fases:

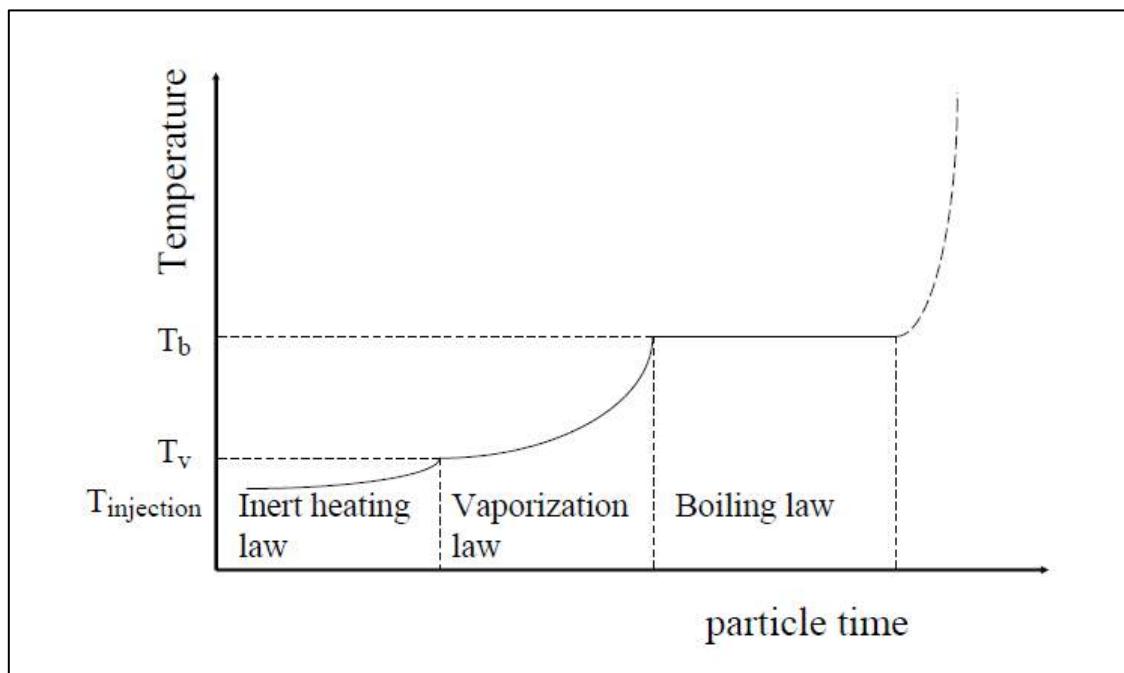


Ilustración 4.20 Leyes de intercambio de calor y masa entre fases [59]

4.9 Modelo estocástico para el seguimiento de partículas

La dispersión de partículas de fase discreta, debido a la turbulencia de la fase continua, se puede predecir mediante el empleo de modelos de seguimiento de tipo “estocástico” [41].

Dentro de los modelos de seguimiento de tipo estocástico, el código CFD ANSYS Fluent integra el modelo denominado DRW (siglas en inglés de “*Discrete Random Walk*”) [41].

El modelo DRW es capaz de simular la interacción de partículas de fase discreta con una sucesión de torbellinos de la fase continua. Cada torbellino vendrá caracterizado por [67]:

- Una distribución aleatoria de Gauss para las velocidades de fluctuación u' , v' y w' .
- Una escala de tiempo de vida de torbellinos, τ_e .

Los valores de velocidades de fluctuación u' , v' y w' que prevalecen durante el tiempo de vida de los torbellinos, se calcularán asumiendo que siguen una distribución de probabilidad de Gauss, por lo que [67]:

$$u' = \zeta \sqrt{\bar{u'^2}} \quad (4 - 162)$$

donde ζ es un número aleatorio distribuido normalmente y el resto es el valor RMS (siglas en inglés de “*Root Mean Square*”) de las fluctuaciones de velocidad locales.

A partir del valor de energía cinética conocido en todo el dominio fluido, los RMS de fluctuación de las componentes de la velocidad quedan como sigue [67]:

$$\sqrt{\bar{u'^2}} = \sqrt{\bar{v'^2}} = \sqrt{\bar{w'^2}} = \sqrt{2k/3} \quad (4 - 163)$$

En el caso del tiempo de vida característico de torbellinos, τ_e , se puede definir como constante [67]:

$$\tau_e = 2T_L \quad (4 - 164)$$

donde T_L se conoce con el nombre de “*tiempo integral lagrangiano*” ($T_L = C_L k/\varepsilon$, con $C_L = 0.30$ para modelos de turbulencia $k - \varepsilon$), o bien como una variación aleatoria en función de T_L [67]:

$$\tau_e = -T_L \ln(r) \quad (4 - 165)$$

donde r es un número uniforme y aleatorio comprendido entre 0 y 1, siendo este un enfoque más realista para el cálculo de τ_e .

4.10 Método de los volúmenes finitos

La aplicación del método de los volúmenes finitos va a permitir el paso de la forma diferencial a la matricial de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento [48].

Debido a la presencia de términos no lineales en la forma diferencial de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento, hay que recurrir al empleo de solvers para, a través de un proceso iterativo, obtener la ecuación en forma matricial “linealizada” [48].

La ventaja del método de los volúmenes finitos radica en que la matriz de coeficientes obtenida a partir del proceso de discretización es independiente del tipo de mallado seleccionado para la “discretización” del dominio [48].

En el caso concreto del método de los volúmenes finitos de segundo orden, las variables de flujo (p, T, \vec{v}) varían linealmente a través de cada celda del dominio, computándose dichos valores en los respectivos centroides de cada celda [48].

Además, hay que considerar a las celdas vecinas, por lo que las variables de flujo de dichas celdas se computarán también en los centroides respectivos de cada celda. Como norma general, cada celda tendrá M celdas vecinas [48].

A partir de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento correspondientes a las ENS, para el caso de flujo incompresible y estacionario [50]:

$$\nabla \cdot (\vec{v}\vec{v}) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nabla \cdot (\nu \nabla \vec{v}) + \vec{g} \quad (4 - 166)$$

Integrando la ecuación 4 – 166 a lo largo de una celda genérica (p) [52]:

$$\int_V \left[\nabla \cdot (\vec{v}\vec{v}) + \frac{1}{\rho} \nabla p - \nabla \cdot (\nu \nabla \vec{v}) - \vec{g} \right] dV = 0 \quad (4 - 167)$$

Integrando cada término de forma separada [52]:

$$\int_V [\nabla \cdot (\vec{v}\vec{v})] dV = \int_V \left[-\frac{1}{\rho} \nabla p \right] dV + \int_V [\nabla \cdot (\nu \nabla \vec{v})] dV + \int_V [\vec{g}] dV \quad (4 - 168)$$

Cada uno de los términos que forman parte de la integral 4 – 168 recibirá un tratamiento particular. En este caso, los términos fuente constantes, como la gravedad, serán fáciles de integrar [52]:

$$\int_V [\vec{g}] dV = \vec{g} V_p \quad (4 - 169)$$

donde V_p es el volumen de la celda (p).

A partir de la representación en forma matricial siguiente [52]:

$$MU = B \quad (4 - 170)$$

la fuerza de la gravedad se añade en el vector B a la derecha de la igualdad.

En cuanto a los términos fuente lineales, estos requieren de mayor cuidado. Asumiendo que el término fuente S forma parte de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento (siendo S un escalar cualquiera) [52]:

$$\nabla \cdot (\vec{v}\vec{v}) = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nabla \cdot (\nu \nabla \vec{v}) + \vec{g} + SU \quad (4 - 171)$$

Los términos del tipo $S\vec{v}$, aunque no son comunes en ENS, aparecen con frecuencia en otros tipos de ecuaciones de transporte escalar como, por ejemplo, en las ecuaciones de energía cinética turbulenta.

Integrando a lo largo del volumen de celda [52]:

$$\int_V [S\vec{v}] dV = S_p \int_V \vec{v} dV \quad (4 - 172)$$

$$= S_p \int_V \left(\vec{v}_p + (\vec{x} - \vec{x}_p) * (\nabla \vec{v}_p) \right) dV \quad (4 - 173)$$

$$= S_p \vec{v}_p \int_V dV + \left[\int_V (\vec{x} - \vec{x}_p) dV \right] * (\nabla \vec{v}_p) = S_p \vec{v}_p V_p \quad (4 - 174)$$

En este caso se puede añadir el término $-S_p \vec{v}_p$ a la matriz M, o bien añadir el término completo $S_p \vec{v}_p V_p$ al vector de términos independientes B. La primera de las formas se denomina “*tratamiento implícito*”, mientras que la segunda se denomina “*tratamiento explícito*” [52]:

$$M = \begin{pmatrix} -S_1 V_1 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & -S_2 V_2 & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & 0 & -S_3 V_3 & \cdots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & -S_M V_M \end{pmatrix} \quad (4 - 175)$$

$$B = \begin{pmatrix} S_1 V_1 P_1 \\ S_2 V_2 P_2 \\ S_3 V_3 P_3 \\ \vdots \\ S_M V_M P_M \end{pmatrix} \quad (4 - 176)$$

El tratamiento implícito consigue incrementar los términos incluidos en la diagonal principal de la matriz M, consiguiéndose de esta forma un cálculo más estable en la resolución del problema siempre que el signo sea negativo (-). Si el signo es positivo (+), interesa más el tratamiento explícito.

En el caso de tener un término fuente de la siguiente forma [52]:

$$S\vec{v}^2 \quad (4 - 177)$$

Se puede escribir de la siguiente forma [52]:

$$(S\vec{v}^{i-1}) * \vec{v} \quad (4 - 178)$$

Por lo tanto, la integral resulta de la siguiente forma [52]:

$$\int_V S\vec{v}^2 dV = S_p \vec{v}_p^{i-1} \vec{v}_p \quad (4 - 179)$$

donde el valor de \vec{v}_p^{i-1} correspondiente a la iteración previa se empleará para linealizar el término fuente.

En cuanto al tratamiento de los términos convectivo y difusivo de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento, estos requieren de un tratamiento más complejo, debido a la presencia del operador divergencia ($\nabla \cdot$) [52]:

$$\underbrace{\int_V [\nabla \cdot (\vec{v}\vec{v})] dV}_{\text{Convección}} = \int_V \left[-\frac{1}{\rho} \nabla p \right] dV + \underbrace{\int_V [\nabla \cdot (v \nabla \vec{v})] dV}_{\text{Difusión}} + \int_V [\vec{g}] dV \quad (4 - 180)$$

En este caso, se utiliza el teorema de la divergencia para pasar de integrales de volumen a integrales de superficie [47]:

$$\int_V \nabla \cdot \vec{F} dV = \int_V \vec{F} \cdot \hat{n} dS \quad (4 - 181)$$

Aplicando el teorema de la divergencia al término convectivo de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento [47]:

$$\int_V [\nabla \cdot (\vec{v}\vec{v})] dV = \int_S [\vec{v}(\vec{v} \cdot \hat{n})] dS \quad (4 - 182)$$

donde el producto de la velocidad, el vector normal a la superficie y el elemento de superficie es igual a la tasa de flujo volumétrico que sale de la superficie [47]:

$$(\vec{v} \cdot \hat{n})dS \quad (4 - 183)$$

y la velocidad fuera de paréntesis es el término incógnita que hay que resolver.

Separando la integral de superficie 4 – 182 en la suma de un número finito de caras [47]:

$$\int_S [\vec{v}(\vec{v} \cdot \hat{n})]dS = \sum_{i=1}^M \int_S \vec{v}_i (\vec{v}_i \cdot \hat{n}_i) dS_i \quad (4 - 184)$$

Considerando que la variación de flujo a través de una cara es lineal, se puede aproximar el valor de una cara completa al valor en el centro de la cara (f) [68]:

$$\sum_{i=1}^M \int_S \vec{v}_i (\vec{v}_i \cdot \hat{n}_i) dS_i \approx \sum_{i=1}^M \vec{v}_{fi} (\vec{v}_{fi} \cdot \hat{n}_{fi}) S_i \quad (4 - 185)$$

Respecto del término difusivo, aplicando el teorema de la divergencia [68]:

$$\int_V [\nabla \cdot (v \nabla \vec{v})] dV = \int_S [v (\nabla \vec{v}_i) \cdot \hat{n}_i] dS_i \approx \sum_{i=1}^M [v_{fi} (\nabla \vec{v}_{fi}) \cdot \hat{n}_{fi}] dS_i \quad (4 - 186)$$

A partir de las ecuaciones 4 – 185 y 4 – 186, se comprueba que es necesario conocer el valor de la velocidad en el centro de la cara (f), mientras que sólo se tienen las velocidades correspondientes a los centroides de las celdas (ilustración 4.21):

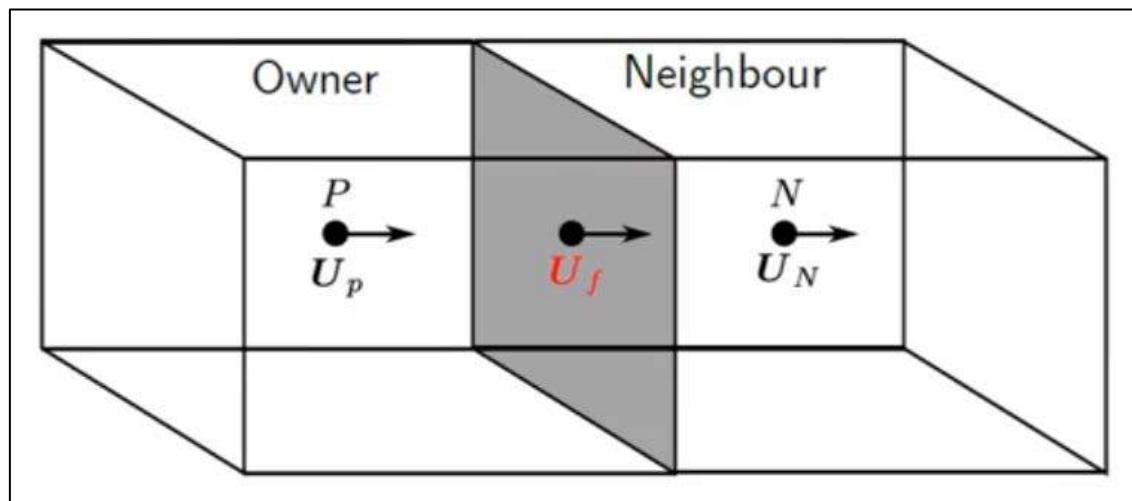


Ilustración 5.21 Velocidades en centroides y cara común de celdas vecinas [48]

Por lo tanto, resultará necesario interpolar a lo largo de todas las celdas en las que se encuentra dividido el dominio.

Los códigos CFD de uso más común incorporan multitud de esquemas de interpolación con el fin de calcular el valor en las caras de la velocidad (v_f) [41]:

- Upwind.
- Second-Order/Linear Upwind.
- Central Differencing.
- QUICK (siglas en inglés de “*Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics*”).

Mediante la aplicación de un esquema de interpolación, se obtendrán los valores de velocidades en las caras a partir de los valores de velocidades en los centroides de las celdas vecinas [52].

Conocidos los valores de las velocidades en las caras, se puede completar la matriz M con estos valores, ocupando espacios tanto en la diagonal principal como fuera de ella [52]:

$$M = M_{ii} + M_{ij} \quad (4 - 187)$$

donde los espacios correspondientes a M_{ii} (diagonal principal) serán ocupados por los valores de las velocidades en los centroides de las celdas del dominio, mientras que los espacios correspondientes a M_{ij} (fuera de la diagonal principal) serán ocupados por los valores de velocidades en las caras de las celdas del dominio, a partir de la interpolación de los valores de velocidades en los centroides de las celdas vecinas.

De los anteriores esquemas de interpolación, el de tipo “*upwind*” va a permitir conocer los valores de las variables en las caras gracias al empleo del término convectivo de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento.

Dentro de este esquema de interpolación existirán, a su vez, dos variantes de interpolación, conocidas como aproximaciones de primer y segundo orden respectivamente.

Las aproximaciones de primer orden se utilizarán en aquellos casos en los que los valores de las variables no presenten grandes variaciones a lo largo de las caras de las celdas.

Por el contrario, las de segundo orden serán mucho más precisas que las de primer orden, por lo que se utilizarán como medio de afinar una primera solución de primer orden.

4.11 Cálculo de gradientes basado en los nodos green gauss

Tanto en el código CFD ANSYS Fluent utilizado para la realización de este Tesis Doctoral, como en la mayoría de códigos CFD comerciales, los valores de las variables fluidas se almacenan en los centroides de las celdas del dominio.

La cuestión es que para conocer los valores de las variables en los centroides, se requiere conocer primero los valores de los gradientes de dichas variables en los centroides.

El método “green gauss” y sus dos variantes, centrado en la celda y en los nodos, permitirán calcular los valores de los gradientes de las variables fluidas en los centroides de las celdas [41].

Para el caso concreto de la variante centrada en los nodos, el procedimiento seguido es el siguiente [41]:

1. Se calculan los valores en los nodos de la celda a partir de los valores almacenados en los centroides de celdas vecinas.
2. Se calculan los valores en las caras a partir de los valores “nodos”.
3. Se obtiene el gradiente a partir de los valores de las caras, mediante el uso de la fórmula “green gauss” (teorema de Gauss).

Para la obtención de los valores en los nodos de las variables, se hace uso de los valores medios en los centroides de las celdas vecinas [69] [70] (ilustración 4.22):

$$T_v = \frac{1}{N_{Cells}} \sum [T_p] \quad (4 - 188)$$

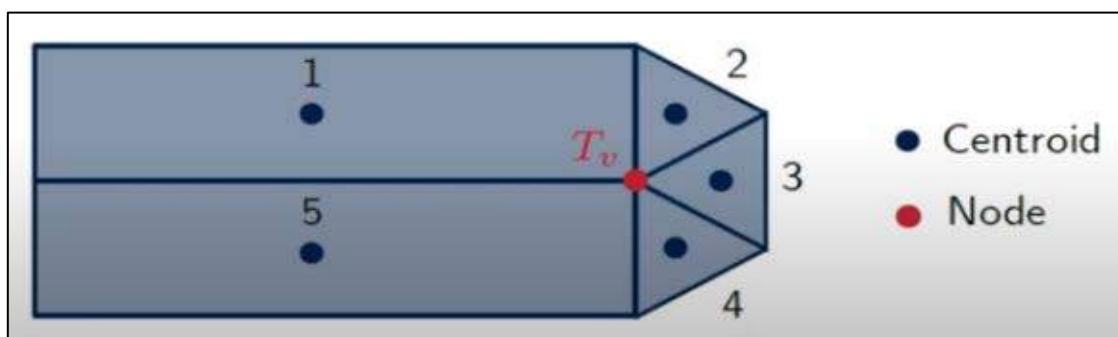


Ilustración 4.22 Ejemplo de cálculo de valor medio de una variable en un nodo [48]

Como se puede apreciar en la ilustración 4.22, el valor medio en el nodo se obtiene como valor medio de los valores en los centroides del resto de celdas vecinas.

El problema surge cuando, como en el ejemplo anterior, se tienen distintas distancias entre centroides y nodo en el que se desea conocer el valor medio de las variables (los centroides 2, 3 y 4 se encuentran mucho más cerca del nodo v que los nodos 1 y 5).

En estos casos, hay que acudir al concepto de media ponderada, en el que se utiliza la distancia d de los centroides al nodo con el fin de corregir el problema de la distancia, ponderando el valor de las medias en función de lo cerca o lejos que se encuentran sus centroides del nodo [69] [70] (ilustración 4.23):

$$T_v = \frac{\sum_{Cells} T_p \left(\frac{1}{|d|} \right)}{\sum_{Cells} \left(\frac{1}{|d|} \right)} \quad (4 - 189)$$

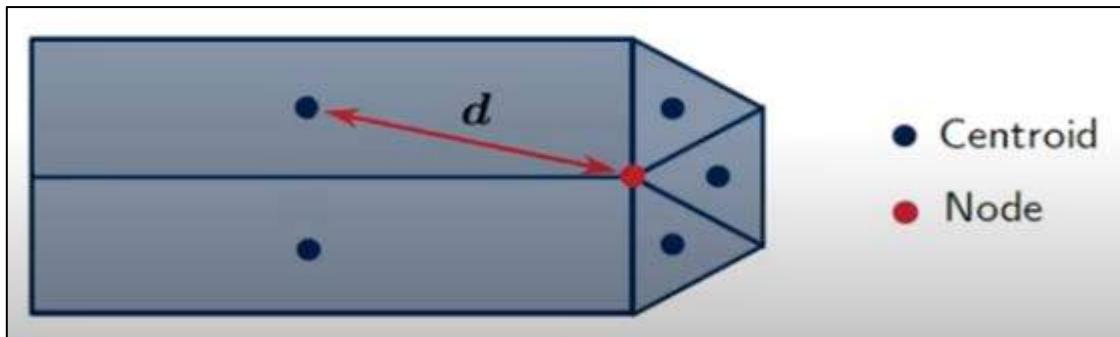


Ilustración 4.23 Distancia entre centroide y nodo [48]

Una vez obtenidos los valores nodales de las variables, se puede obtener el valor en el centro de la cara mediante la media de los valores nodales [69] [70] (ilustración 4.24):

$$T_f = \frac{1}{N} \sum_{Nodes} T_v \quad (4 - 190)$$

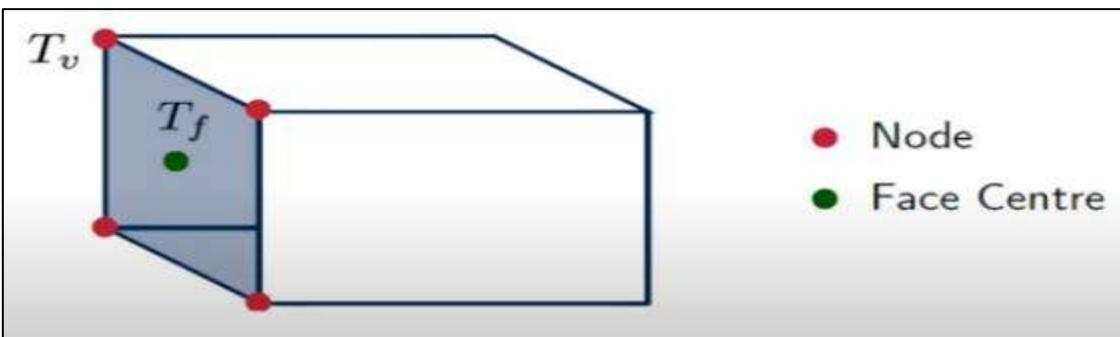


Ilustración 4.24 Distancia entre centroide y nodo [48]

Conocidos los valores de las variables fluidas en los centros de las caras, se puede hacer uso del teorema de Gauss para calcular los gradientes en los centroides de las celdas [41]:

$$(\nabla T)_p = \frac{1}{V_p} \sum_{Faces} [T_f \hat{n}_f A_f] \quad (4 - 191)$$

Los valores correspondientes a las condiciones de contorno se muestran constantes a lo largo de la condición de contorno (ilustración 4.25):

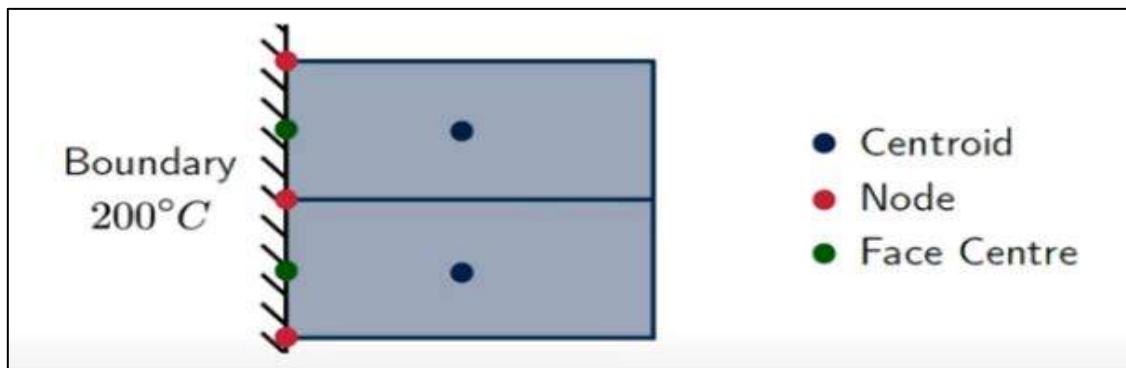


Ilustración 4.25 Valores de temperaturas correspondientes a la condición de contorno pared [48]

La variante centrada en la celda presenta un error denominado “skewness error” o error de asimetría, debido a que los valores calculados en las caras de las celdas no coinciden con los centros de las caras (ilustración 4.26):

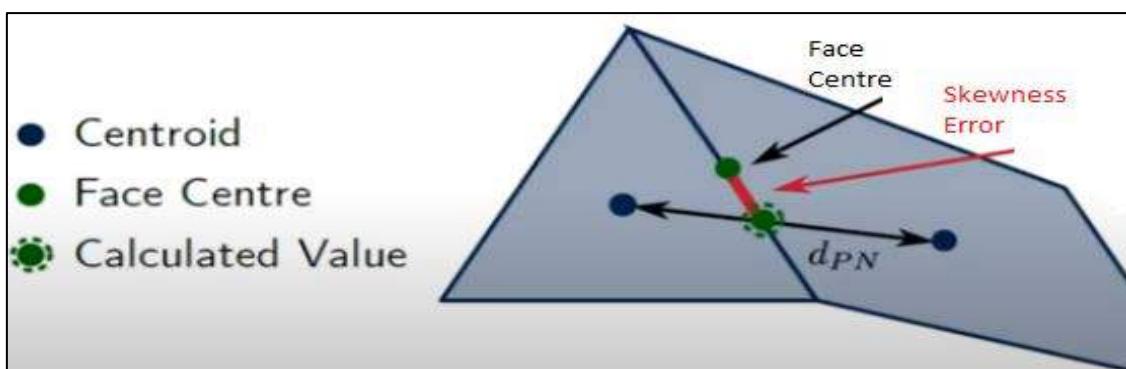


Ilustración 4.26 Error de simetría propio de la variante centrada en la celda del cálculo de gradientes green gauss [48]

En cambio, para la variante basada en los nodos no se da este tipo de error debido a que los valores de las variables se calculan en los centros de las caras. Como contra partida, esta variante resulta mucho más costosa desde el punto de vista del cálculo computacional (ilustración 4.27):

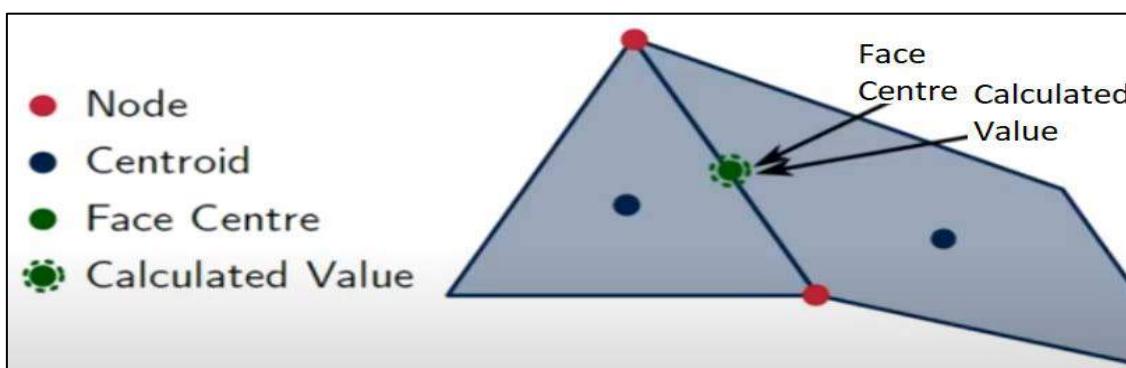


Ilustración 4.27 Método de cálculo de gradientes green gauss basado en los nodos [48]

4.12 Esquemas de discretización upwind

Los esquemas de discretización “upwind” van a permitir conocer los valores de las variables en las caras de las celdas a partir de los valores en los centroides, gracias al empleo del término convectivo de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento. Por lo tanto, van a depender del flujo de masa que sale/entra en la celda [71] (ilustración 4.28):

$$F_f = \rho_f A_f (\vec{v}_f \cdot \hat{n}) \quad (4 - 192)$$

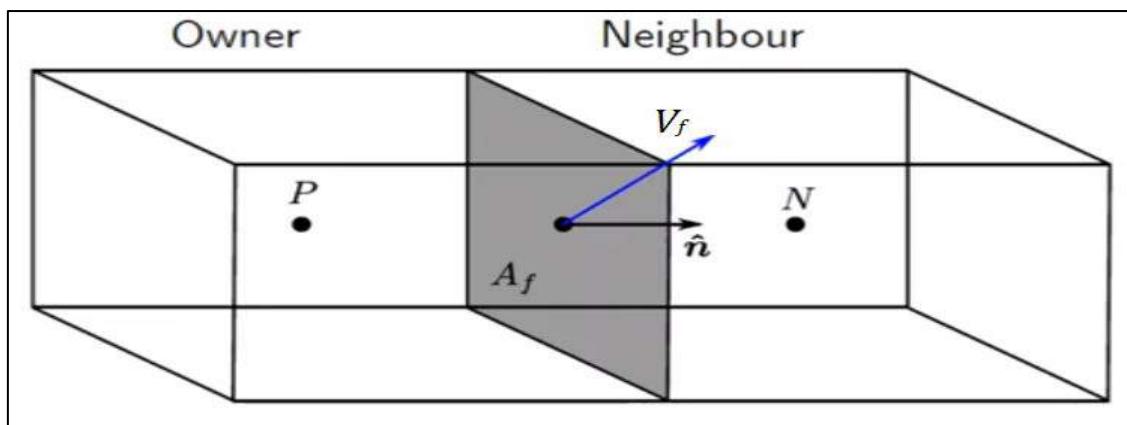


Ilustración 4.28 Planteamiento del esquema de discretización upwind [48]

A partir de la ecuación 4 – 192, se tienen las siguientes relaciones [71]:

- $F_f > 0$, el flujo de masa sale de la celda.
- $F_f < 0$, el flujo de masa entra en la celda.

Por lo tanto, el valor ϕ en la cara de la celda de una variable cualquiera (ϕ_P), vendrá dado por [71] (ilustración 4.29):

$$\phi_f = \begin{cases} \phi_P & F_f > 0 \quad \text{flujo de masa saliente} \\ \phi_N & F_f > 0 \quad \text{flujo de masa entrante} \end{cases} \quad (4 - 193)$$

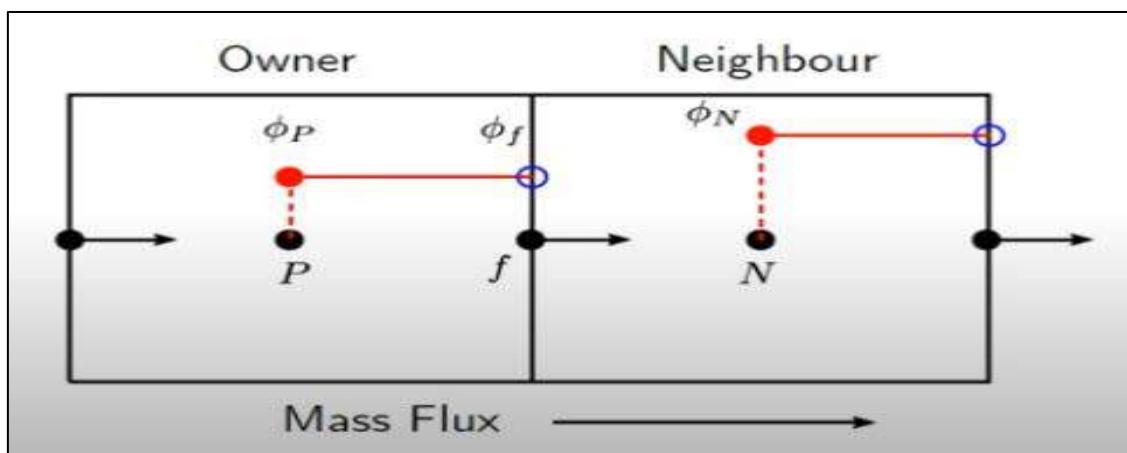


Ilustración 4.29 Esquema de discretización upwind de primer orden [48]

El esquema de discretización “first order accurate” o aproximación de primer orden se encuentra especialmente indicado en aquellos casos en los que el valor de la variable ϕ no presenta grandes variaciones lineales a lo largo de la cara de la celda, manteniéndose su valor constante entre el centroide y la cara [71].

Se trata de un esquema poco preciso pero muy estable, especialmente en flujos dominados por el término convectivo, pudiéndose emplear con el fin de alcanzar una primera aproximación a la solución [71].

A partir del esquema de discretización first order accurate o aproximación de primer orden, surge el esquema de discretización “linear upwind” o de segundo orden, mucho más preciso que el de primer orden. En este nuevo esquema, el gradiente ($\nabla\phi$) se emplea para mejorar la precisión en la interpolación [71] (ilustración 4.30):

$$\phi_f = \begin{cases} \phi_P + (\nabla\phi)_P \cdot \vec{r} & F_f > 0 \\ \phi_N + (\nabla\phi)_N \cdot \vec{r} & F_f < 0 \end{cases} \quad (4 - 194)$$

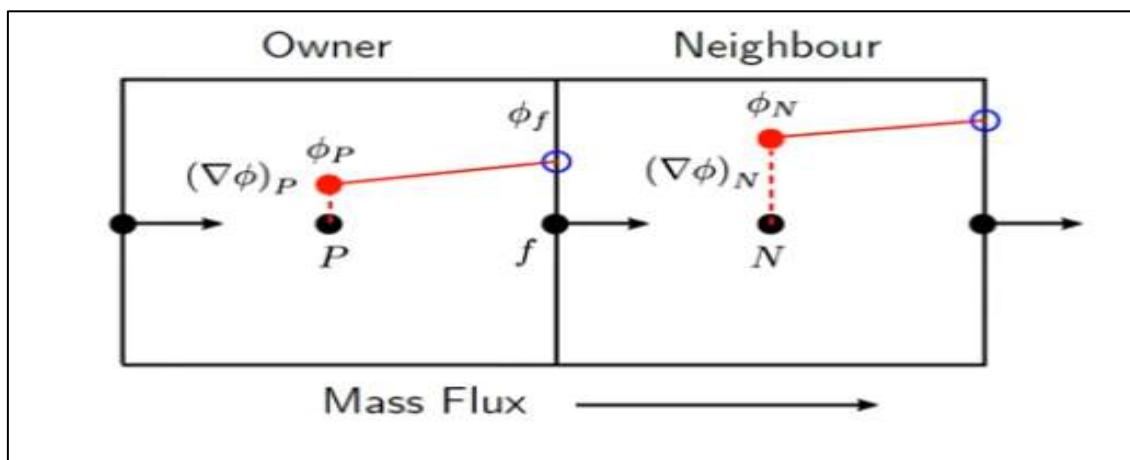


Ilustración 4.30 Esquema de discretización upwind de segundo orden [48]

El esquema de discretización linear upwind o de segundo orden se va a comportar de manera mucho más precisa que el de primer orden. En cambio, va a ser mucho más inestable en la convergencia hacia la solución, además de un mayor coste computacional [71].

Por lo general, se va a emplear el esquema de discretización de primer orden para realizar una primera aproximación a la solución. Una vez alcanzada una primera solución estable, se va a utilizar el esquema de segundo orden con el fin de afinar la primera solución hacia una solución final mucho más precisa que la primera [71].

4.13 Calidad de ortogonalidad

Se consideran dos celdas de un mallado conectadas por una misma cara, un vector \vec{d} que conecta los centroides de ambas celdas y un vector normal unitario \hat{n} a la cara común de ambas celdas. El ángulo θ entre el vector \vec{d} que une ambos centroides y el vector normal unitario \hat{n} se denomina “cell based non-orthogonality” o ángulo de no ortogonalidad entre celdas [68] (ilustración 4.31):

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{\vec{d} \cdot \hat{n}}{|\vec{d}| |\hat{n}|} \right) \quad (4 - 195)$$

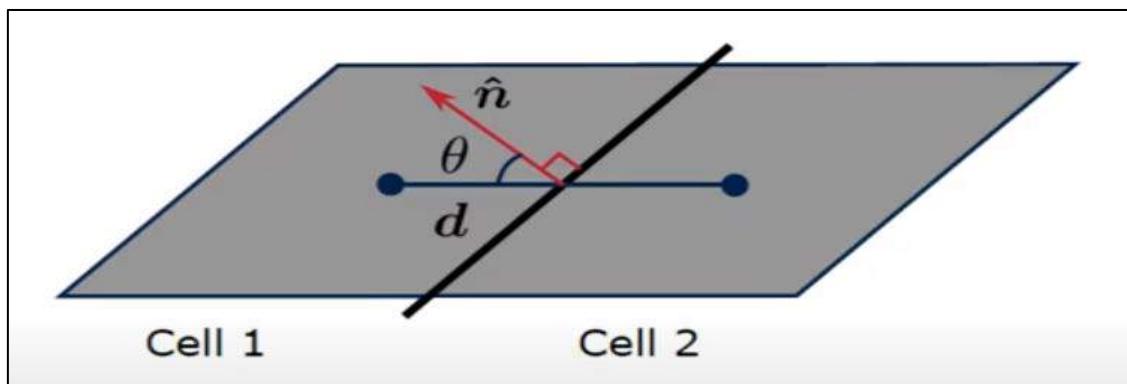


Ilustración 4.31 Cell based non-orthogonality o ángulo de no ortogonalidad entre celdas [48]

En el caso de $\theta = 0$, se considera una cara perfectamente ortogonal. Conforme aumenta el valor de θ , aumenta la inestabilidad del CFD para converger hacia una solución [68].

En el caso de celdas vecinas que no se encuentran completamente alineadas, es decir, que no pertenecen al mismo plano, existe una alternativa al empleo del vector \vec{d} , que es utilizar el vector \vec{c} que va desde el centroide de la celda al centro de la cara [68] (ilustración 4.32):

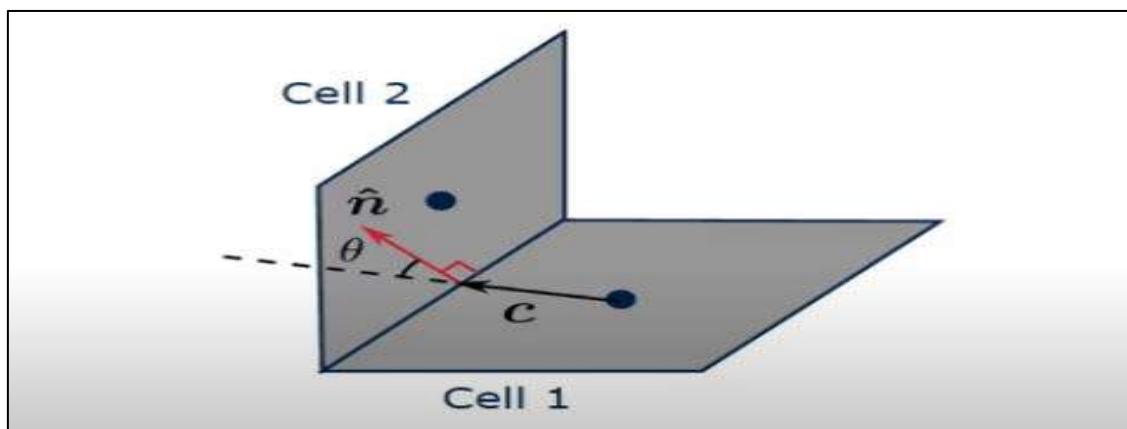


Ilustración 4.32 Face based non-orthogonality o alineamiento entre celdas [48]

En el caso concreto del código CFD ANSYS Fluent, este calcula θ utilizando ambos vectores \vec{c} y \vec{d} en todas las caras de una celda. Posteriormente, selecciona el ángulo mayor como cell based non-orthogonality o medida de no ortogonalidad de la celda [41]:

$$\theta_{cell} = \max \left[\cos^{-1} \left(\frac{\vec{d} \cdot \hat{n}}{|\vec{d}| |\hat{n}|} \right), \cos^{-1} \left(\frac{\vec{c} \cdot \hat{n}}{|\vec{c}| |\hat{n}|} \right) \right] \quad (4 - 196)$$

A esto es a lo que define el código CFD ANSYS Fluent como “*calidad de ortogonalidad*”. En este caso, θ se encuentra normalizado entre los valores 0 y 1, siendo 1 la mayor calidad de ortogonalidad, por lo que a la hora de realizar mallados en dominios habrá que tener este parámetro de calidad en cuenta [41].

Muchas de las ecuaciones de transporte que se resuelven por códigos CFD incluyen términos difusivos como, por ejemplo, la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento.

A partir de la discretización del término difusivo de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento para un flujo incompresible y estacionario, mediante la aplicación del método de los volúmenes finitos (ecuación 4 – 186), los sufijos f indican los valores de las variables en el centro de las caras, valores que varían linealmente respecto de los valores de las variables en los centroides de las celdas [68].

La dificultad, en este caso, radica en evaluar el producto escalar del vector unitario normal a la superficie \hat{n}_f y el gradiente de velocidades $(\nabla \vec{v})_f$ en la cara común entre dos celdas [68] (ilustración 4.33):

$$[v_f (\nabla \vec{v})_f \cdot \hat{n}_f] \quad (4 - 197)$$

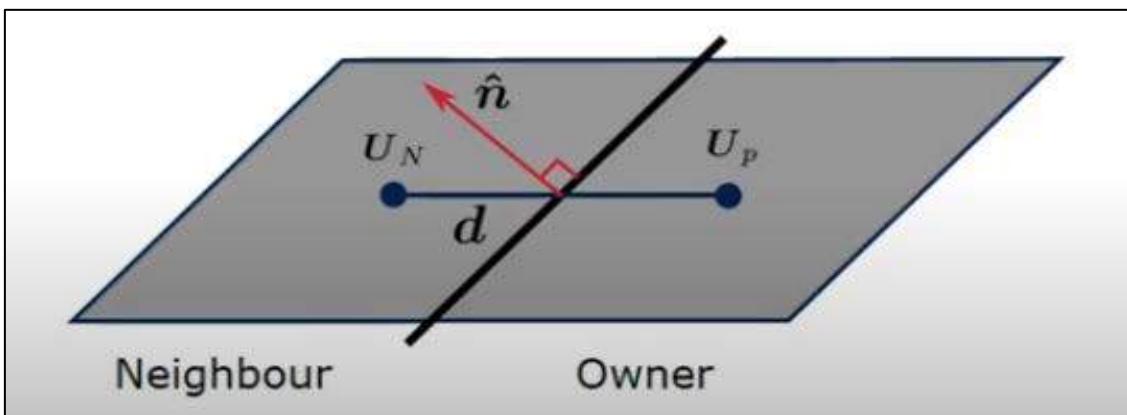


Ilustración 4.33 Velocidades en los centroides de celdas vecinas y vector unitario normal a la cara común [48]

En este caso, se conocen los valores de las velocidades en los centroides de las celdas y el valor de la viscosidad se puede obtener por interpolación upwind [68].

Si el vector unitario normal a la cara \hat{n} es paralelo al vector que une ambos centroides \vec{d} [68]:

$$(\nabla \vec{v})_f \cdot \hat{n}_f = \frac{u_p - u_n}{|d|} |\Delta| \quad (4 - 198)$$

La ecuación 4 – 198 se cumplirá únicamente cuando \hat{n} y \vec{d} sean paralelos (condición de ortogonalidad). Para el resto de casos, hay que descomponer el vector \hat{n} en dos componentes, una componente ortogonal y otra no ortogonal [68] (ilustración 4.34):

$$\hat{n} = \Delta + k \quad (5 - 199)$$

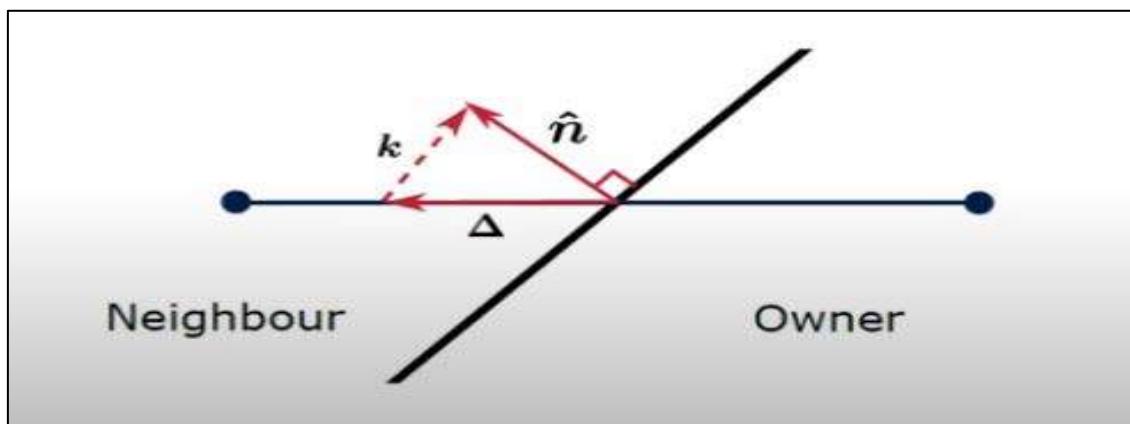


Ilustración 4.34 Componentes ortogonal y no ortogonal del vector \hat{n} [48]

Sustituyendo la relación 4 – 199 en el término difusivo discretizado correspondiente a la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento para flujo imcompresible y estacionario (4 – 197) [68]:

$$\begin{aligned} \sum_{f=1}^N [v_f (\nabla \vec{v})_f \cdot \hat{n}_f] S_f &= \sum_{f=1}^N [v_f (\nabla \vec{v})_f \cdot (\Delta + k)_f] S_f \\ &= \underbrace{\sum_{f=1}^N [v_f (\nabla \vec{v})_f \cdot \Delta_f] S_f}_{\text{Implícito}} + \underbrace{\sum_{f=1}^N [v_f (\nabla \vec{v})_f \cdot k_f] S_f}_{\text{Explícito}} \end{aligned} \quad (4 - 200)$$

La componente ortogonal se evalúa de modo implícito mientras que la no ortogonal lo es de modo explícito. Para el término ortogonal implícito [68]:

$$(\nabla \vec{v})_f \cdot \Delta_f = \frac{u_p - u_n}{|d|} |\Delta_f| \quad (4 - 201)$$

El término no ortogonal se evalúa de modo explícito (siendo la velocidad conocida) como un término fuente/correctivo [68]:

$$(\nabla \vec{v})_f \cdot k_f \quad (4 - 202)$$

El término no ortogonal no puede ser evaluado de modo implícito, lo que va a generar un incremento en la inestabilidad hacia la convergencia de la solución. Por lo tanto, cuanto mayor sea la no ortogonalidad del mallado, mayor será el término explícito y menor el implícito, siendo más inestable la convergencia hacia la solución [68].

En este caso, el ángulo θ va a tener una gran importancia debido a que $\theta \approx k$ (ilustración 4.35):

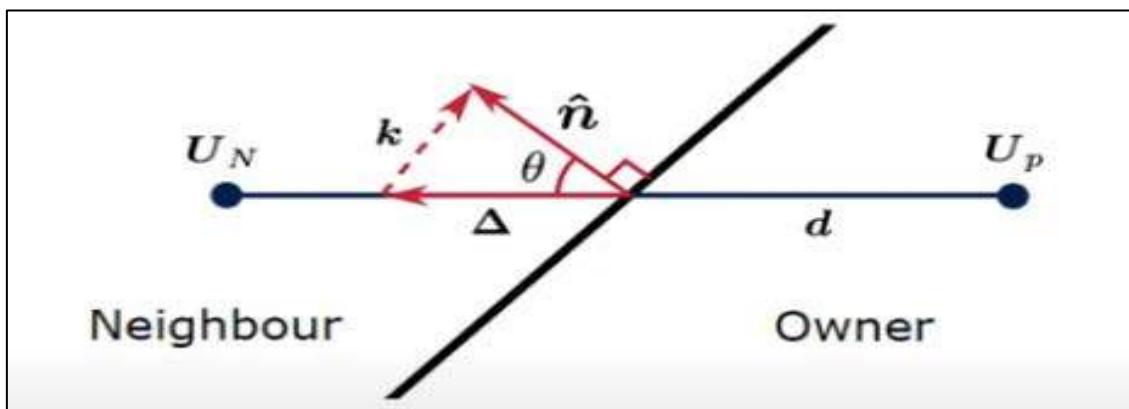


Ilustración 4.35 Componentes ortogonal y no ortogonal [48]

Conforme disminuye θ , también lo hará la componente k no ortogonal (explícita), aumentando la componente Δ ortogonal (implícita) y disminuyendo la inestabilidad, mejorándose de esta forma la convergencia hacia la solución [68].

Para reducir el efecto de la no ortogonalidad del mallado, existen correctores de no ortogonalidad, que utilizan valores de campo de velocidades actualizados, siendo necesario el uso de bucles de iteración [48].

En mallados de alta calidad, el empleo de algoritmos con bucles de iteraciones externas como SIMPLE o PISO (siglas en inglés de “*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*” y “*Pressure Implicit Split Operator*” respectivamente), son suficientes para alcanzar la convergencia. En cambio, en mallados de baja calidad se requieren de bucles adicionales de iteraciones internas o de “corrección no ortogonal” para la ecuación de continuidad [48].

Por lo tanto, el ángulo de no ortogonalidad entre los vectores normal a la cara compartida y de conexión entre los centroides en dos celdas contiguas va a suponer la corrección explícita del término difusivo de las ecuaciones con el fin mejorar la precisión [48].

A la vez que se mejora la precisión, se incrementa la inestabilidad en la convergencia hacia la solución, por lo que se hace necesario la generación de mallados de buena calidad en los que se minimice este fenómeno [48].

4.14 Métodos de resolución de ecuaciones basados en la presión

Una de las mayores dificultades de obtener soluciones precisas en flujos incompresibles es, que la ecuación de conservación de la masa o continuidad carece de términos con derivada temporal, es decir, no existe una ecuación de evolución para la presión de la forma [72]:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = f(t) \quad (4 - 203)$$

La restricción de conservar la masa se consigue mediante el acoplamiento implícito de la ecuación de continuidad con la de conservación de la cantidad de movimiento a través de la presión. El término presión no es un campo cualquiera, sino que proviene de un gradiente y es, por lo tanto, irrotacional [72]:

$$\nabla \times \nabla p = 0 \quad (4 - 204)$$

Esta característica se puede utilizar con el fin de eliminar el término gradiente de presión de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento, obteniendo de esta manera una formulación sin presión [72].

La resolución de las ecuaciones de gobierno en base a valores de presión utiliza algoritmos denominados “métodos de proyección”. Estos algoritmos resuelven la restricción del campo de velocidades en la ecuación de continuidad a través de ecuación de presión [73].

La ecuación de presión deriva de las ecuaciones de continuidad y momento, de tal manera que el campo de velocidades obtenido y corregido por la presión, satisface a su vez la ecuación de continuidad [41].

El código CFD ANSYS Fluent seleccionado incorpora dos algoritmos basados en la presión, uno segregado y otro acoplado [41].

En el algoritmo segregado, la solución de las ecuaciones de gobierno se realiza de forma secuencial o “segregada”. Esto significa que las ecuaciones se resuelven una a una y desacopladas del resto de ecuaciones [41].

Este algoritmo va a ser más eficiente desde el punto de vista de gestión de memoria, debido a que las ecuaciones discretizadas se almacenan en memoria de una en una. En cambio, la convergencia a la solución es relativamente lenta debido a la forma individual o desacoplada de resolución de las ecuaciones [41].

Los pasos seguidos por parte del algoritmo segregado en cada iteración son los siguientes [41] (ilustración 4.36):

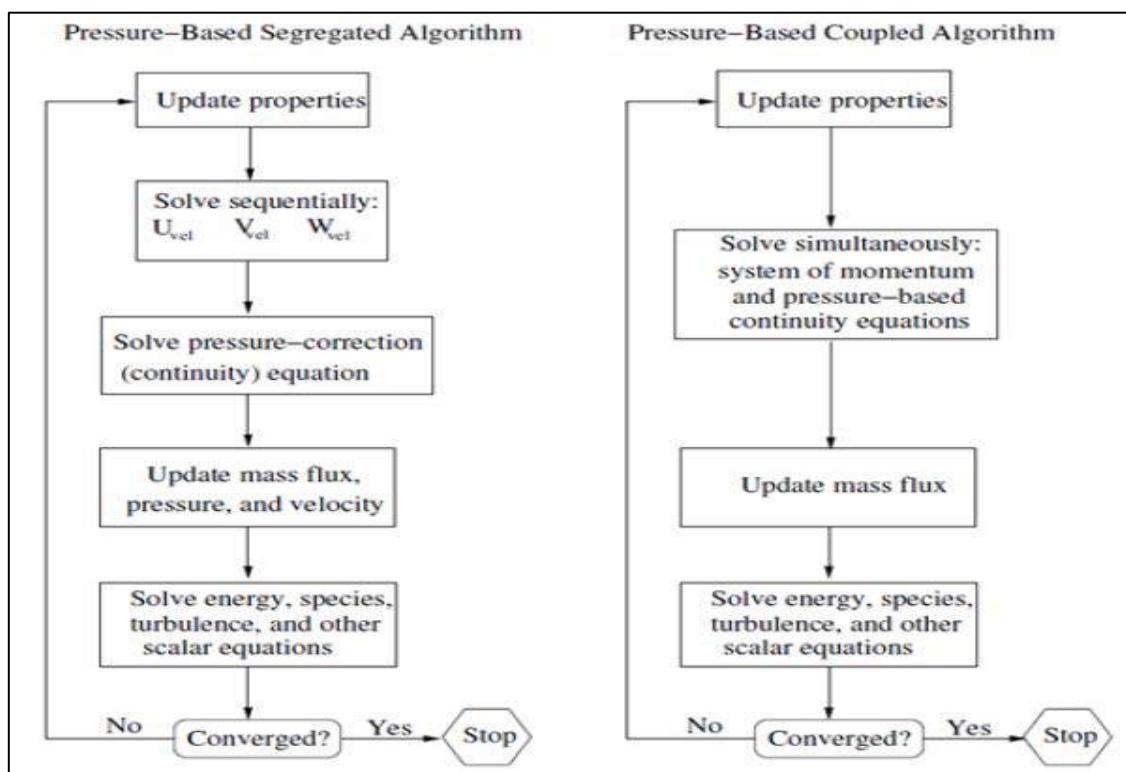
1. Actualización de los valores de las variables fluidas como, por ejemplo, densidad, viscosidad, calor específico, etc.
2. Resolución de las ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento a partir de los valores actualizados de presión y flujo de masa.

3. Resolución de la ecuación de corrección de la presión mediante el empleo del campo de velocidades y flujo de masa actualizados.
4. Corrección de los valores correspondientes al flujo de masa, presión y campo de velocidades mediante la corrección de presión (paso anterior).
5. Resolución de las ecuaciones escalares de términos adicionales como, por ejemplo, la ecuación de la energía, turbulencia, especies, etc.
6. Actualización de términos fuente que surgen de la interacción entre distintas fases.
7. Verificación de la convergencia de las ecuaciones hasta alcanzar la precisión deseada.

A diferencia del algoritmo segregado, el algoritmo acoplado resuelve el sistema acoplado de ecuaciones que comprende las ecuaciones de momento y la ecuación de continuidad basada en la presión [41].

Así, en el algoritmo acoplado los pasos 2 y 3 del algoritmo segregado se reemplazan por un solo paso, en el que se resuelve el sistema acoplado de ecuaciones. El resto de las ecuaciones se resuelven de forma desacoplada como en el caso anterior [41].

En este caso se mejora la convergencia a la solución debido a que las ecuaciones de continuidad y momento se resuelven de manera acoplada. Por el contrario, los requisitos de memoria aumentan de 1,5 a 2 veces debido a la exigencia de mantener en memoria el sistema discreto de ecuaciones de gobierno más la presión [41] (ilustración 4.36):



4.15 Tipos y características del mallado

Tanto si se habla de flujos estacionarios como no estacionarios, para la resolución de un problema fluido mediante técnicas CFD, hay que proceder a la discretización espacial del medio con el fin de obtener una solución numérica del mismo [72].

Las posiciones discretas para el cálculo de las variables se encuentran definidas por la malla numérica, que es básicamente una representación discreta del dominio geométrico del problema [72].

El mallado espacial presentará mayor complejidad que el temporal debido a las dimensiones (2D o 3D), a que el dominio puede tener una geometría compleja y a la dificultad, a priori, de conocer que lugares del dominio requieren un mallado más fino [72].

En cuanto a la clasificación por tipo de malla, existen básicamente tres tipos: mallas estructuradas, no estructuradas e híbridas [72].

Las mallas estructuradas son aquellas formadas por un conjunto de nodos (o volúmenes de control) que pueden ser identificados de forma única mediante un grupo de índices ordenados i, j en 2D o i, j, k en 3D [72].

La malla estructurada es el tipo de malla más simple y es equivalente a una malla cartesiana mediante el cambio de coordenadas apropiado. Cada nodo de la malla tiene 4 vecinos en 2D y 6 en 3D, a los que se accede variando los índices i, j, k en ± 1 . Su mayor desventaja es que únicamente pueden ser utilizadas en dominios con geometrías simples, acumulando puntos en regiones de escaso interés [72].

Las mallas estructuradas se dividen a su vez en tres grupos, según cómo sea la deformación que hay que aplicar a la malla original cartesiana: mallas de tipo O, tipo C o tipo H (ilustración 4.37):

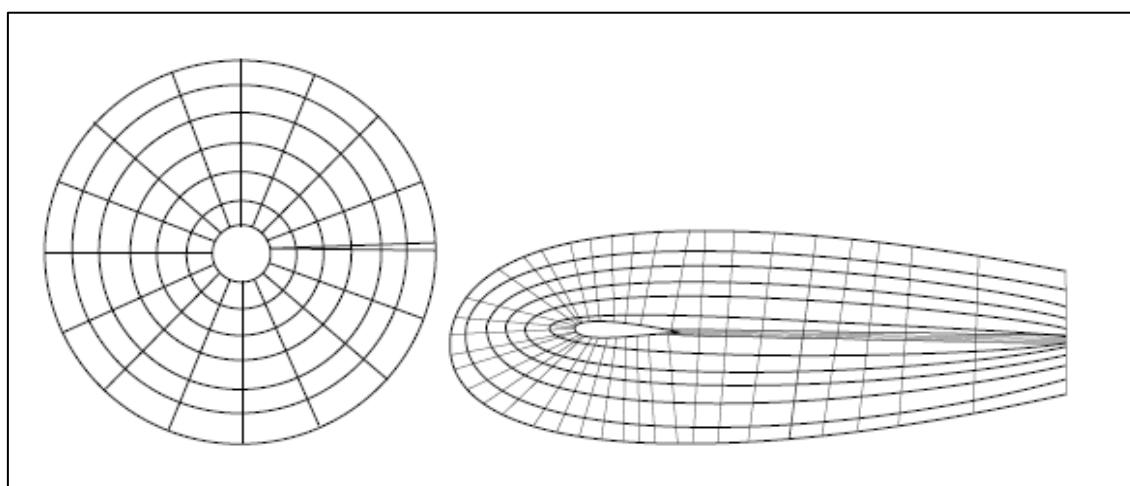


Ilustración 4.37 Ejemplos de mallas estructuradas tipo O y tipo C [72]

En las tipo O, los puntos se encuentran organizados circularmente de modo que las líneas que los unen son cerradas, las tipo C se doblan reproduciendo una forma de C y al resto se les denomina tipo H [72].

Un caso particular dentro de las mallas estructuradas lo representan las llamadas “*mallas estructuradas multibloque*”. En este tipo de mallas existen varios niveles de subdivisión, empezando por un nivel exterior donde coexisten bloques generalmente grandes, pudiendo ser de estructura irregular e incluso solaparse. En el nivel más fino se definen mallas estructuradas, con un tratamiento especial en las regiones de acoplamiento entre bloques [72].

Las mallas estructuradas multibloque son más flexibles que las estructuradas, permitiendo una mayor resolución en aquellas zonas del mallado donde se requiera. Por el contrario, son más complejas de programar que las estructuradas [72].

Las mallas no estructuradas están especialmente indicadas para geometrías muy complejas, debido a que se pueden adaptar de forma arbitraria al dominio. Aunque pueden ser usadas con cualquier esquema de discretización espacial, los métodos de volúmenes y elementos finitos son los que mejor se adaptan [72].

De forma mayoritaria, las mallas no estructuradas se construyen utilizando triángulos o cuadriláteros en 2D y tetraedros o hexaedros en 3D. A pesar de su gran flexibilidad, su estructura irregular de datos obliga al empleo para su resolución de algoritmos más complejos y costosos, a la vez de tiempos de simulación mucho más largos (ilustración 4.38):

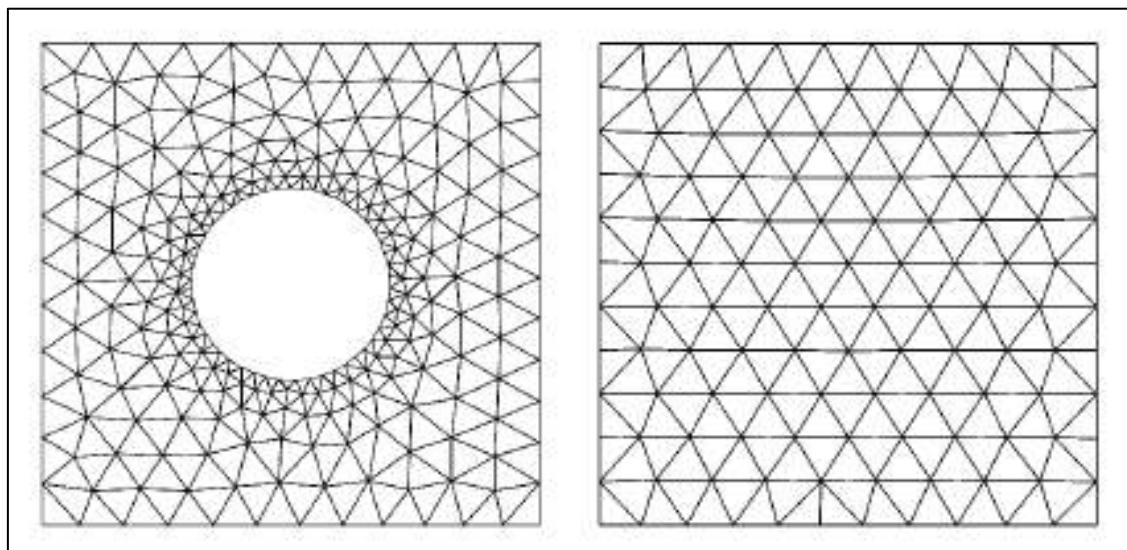


Ilustración 4.38 Ejemplos de mallas no estructuradas [72]

En cuanto a las mallas híbridas, estas surgen de la combinación de mallas estructuradas y no estructuradas. En este caso, hay que tener especial cuidado con el acoplamiento entre los distintos tipos de mallas [72].

4.16 Funciones de pared

En las proximidades de la pared, los gradientes de velocidad, temperatura, etc., comienzan a ser elevados (área de bajo Re). Por lo tanto, en estas zonas se requiere de un mallado más fino con el fin de resolver estos gradientes de la manera más precisa posible (ilustración 4.39):

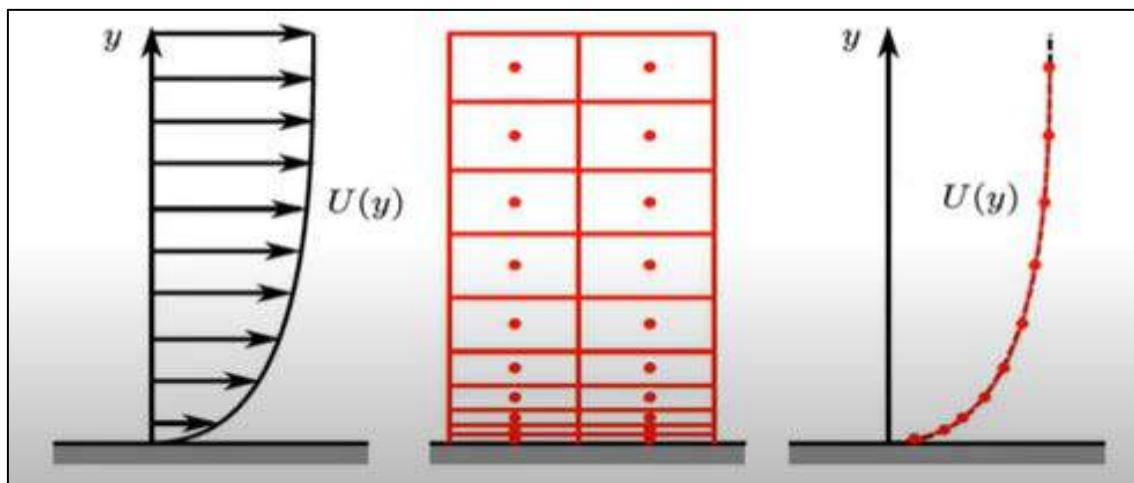


Ilustración 4.39 Gradiante de velocidad próximo a la pared (área de bajo Re) [48]

Un tamaño de malla más fino implicará celdas de mayor relación de aspecto conforme más próxima se encuentra la pared, lo que produce una reducción en la calidad del mallado y un incremento en el número de celdas del dominio [59].

La calidad en el mallado se encuentra íntimamente relacionada con la inestabilidad, de forma que una reducción en la calidad implica un incremento de la inestabilidad del sistema en su convergencia hacia la solución. Si además se incrementa el número de celdas del dominio, esto se traduce en mayores tiempos de cálculo [59].

Además, una aproximación de segundo orden en el método de discretización de volúmenes finitos supondrá una variación lineal en el valor de la velocidad a lo largo de la celda. Por lo tanto, hay que utilizar un número elevado de celdas con el fin de resolver de forma precisa el gradiente de velocidades en zonas próximas a la pared [48].

A partir de aquí, lo que se puede hacer es modelar la variación de la velocidad entre el centroide de la celda y la pared con la ayuda de una función no lineal, de modo que el tamaño de celda en las proximidades de la pared no tenga por qué ser demasiado fino, reduciéndose la relación de aspecto de las celdas próximas a la pared, la inestabilidad del sistema y el número total de celdas del dominio (ilustración 4.40):

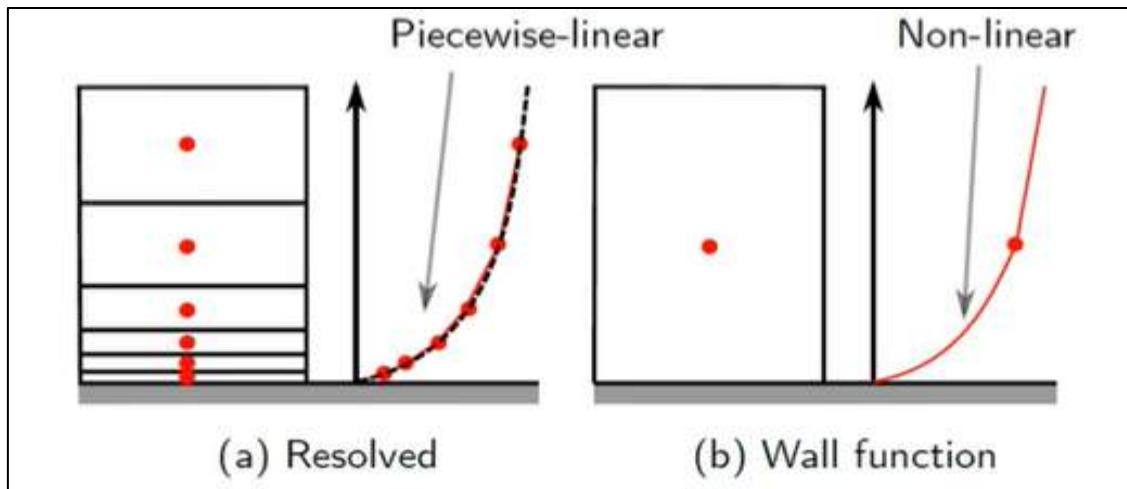


Ilustración 4.40 Representación del gradiente de velocidades de forma lineal y no lineal [48]

Medidas experimentales y simulaciones DS corroboran que la variación de la velocidad en las proximidades de la pared sigue la ley que aparece representada en la ilustración 4.41:

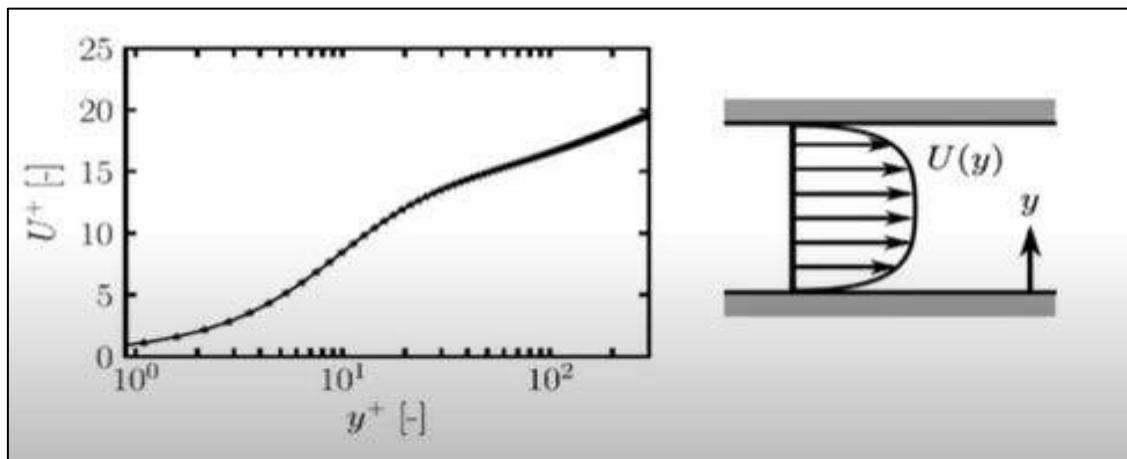
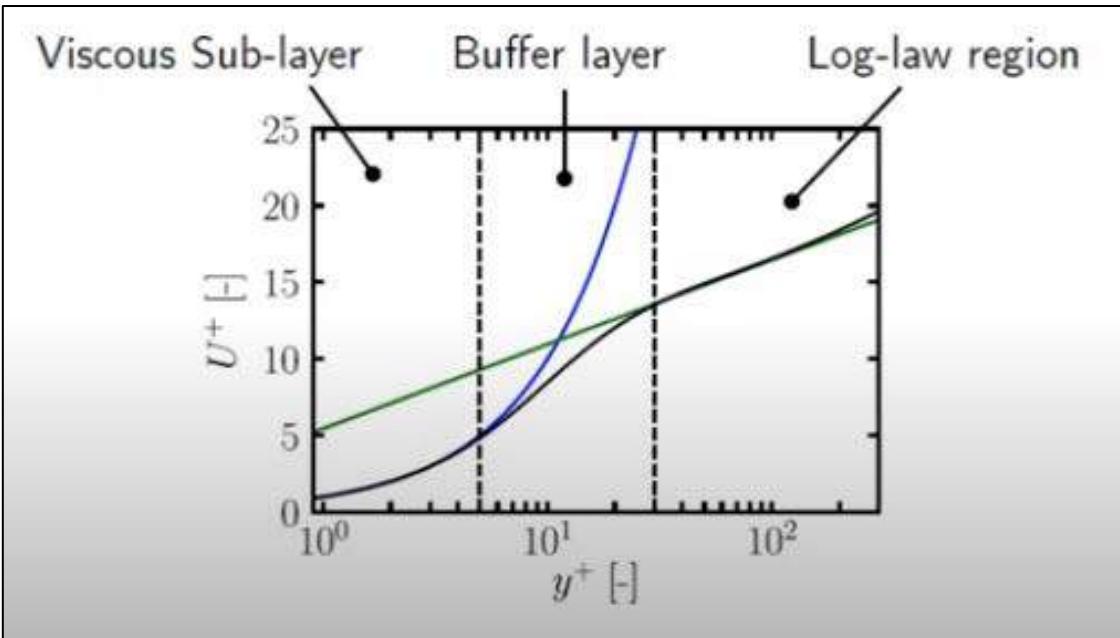


Ilustración 4.41 Perfil de velocidades próximas a la pared [74]

Los modelos de pared son funciones empíricas que se adaptan al comportamiento del perfil de velocidades próximas a la pared.

En la ilustración 4.42 se muestran los modelos de pared empleados de manera general por los códigos CFD más usados, destacando la curva de color azul que se ajusta a la parte inferior de la curva experimental (color negro) para valores de $y^+ < 5$ correspondientes a la subcapa viscosa, y la curva de color verde que se ajusta a la curva experimental para valores de $y^+ > 30$, en la región logarítmica:

Ilustración 4.42 Zonas correspondientes al perfil de velocidades en función de y^+ [75]

La forma matemática de las anteriores funciones empíricas es, para el caso de las funciones tipo “estándar”, la siguiente [75]:

$$U^+ = y^+ \quad y^+ < 5 \quad (4 - 205)$$

$$U^+ = \frac{1}{\kappa} \log(Ey^+) \quad 30 < y^+ < 200 \quad (4 - 206)$$

donde κ y E son coeficientes empíricos con valores 0.4187 y 9.793 respectivamente, y U^+ es la velocidad tangencial adimensionalizada por la velocidad de fricción u_τ .

El hecho de utilizar los valores adimensionales y^+ y U^+ es debido a que el comportamiento del flujo próximo de la pared es universal, por lo que resultará válido para un amplio rango de geometrías y velocidades de flujo.

La selección de la velocidad de fricción u_τ como valor de referencia para adimensionalizar la componente tangencial de la velocidad, se basa en que se encuentra relacionada con la fuerza tangencial de pared de origen viscoso, τ_ω , mientras que el valor de la componente tangencial de la velocidad es cero en la pared.

En la ilustración 4.42 aparece una tercera región, entre la subcapa viscosa y la región logarítmica, denominada “buffer”. En esta región se produce la intersección (para $y^+ = 11.25$) de las ecuaciones empíricas correspondientes a las funciones tipo estándar definidas por las ecuaciones 4 – 205 y 4 – 206, lo que sugiere, a priori, el siguiente modelo de representación para los gradientes de velocidades [75]:

$$U^+ = \begin{cases} y^+ & y^+ < 11.25 \\ \frac{1}{\kappa} \log(Ey^+) & y^+ > 11.25 \end{cases} \quad (4 - 207)$$

Sin embargo, la anterior aproximación presenta elevados errores precisamente en dicha región buffer, por lo que los códigos CFD no recomiendan situar celdas en la zona entre $5 < y^+ < 30$ (zona buffer) [41].

Este hecho va a significar que, por un lado, se deben de resolver de forma directa los mallados correspondientes a $y^+ < 5$ (gracias a la linealidad de la función de pared en dicha zona), mientras que se deben emplear funciones de pared para mallados $y^+ > 30$. En este sentido, la región buffer es una zona con una elevada incertidumbre y, por lo tanto, con muy poca precisión [41].

Además del uso de funciones empíricas, existen alternativas a partir de funciones simples y suavizadas a lo largo de todo el rango de y^+ , como la función de pared de Spalding [76]:

$$y^+ = U^+ + 0.1108 \left[e^{0.4U^+} - 1 - 0.4U^+ - \frac{1}{2}(0.4U^+)^2 - \frac{1}{6}(0.4U^+)^3 \right] \quad (4 - 208)$$

La función de Spalding presenta un funcionamiento suave, continuo y válido para valores de $y^+ < 300$, como se puede comprobar en la ilustración 4.43:

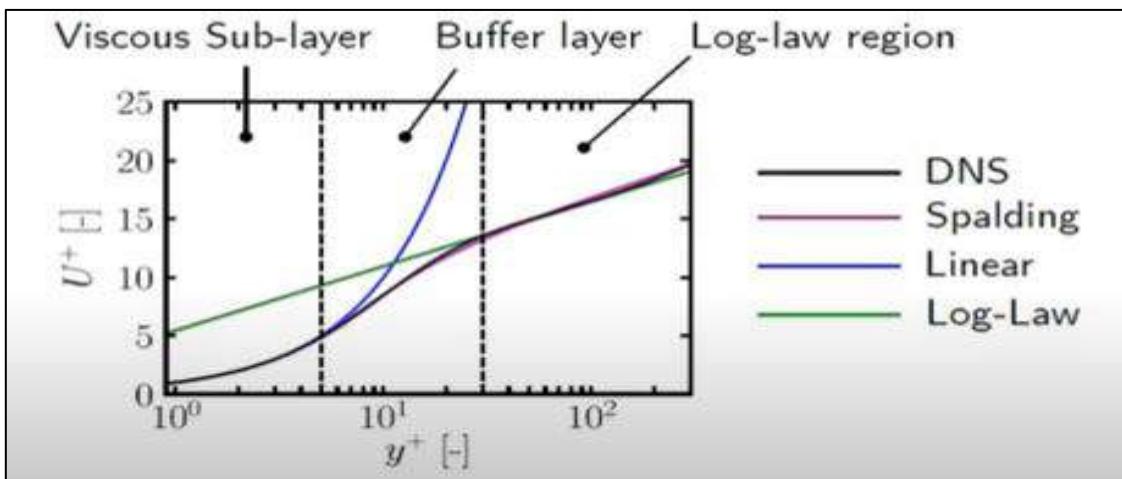


Ilustración 4.43 Perfiles de velocidad correspondientes a DS, Spalding, lineal y logarítmico [48]

En la práctica, los códigos CFD implementan sus propias funciones de pared con el fin de resolver la problemática de la región buffer. Además, lo hacen de forma automática, es decir, en este caso el usuario no tiene que especificar de forma explícita la función de pared a utilizar o el valor de y^+ . En este sentido, el código CFD evalúa el valor de y^+ , y selecciona la función de pared más apropiada sin necesidad de mediación por parte del usuario [41].

En la pared, la velocidad va a ser cero (condición “*no slip*” o adherencia), mientras que el valor de la velocidad en el centroide de la celda junto a la pared, u_p , se obtendrá a partir de la resolución de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento. En este momento, es necesario conocer tanto el valor del gradiente de velocidades como la fuerza tangencial de pared de origen viscoso [76].

Si se considera una variación de velocidad lineal a lo largo de la celda, la fuerza tangencial de pared de origen viscoso resulta de la siguiente forma (ilustración 4.44):

$$\tau_\omega = \nu \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)_{y=0} = \nu \left(\frac{U_p - 0}{y_p} \right) = \nu \frac{U_p}{y_p} \quad (4 - 209)$$

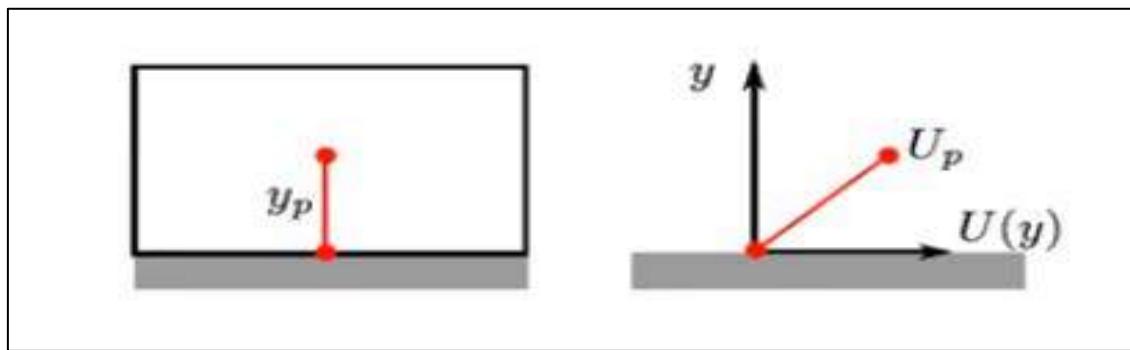


Ilustración 4.44 Posición del centroide y variación lineal de velocidad a través de la celda [48]

En cambio, si la variación a través de la celda es no lineal (función de pared), la fuerza tangencial de pared de origen viscoso resulta de la siguiente forma (ilustración 4.45):

$$\tau_\omega = \nu \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)_{y=0} = \frac{u_t U_p}{\frac{1}{k} \log(Ey^+)} \quad (4 - 210)$$

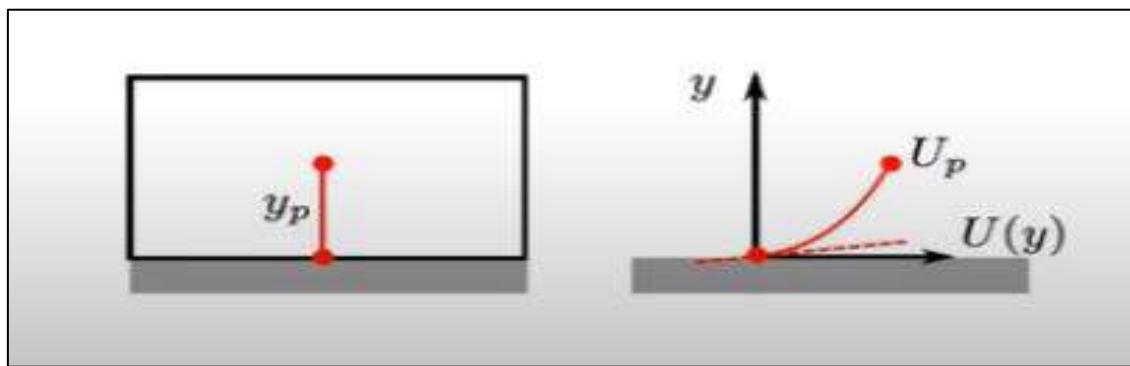


Ilustración 4.45 Posición del centroide y variación no lineal de velocidad a través de la celda [48]

Debido a que lo que se quiere es el mismo cálculo de gradientes para todo el dominio a partir de la discretización por volúmenes finitos de segundo orden, lo que se busca es una función de pared para predecir la fuerza tangencial de pared mediante aproximación lineal. Igualando las expresiones 4 – 209 y 4 – 210 [76]:

$$v_\omega \frac{U_p}{y_p} = \frac{u_t U_p}{\frac{1}{\kappa} \log(Ey^+)} \quad (4 - 211)$$

$$v_\omega = \frac{y_p u_t}{\frac{1}{\kappa} \log(Ey^+)} \quad (4 - 212)$$

Por lo tanto, el código CFD únicamente modificará el valor de la viscosidad de pared (v_ω) cuando utiliza como función de pared la función logarítmica [76]:

$$\tau_\omega = v_\omega \frac{U_p}{y_p} \quad (4 - 213)$$

Considerando la viscosidad de pared (v_ω) como la suma de los componentes laminar y turbulenta [76]:

$$v_\omega = v + v_t \quad (4 - 214)$$

y después de algunos cambios, se tiene el siguiente modelo para la viscosidad turbulenta [76]:

$$v_t = \begin{cases} 0 & y^+ < 11.25 \\ v \left(\frac{y^+}{\frac{1}{\kappa} \log(Ey^+)} - 1 \right) & y^+ > 11.25 \end{cases} \quad (4 - 215)$$

El modelo correspondiente a la expresión 4 – 215 va a permitir al código CFD cambiar el modo de cálculo de la fuerza tangencial de pared (τ_ω) en función del valor de y^+ .

A modo de resumen, habrá que tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- No situar y^+ en la región buffer ($5 < y^+ < 30$) debido a la imprecisión en el comportamiento de la función de pared.
- Para valores de $y^+ < 30$, las funciones de pared se muestran de forma imprecisa ante gradientes de presión adversos, separación y curvatura.
- El comienzo de la transición a la región buffer ($y^+ \sim 5$) va a generar incertidumbre en las condiciones anteriores.
- La mejor opción será situar $y^+ \sim 1$, siempre que sea posible.
- La mejor aproximación en 2D o comparar resultados con experimentos.

4.17 Transporte de especies

El código CFD ANSYS Fluent es capaz de modelar la mezcla y el transporte de especies químicas, resolviendo las ecuaciones de conservación que describen las fuentes de convección, difusión y reacción para cada especie [41].

También será capaz de predecir la fracción de masa local de cada especie, Y_i , mediante la resolución de la ecuación de transporte de convección – difusión para cada una de las especies, la cual presenta la siguiente forma [41]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_i) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} Y_i) = -\nabla \cdot \vec{J}_i + R_i + S_i \quad (4 - 216)$$

donde \vec{J}_i es el flujo de difusión de especies i , R_i es la tasa neta de producción de especies i por reacción química y S_i es la tasa de creación por adición desde una fase dispersa.

Como la suma de las fracciones de masa de todas las especies del sistema debe de ser igual a la unidad, la fracción de masa de una de ellas se determina como la unidad menos la suma de las fracciones de masa del resto de especies. [41].

En el caso concreto de flujos con elevado Re (turbulentos), el código CFD seleccionado calculará el flujo de difusión de la siguiente forma [41]:

$$\vec{J}_i = -\left(\rho D_{i,m} + \frac{\mu_t}{Sc_t}\right) \nabla Y_i - D_{T,i} \frac{\nabla T}{T} \quad (4 - 217)$$

donde $D_{i,m}$ es el coeficiente de difusión de masa de la especie i en la mezcla, $D_{T,i}$ es el coeficiente de difusión térmica de la especie i , y Sc_t es el número de Schmidt turbulento [41]:

$$Sc_t = \frac{\mu_t}{\rho D_t} \quad (4 - 218)$$

donde D_t es el coeficiente de difusividad turbulenta ($Sc_t = 0.7$ por defecto) [41].

El transporte de entalpía (ecuación energía) debido a la difusión de especies puede tener un efecto significante en el cálculo del campo de entalpías [41]:

$$\nabla \cdot \left[\sum_{i=1}^n h_i \vec{J}_i \right] \quad (4 - 219)$$

sobre todo con números de Lewis elevados (muy superiores a la unidad) [41]:

$$Le_i = \frac{k}{\rho c_p D_{i,m}} \quad (4 - 220)$$

donde k es la conductividad térmica.

4.18 Presión operativa, densidad y temperatura

Los efectos de la compresibilidad en los fluidos se contabilizan para los casos de elevadas velocidades o gradientes de presión. En el caso concreto de los gases, la compresibilidad viene caracterizada por el valor del número de Mach [77]:

$$M = \frac{u}{c} \quad (4 - 221)$$

donde c es la velocidad del sonido en el gas [77]:

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad (4 - 222)$$

siendo R la constante universal de los gases ideales y γ la relación de los calores específicos a presión y volumen constantes [77]:

$$\gamma = c_p / c_v \quad (4 - 223)$$

El uso de un valor operativo de presión viene condicionado cuando se estudian flujos con bajo número de Mach ($M < 0.1$). En estos casos, la caída de presión resulta muy baja en comparación con la presión estática o absoluta [48]:

$$\Delta p / p \sim 1/101325 \text{ (Pa)} \quad (4 - 224)$$

En estos casos, el error de redondeo puede afectar a la solución [48].

Para solucionar esto, se puede sustraer la “presión de fondo” o atmosférica y trabajar únicamente con la “caída de presión” o presión manométrica, definiendo una presión operativa (p_0) y extrayendo su valor del valor de la presión estática o absoluta (p) [48]:

$$p_g = p - p_0 \quad (4 - 225)$$

En el caso de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento, esta se verá afectada del siguiente modo [48]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v}) \\ = - \underbrace{\nabla(p - p_0)}_{\text{Gradiente Presión}} + \nabla \cdot \left(\mu((\nabla\vec{v}) + (\nabla\vec{v})^T) \right) \\ - \frac{2}{3}(\mu(\nabla \cdot \vec{v}))I + \rho g \end{aligned} \quad (4 - 226)$$

A partir del anterior cambio, el gradiente de presión permanecerá constante, por lo que no se verá afectado por dicho cambio [48]:

$$\frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v}) = -\underbrace{\nabla(p_g)}_{\text{Gradiente Presión}} + \nabla \cdot \left(\mu((\nabla\vec{v}) + (\nabla\vec{v})^T) \right) - \frac{2}{3}(\mu(\nabla \cdot \vec{v}))I + \rho g \quad (4-227)$$

En cuanto a la ley de los gases ideales [77]:

$$\rho = \frac{p}{\frac{R}{M}T} \quad (4-228)$$

Por lo tanto, en flujos incompresibles ($M < 0.1$) y formulación basada en valores de presión (PBS), los valores de densidad se obtendrán a partir de los valores de presión (p) y temperatura (T) [48].

Esto significa que la variación en los valores de presión será muy pequeña en comparación con el valor de la presión de referencia (generalmente 101325 Pa correspondientes al valor de la presión atmosférica) [48]:

$$\rho = \frac{p}{\frac{R}{M}T} = \frac{p_0 + p_g}{\frac{R}{M}T} \approx \frac{p_0}{\frac{R}{M}T} \quad (4-229)$$

De la ecuación 4 – 229 se deduce que la densidad (ρ) únicamente va a depender de la temperatura (T). A esta ley de los gases ideales también se la define como “ley del gas ideal incompresible” [48].

En el caso de flujos compresibles (elevados valores de M), el valor de la presión estática o absoluta va a tener mucha importancia. Para valores de la presión operativa (p_0) iguales a cero [48]:

$$p = p_g \quad (4-230)$$

En este caso, la presión manométrica (p_g) coincidirá con la presión estática o absoluta (p). Es por este motivo por el que la mayoría de los códigos CFD recomiendan, para flujos compresibles, configurar la presión operativa a cero con el fin de igualar las presiones manométrica con la estática (o absoluta) [48].

En el caso de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento, esta se verá ahora afectada del siguiente modo [48]:

$$\frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left(\mu((\nabla\vec{v}) + (\nabla\vec{v})^T) \right) - \frac{2}{3}(\mu(\nabla \cdot \vec{v}))I + \rho g \quad (4-231)$$

donde la presión operativa, que no se usa, puede valer cero ($p_0 = 0$). En este caso, el gradiente de presión se basa en el valor de la presión estática (o absoluta), por lo que la ecuación no se verá afectada por el cambio.

Ahora, en lugar de hablar de la ley del gas ideal incompresible, habrá que hablar de la “ley del gas ideal compresible” [48]:

$$\rho = \frac{p}{\frac{R}{M}T} = \frac{p_0 + p_g}{\frac{R}{M}T} \quad (4 - 232)$$

De la ecuación 4 – 232 se deduce que la densidad (ρ) va a depender de la temperatura (T) y de la presión (p) [48].

Respecto de la densidad, para valores bajos de M el valor del término “fuerza de empuje”, correspondiente a la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento, será grande en comparación con el resto de los términos [48]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial t} + \underbrace{\nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v})}_{\text{Convección}} \\ = - \underbrace{\nabla p}_{\text{Presión}} + \underbrace{\nabla \cdot \left(\mu((\nabla\vec{v}) + (\nabla\vec{v})^T) \right)}_{\text{Difusión}} - \frac{2}{3}(\mu(\nabla \cdot \vec{v}))I \\ + \underbrace{\rho g}_{\text{Empuje}} \end{aligned} \quad (4 - 233)$$

Este hecho puede hacer que el sistema de ecuaciones de gobierno resulte inestable y, por lo tanto, difícil de resolver. Por lo que va a tener una importancia muy significativa a la hora de calcular el campo fluido [48].

En estos casos, lo que se suele hacer es considerar a la densidad (ρ) como valor de referencia con el fin de estabilizar el sistema de ecuaciones de gobierno y facilitar así la convergencia hacia la solución [48].

En el caso de flujo compresible (M elevado), los términos de presión, convectivo y difusivo de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento hacen que la prevalencia del término de empuje sea menos significativa, por lo que el sistema de ecuaciones de gobierno presentará, en este caso, un comportamiento más estable en términos de convergencia, siendo más fácil alcanzar una solución [48].

El concepto de densidad de referencia (ρ_0) se introduce con el fin de asegurar la estabilidad del sistema. De esta manera se extrae, de la ecuación de conservación de la cantidad de momento el valor gravitacional debido a la contribución de la densidad de referencia en todo el dominio.

En este caso, la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento resultará de la siguiente forma [48]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho\vec{v}\vec{v}) \\ = -\nabla p + \nabla \cdot \left(\mu((\nabla\vec{v}) + (\nabla\vec{v})^T) \right) - \frac{2}{3}(\mu(\nabla \cdot \vec{v}))I \\ + \underbrace{(\rho - \rho_0)g}_{\text{Empuje}} \end{aligned} \quad (4 - 234)$$

Con este cambio se logra estabilizar el sistema de ecuaciones de gobierno, mejorando de esta manera la convergencia a la solución [48].

Por lo general, el valor de densidad de referencia (ρ_0) se va a definir para la zona de elevado Re, es decir, alejada de la pared. En este sentido, el CFD seleccionado va a realizar un cálculo del valor de la densidad de referencia (ρ_0) de manera automática [41].

La selección de un valor inadecuado de densidad de referencia puede alterar de forma significativa los resultados de la simulación [48].

En cuanto a la temperatura de referencia (T_0), se emplea únicamente si se ha seleccionado la aproximación de Boussinesq para el caso de la densidad [48]:

$$(\rho - \rho_0)g = \rho_0\beta(T - T_0)g \quad (4 - 235)$$

donde β es el coeficiente de expansión térmica.

Por lo general, se utilizará la aproximación de Boussinesq cuando se prevean cambios de temperatura pequeños (de 5 a 10 °C). En estos casos, se puede hacer la aproximación 5 – 235, sustituyendo el término de empuje por el de Boussinesq [48].

A partir de la aproximación de Boussinesq, el uso de la densidad de referencia (ρ_0) no es necesaria, debido a que su valor se anula [48]:

$$\rho_0 \left(\frac{\partial(\vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}\vec{v}) \right) = -\nabla p + \mu\nabla^2\vec{v} + \rho_0 \underbrace{(1 - \beta(T - T_0))g}_{\text{Empuje}} \quad (4 - 236)$$

$$\frac{\partial(\vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}\vec{v}) = -\nabla p\kappa + \nu\nabla^2\vec{v} + \underbrace{(1 - \beta(T - T_0))g}_{\text{Empuje}} \quad (4 - 237)$$

4.19 Errores de discretización y linealización

La capacidad predictiva del código CFD no sólo va a depender de la validez del modelo empleado y de las incertidumbres presentes en el sistema, sino también de la capacidad de estimar y reducir los errores numéricos de forma precisa y fiable.

De los errores numéricos incluidos en cálculos CFD (discretización temporal, iteración, redondeo, etc...) el mayor y más difícil de estimar va a ser el error de discretización espacial [78].

Como se ha comentado con anterioridad, el método de discretización espacial utilizado por el código CFD seleccionado para la realización de esta Tesis Doctoral es el método de los volúmenes finitos. Dicho método consiste en dividir el dominio en pequeñas porciones de volumen y aplicar las ecuaciones de conservación en forma integral en cada uno de ellos. El resultado será un sistema de ecuaciones algebraicas [79].

El motivo de emplear volúmenes finitos y no otro esquema de discretización como, por ejemplo, el método FEM (siglas en inglés de “*Finite Element Method*”), se debe a que el método de los volúmenes finitos aplica las ecuaciones de conservación directamente sobre el dominio fluido [79].

A partir del siguiente modelo en 2D de un flujo estacionario, laminar e incompresible por el interior de un canal, lo que se busca es conocer el campo de velocidades y presiones que lo componen (ilustración 4.46):

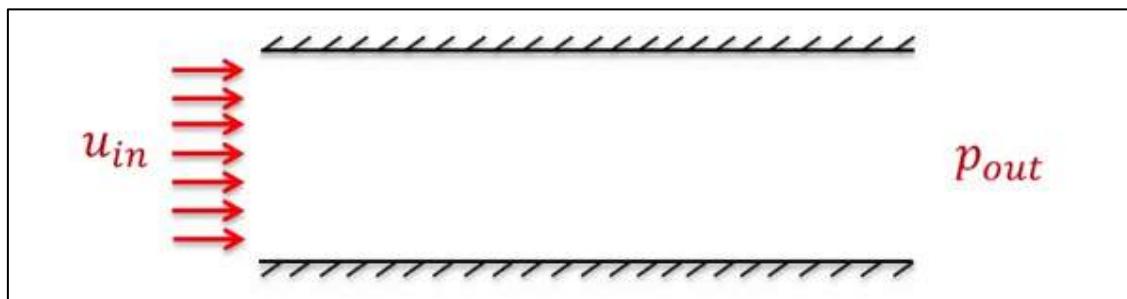


Ilustración 4.46 Condiciones iniciales de flujo 2D a través de un canal [79]

Sobre el modelo anterior hay que definir las ecuaciones de gobierno con el fin de conocer el campo de velocidades y presiones que lo gobiernan. En este sentido, las incógnitas de las variables a calcular serán las componentes de la velocidad (en coordenadas cartesianas) y la presión: $u(x, y)$, $v(x, y)$ y $p(x, y)$ [79].

A la hora de discretizar el dominio del ejemplo anterior, habrá que dividirlo en múltiples volúmenes de control o “celdas”. De esta forma se reduce el problema a la determinación de los valores de la velocidad y la presión en los centroides de cada una de las celdas que forman parte del dominio (ilustración 4.47):

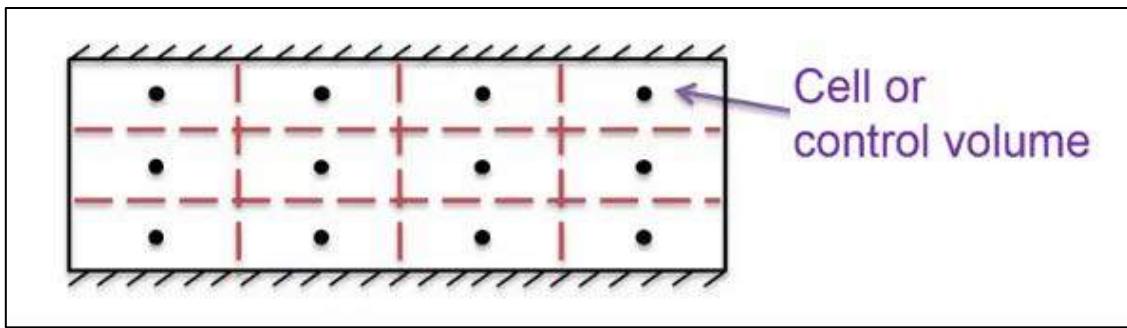


Ilustración 4.47 Proceso de discretización del dominio en celdas [79]

A partir de la forma integral de las ecuaciones de gobierno, se deriva el sistema de ecuaciones algebraicas lineales. La resolución de dicho sistema de ecuaciones algebraicas permitirá conocer el campo de velocidades y presiones del flujo correspondiente al ejemplo anterior [79].

Las ecuaciones de conservación de la masa o continuidad y la de conservación de la cantidad de movimiento, en forma integral y para el caso de un flujo estacionario e incompresible, son las siguientes [79] [80]:

$$\int_S \vec{v} \cdot \hat{n} dS = 0 \quad (4 - 238)$$

$$\int_S \rho \vec{v} (\vec{v} \cdot \hat{n}) dS = - \int_S p \hat{n} dS + \vec{F}_{visc} \quad (4 - 239)$$

El significado físico de la ecuación de conservación de la masa refleja que el flujo de volumen neto (\dot{V}) en el volumen de control es nulo. Aplicando dicha ecuación a una celda cualquiera del ejemplo anterior, resulta [79] (ilustración 4.48):

$$\dot{V} = u_3 \Delta y - u_1 \Delta y = (u_3 - u_1) \Delta y + Error_1 \quad (4 - 240)$$

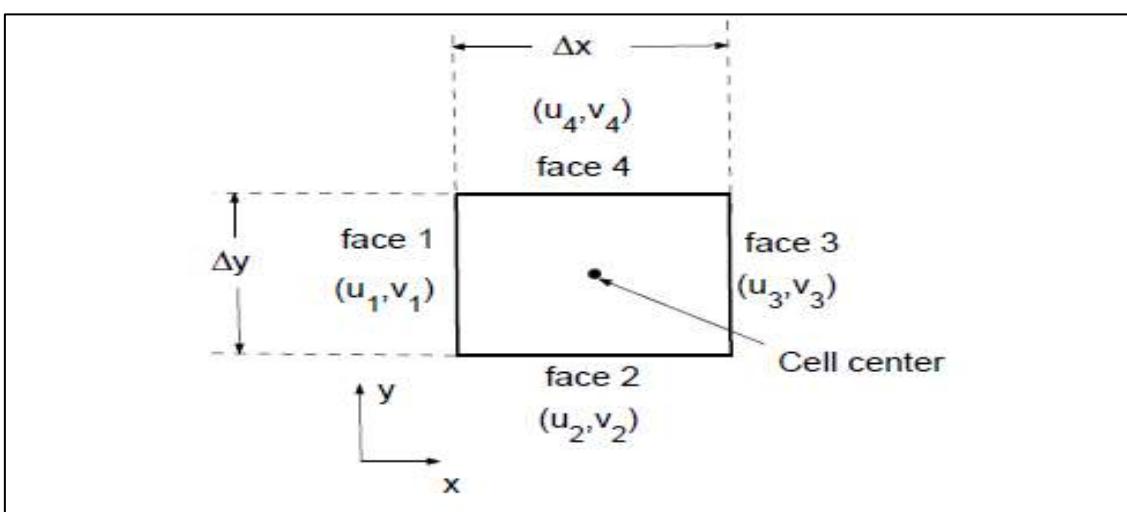


Ilustración 4.48 Detalle de una celda correspondiente al dominio [80]

Para cuantificar el error de discretización o “*truncamiento*”, $Error_1$, se acude por lo general a la aplicación de series de potencias de Taylor [79]:

$$u_1 = u_{1-3} + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{1-3} \left(\frac{-\Delta x}{2} \right) + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)_{1-3} \left(\frac{1}{2} \right) \left(\frac{-\Delta x}{2} \right)^2 + \dots \quad (4 - 241)$$

$$u_3 = u_{1-3} + \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)_{1-3} \left(\frac{\Delta x}{2} \right) + \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)_{1-3} \left(\frac{1}{2} \right) \left(\frac{\Delta x}{2} \right)^2 + \dots \quad (4 - 242)$$

$$\dot{V} = \frac{u_3 - u_1}{2} + \underbrace{\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right)_{1-3} \left(\frac{1}{2} \right) \left(\frac{\Delta x}{2} \right)^2}_{Error_1} + \dots \quad (4 - 243)$$

Por lo tanto, el error debido al proceso de discretización ($Error_1$), va a ser proporcional a [79]:

$$Error_1 \approx \Delta x^2 \quad (4 - 244)$$

lo que se define como “*aproximación de segundo orden*”. Esto significa que conforme se reduce el tamaño de malla, el error lo hace al cuadrado [79].

Además del error de discretización ($Error_1$), existe una complicación adicional debido a que las ecuaciones algebraicas obtenidas no van a ser lineales, ya que existen términos no lineales en las ecuaciones de gobierno, concretamente, en la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento [79].

Aplicando la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento a una celda cualquiera del ejemplo anterior [79]:

$$\dot{M}_x = \rho(u_3 - u_1)^2 \Delta y + Error_1 + Error_2 \quad (4 - 245)$$

En este caso, los valores no lineales correspondientes a la ecuación 4 – 245 se van a linealizar a partir de valores estimados (u_g) mediante un proceso iterativo. La idea es que conforme el valor estimado tiende al valor buscado (u_b), el error de linealización ($Error_2$) tiende a cero [80].

El proceso de iteración se detendrá cuando la diferencia entre el valor buscado y el estimado sea inferior a una medida lo suficientemente pequeña denominada “*residual*”, definida como el valor RMS de la diferencia entre los valores buscado y estimado [80]:

$$R \equiv \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (u_i - u_{gi})^2}{N}} \quad (4 - 246)$$

5. METODOLOGÍA APLICADA A LA INVESTIGACIÓN

En este capítulo se resume la metodología empleada en la elaboración de esta Tesis Doctoral, con el fin de demostrar la viabilidad de la solución aquí propuesta de combinar dos tecnologías – sistemas de exhaustación de gases en la GT y agua nebulizada como agente extintor – en un mismo desarrollo con el fin de reducir la firma IR del conjunto de una plataforma de guerra naval de superficie.

En concreto, el método de investigación cuantitativo con enfoque experimental permitirá la comparación numérica de resultados mediante la manipulación de los valores de determinadas variables con el fin de comprobar la variación en los resultados.

Para llevar esto a cabo se necesitan datos reales de funcionamiento de la GT, con el fin de obtener una matriz de datos de los gases de exhaustión en función de su régimen de funcionamiento, datos que a su vez se emplearán para la realización de todas las simulaciones de flujo necesarias para la correcta evaluación funcional del desarrollo aquí propuesto.

Posteriormente, se han de establecer las bases del estudio de interacción entre fases continua (flujo de exhaustión) y discreta (DPM), procediendo a la definición para ambas fases de lo que se conocen como “*condiciones iniciales*” y “*condiciones de contorno*”.

En el apartado específico correspondiente al estudio de la fase continua, se incluye el procedimiento seguido para la generación de la geometría del problema fluido y posterior discretización (mallado).

Para el caso concreto de la fase discreta, habrá que distinguir entre dos tipos de condiciones iniciales, esto es, condiciones “*fijas*” o que no van a variar a lo largo de todo el estudio y condiciones “*variables*”, las cuales variarán de forma secuencial a lo largo del proceso de simulación.

Con respecto a la viabilidad del desarrollo propuesto, se han de establecer los requisitos a cumplir desde un punto de vista operativo, incluyéndose el desarrollo aquí propuesto dentro de la doctrina ASMD para buques de guerra de superficie.

En concreto, habrá que determinar las necesidades de integración dentro del subsistema de contramedidas ECM, como una técnica más dentro del conjunto de contramedidas conocidas como técnicas de engaño.

Todas estas técnicas se emplearán en operaciones a elevada velocidad, por lo que habrá que plantear un dimensionamiento del sistema que integre requisitos de simplicidad, a la vez que sea compatible con las elevadas velocidades demandadas en operaciones ASMD.

Por este motivo, se deben de prever elevados grados de palanca de GT con el fin de responder de forma adecuada a las demandas de velocidades que este tipo de operaciones requieren.

5.1 Planteamiento de configuración CODOG

A la hora de establecer una configuración CODOG por línea de ejes, con el fin de obtener una matriz de datos de gases de exhaustión de la GT que, en función de su régimen de funcionamiento, permitan la simulación de flujo necesaria para evaluar el comportamiento del desarrollo tecnológico aquí propuesto, se seleccionan los siguientes GT y DE, ambos comerciales y de amplio uso en la propulsión de buques de guerra de superficie:

- Una (1) GT General Electric LM2500 [81].
- Un (1) DE Caterpillar C280-16 [82].

La GT GE LM2500 es una turbina marinizada de 17,5 bMW de potencia máxima continua, desarrollada a partir del motor de aviación GE CF6. Desde la década de los sesenta hasta la actualidad, se ha popularizado su uso en buques tipo fragata y destructor, pudiéndose combinar con DE en sistemas de propulsión CODAG, CODOG, COGAG, COGOG, CODLAG y CODLOG [81].

Una de las principales características de la GT GE LM2500, y que la hace adecuada para la propulsión de buques, es que se trata de una turbina de gas de las de tipo de eje partido [81].

La ilustración 5.1 muestra una sección longitudinal de la GT GE LM2500 fabricada por General Electric, instalada a bordo de buques de guerra de Marinas y Armadas de distintos países:

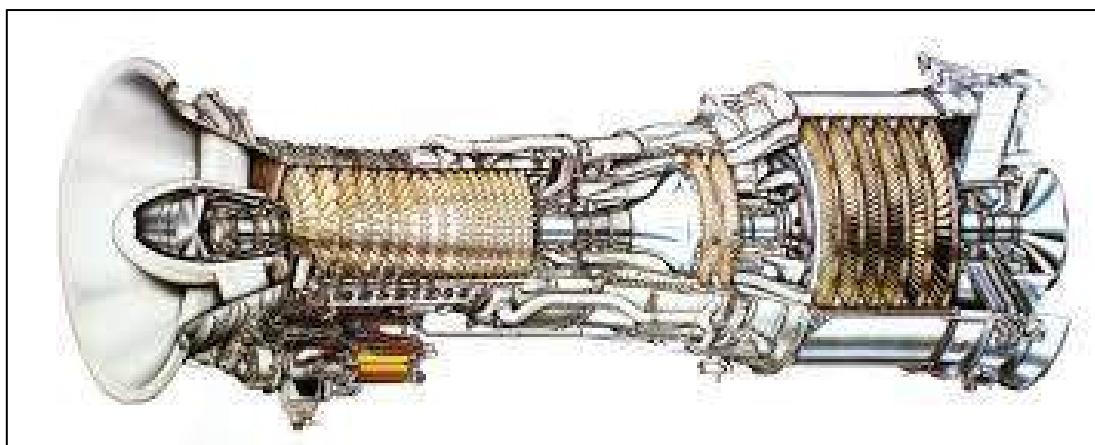


Ilustración 5.1 Sección longitudinal de una GT LM2500 fabricada por General Electric [81]

Respecto del DE CAT C280-16, se trata de un motor de cuatro tiempos y 16 cilindros en V, no reversible, de inyección directa, turboalimentado y con sistema de refrigeración de aire de carga. La potencia máxima continua es de 5650 bkW a 1000 r.p.m., medida en condiciones estándar. Se trata de un motor con la certificación IMO/EPA (siglas en inglés de “Environmental Protection Agency”) MARINE TIER II (ilustración 5.2):

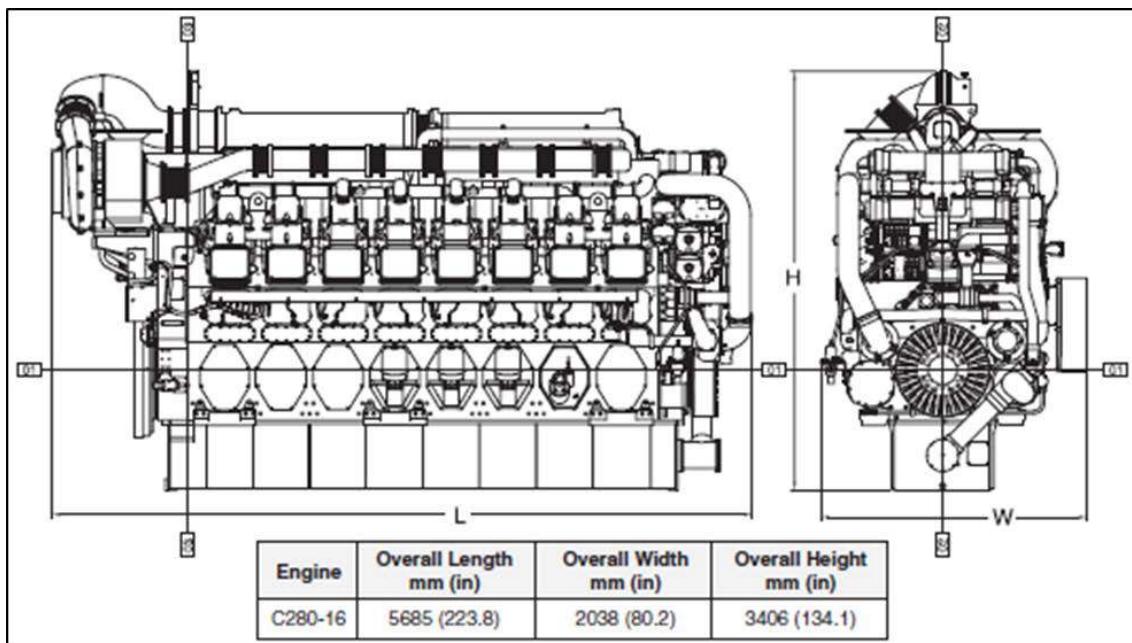


Ilustración 5.2 . Detalle de las dimensiones principales del DE CAT C208-16 [82]

En cuanto a la posibilidad de control del esquema CODOG anteriormente planteado, este se podrá configurar para operación en “*modo local*” (desde los paneles locales de control de los equipos) o en “*modo remoto*”, a través del correspondiente sistema integrado de control de la propulsión instalado, por lo general, en buques de última generación.

Atendiendo a cada línea de forma individual, se podrá distinguir entre propulsión en “*modo diésel*” (modo DE), “*modo turbina*” (modo GT) o “*modo ninguno*” (sin elemento propulsor acoplado a la línea).

Al mismo nivel, la palanca de la línea podrá ser configurada para enviar órdenes de demanda de paso de hélice y revoluciones por minuto de eje, distinguiendo entre el modo paso/rpm “*independiente*” o “*combinado*”.

A nivel de planta propulsora, será posible diferenciar entre si hay una o dos líneas activas (propulsando). En caso de que exista sólo una línea activa, el modo vendrá determinado por el estado del freno de la reductora en la línea inactiva.

El anterior esquema propulsivo CODOG permitirá desplazarse a un buque tipo fragata o destructor de 6000 toneladas a una velocidad de crucero (tránsito) aproximada de 18 nudos en modo DE, con las dos líneas de ejes activas al 80% de la potencia máxima continua del DE (9 bMW), potencia que coincide con el 20% de la potencia máxima continua total para propulsión instalada a bordo (46 bMW), alcanzando una velocidad máxima aproximada de 28 nudos en modo GT, con las dos líneas de ejes activas al 100% de la potencia máxima continua de la GT (35 bMW) [81] [82].

5.2 Principios de funcionamiento de la GT

Como se ha comentado, la característica principal que distingue las GT marinas de las de aviación es que la expansión de la energía restante, después de mover el compresor, se lleva a cabo en otra turbina, es decir, no se realiza directamente a la atmósfera. Esta última turbina, denominada turbina de potencia, es la encargada de mover el eje al que se acoplará el propulsor (hélice) [5].

En el caso de buques de guerra de superficie, se utilizan GT denominadas de eje partido, encontrándose a su vez divididas en dos secciones [5]:

- El generador de gas (GG).
- La turbina de potencia (TP).

El GG incluirá el compresor, la cámara de combustión (CC) y la turbina del generador de gas o turbina de alta (TA). La TP estará formada por una turbina y su eje, para acoplar y transmitir al exterior la potencia en ella desarrollada [5].

En este caso, como no existe conexión mecánica entre el GG y la TP, se puede emplear en buques bajo regímenes de funcionamiento variables, ya que el GG podrá funcionar a un régimen de velocidad estacionario y continuo mientras que la TP variará de revoluciones en función de la carga [5].

La ilustración 5.3 muestra el despiece de la turbina seleccionada para la realización de esta Tesis Doctoral (GT LM2500 GE), instalada a bordo de buques de multitud de Marinas y Armadas de distintos países:

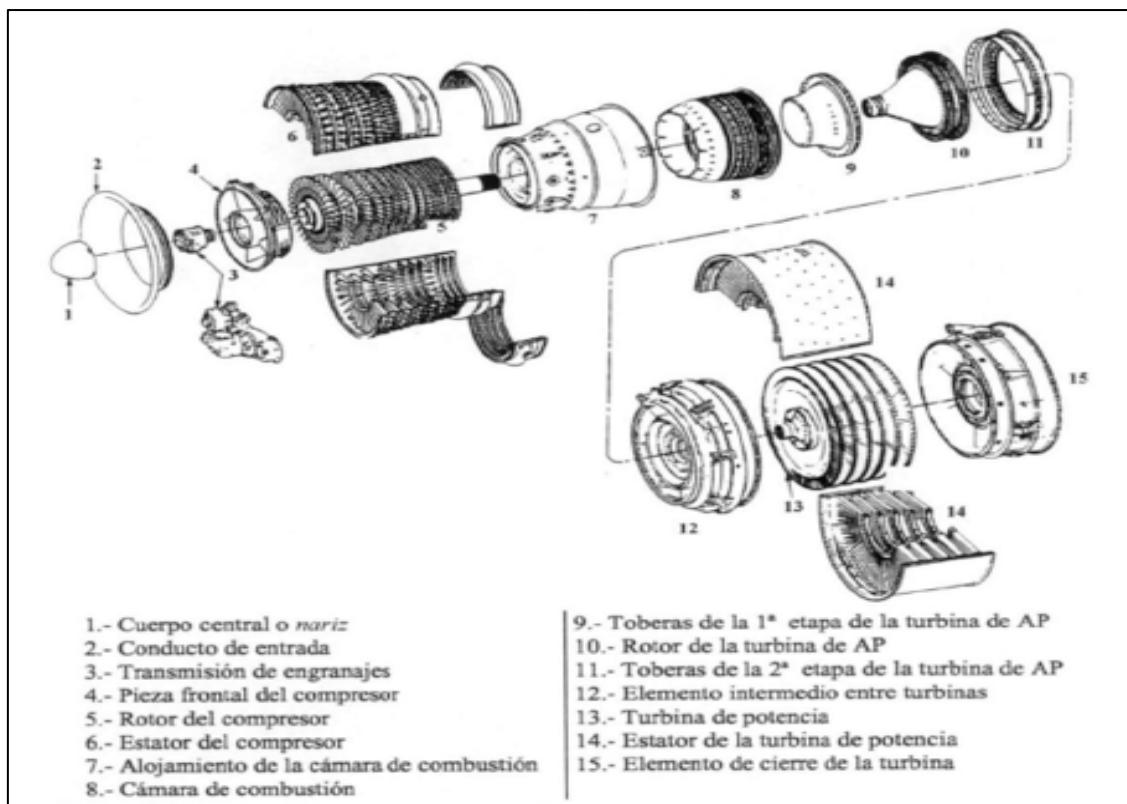


Ilustración 5.3 Despiece de una GT LM2500 fabricada por General Electric [5]

5.2.1 El ciclo de Brayton aplicado a la GT

El funcionamiento de las GT se ajusta al desarrollo del ciclo de “Brayton” abierto mostrado en la siguiente ilustración:

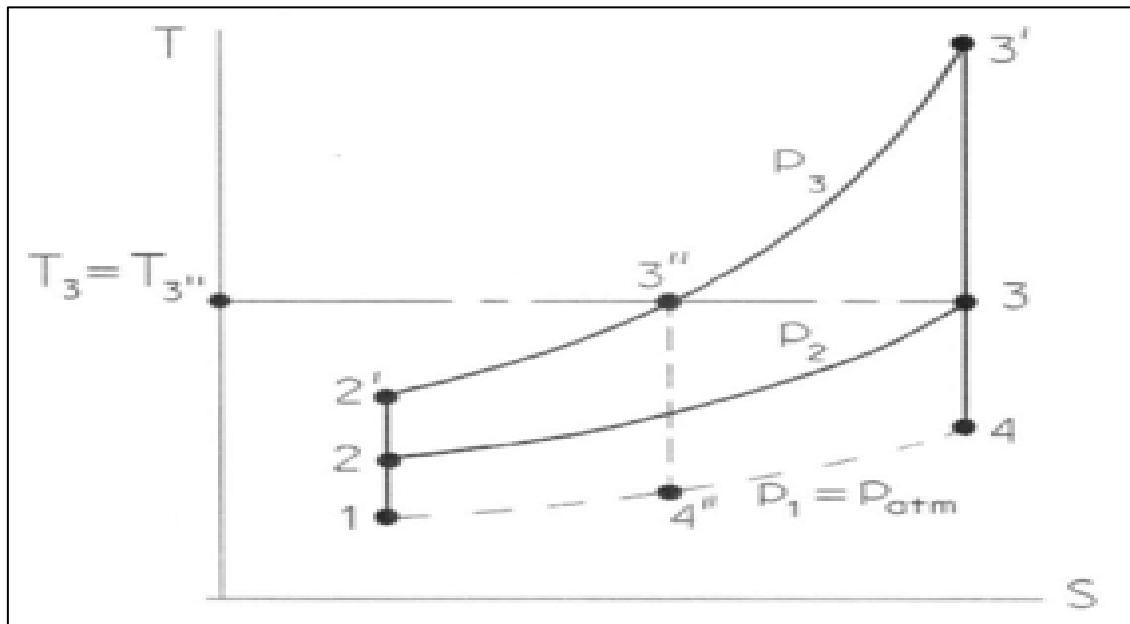


Ilustración 5.4 Ciclo de Brayton abierto de aplicación a la GT marina [5]

El fluido que trabaja consistirá en una mezcla controlada de aire y gases de combustión. El aire se comprime a través de una transformación isentrópica desde la presión atmosférica P_1 en 1 hasta la presión P_2 en 2 [5].

En 2 (a la salida del compresor) el aire entra en la cámara de combustión (CC), donde se inyecta el combustible que se quema a presión constante y se añade calor desde 2 hasta 3 [5].

La expansión isentrópica tiene lugar en la turbina de potencia (TP) desde el punto 3 al 4. En el punto 4, el fluido que trabaja (mezcla de aire y productos de la combustión) sale a la atmósfera, donde retorna a las condiciones iniciales de presión y temperatura [5].

El rendimiento del ciclo se calculará mediante la siguiente relación de áreas [5]:

$$\eta_B = \frac{\text{trabajo neto}}{\text{calor añadido}} = \frac{W_t - W_c}{q_{23}} \quad (5-1)$$

donde W_t es el trabajo de la turbina ($W_t = h_3 - h_4$), W_c es el trabajo del compresor ($W_c = h_2 - h_1$) y q_{23} es el calor añadido ($q_{23} = h_3 - h_2$).

Por lo tanto [5]:

$$\eta_B = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{h_3 - h_2} \quad (5-2)$$

Asumiendo que el fluido que trabaja se comporta como un gas perfecto, y que $h = c_p T$ [5]:

$$\eta_B = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{T_3 - T_2} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (5-3)$$

Por lo que aumentando la temperatura final de combustión T_3 a la entrada de la turbina de potencia, se consigue un aumento del rendimiento del ciclo [5]:

$$\eta_B = 1 - \frac{T_1}{T_2} \left(\frac{\frac{T_4}{T_1} - 1}{\frac{T_3}{T_2} - 1} \right) \quad (5-4)$$

y como $P_3 = P_2$ y $P_4 = P_1$ [5]:

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1} \quad (5-5)$$

De la ecuación de los gases perfectos se tiene [5]:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} = \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (5-6)$$

entonces, $T_2/T_1 = T_3/T_4$ ó $T_4/T_1 = T_3/T_2$ y [5]:

$$\frac{T_4}{T_1} - 1 = \frac{T_2}{T_1} - 1 \quad (5-7)$$

Por lo tanto [5]:

$$\eta_B = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (5-8)$$

lo que demuestra que el rendimiento del ciclo de Brayton depende de la relación entre las presiones de descarga y admisión del compresor, siendo mucho menor que el ciclo de “Carnot” funcionando entre las mismas temperaturas [5]:

$$\eta_C = 1 - \frac{T_1}{T_3} \quad (5-9)$$

5.2.2 Coeficientes de exceso de aire de la GT

Uno de los requisitos fundamentales en el funcionamiento de las GT es que la temperatura de los productos de combustión se encuentre controlada para que pueda ser soportada por los materiales empleados en su fabricación [5].

Considerando una relación estequiométrica aire/combustible de 15:1 (relación teórica para asegurar la combustión completa del combustible inyectado en la GT), habrá que elevar el coeficiente de exceso de aire hasta cifras del orden del 400 % del teóricamente necesario [5].

Para calcular la temperatura de los productos de la combustión se suele recurrir al siguiente balance térmico [5]:

$$Q_l w_c \eta_{comb} = (w_c + w_a) c_p (T5.4 - T_3) \quad (5 - 10)$$

donde Q_l es el poder calorífico inferior del combustible DFM (siglas en inglés de “Diesel Fuel Marine”), $T5.4$ es la temperatura a la entrada de la TA, T_3 es la temperatura de salida del compresor, c_p es el calor específico de la mezcla gaseosa (1,034 kJ/kg·K), η_{com} es el rendimiento de la combustión (0,95 a 0,99), w_a es el caudal de aire y w_c es el caudal de combustible [5].

Considerado la relación estequiométrica aire/combustible como [5]:

$$\frac{1}{f} = \frac{w_a}{w_c} = 15 \frac{\text{kg aire}}{\text{kg combustible}} \quad (5 - 11)$$

el anterior balance térmico resultará de la siguiente forma [5]:

$$T5.4 = \frac{\eta_{comb} Q_l}{\left(\frac{1}{f} + 1\right) c_p} + T_3 \quad (5 - 12)$$

Debido a que los valores de $T5.4$ son demasiado elevados (del orden de 2750 K), habrá que reducir la $T5.4$ a valores comprendidos entre 1250 K y 1350 K, soportables por los materiales de fabricación de la GT. Recalculando la relación estequiométrica aire/combustible [5]:

$$f' = \frac{1}{\frac{\eta_{comb} Q_l}{c_p (T'5.4 - T_3)} - 1} \quad (5 - 13)$$

Por lo tanto, el coeficiente de exceso de aire vendrá determinado por la siguiente relación [5]:

$$\text{coeficiente exceso aire} = \frac{f}{f'} \times 100 \quad (5 - 14)$$

5.3 Proceso de recopilación de datos de funcionamiento de la GT

El proceso de recopilación de datos de funcionamiento de la GT LM2500 GE, ha tenido como origen las siguientes fuentes:

- Resultados de pruebas FAT (siglas en inglés de “*Factory Acceptance Test*”) realizadas a GT en las instalaciones de General Electric en Cincinnati (Ohio – USA).
- Resultados de pruebas SAT (siglas en inglés de “*Sea Acceptance Test*”) de buques de guerra de superficie con configuración propulsiva CODOG.
- Datos de funcionamiento del HMI (siglas en inglés de “*Human Machine Interface*”) de buques de guerra de superficie con configuración propulsiva CODOG.
- Referencias bibliográficas [81].

Respecto de los datos de funcionamiento, el PCS (siglas en inglés de “*Propulsion Control System*”), cuya finalidad es la monitorización y el control remoto de los equipos y servicios relacionados con la propulsión, almacena los datos en unidades de almacenamiento o DSU (siglas en inglés de “*Data Storage Unit*”), de modo que pueden ser consultados con posterioridad con el fin de visualizar el comportamiento de equipos/sistemas, toma de datos, estudio de averías, etc., permitiendo la realización de copias de seguridad en DVD (siglas en inglés de “*Digital Versatile Disc*”) [83].

Los datos de interés para la elaboración de la presente Tesis Doctoral son:

PALANCA.- Nivel de palanca del puente seleccionado (de 0 a 100).

T1.- Temperatura del aire de admisión al módulo de la GT en °C.

P2.- Presión del aire a la entrada del compresor en mbares.

T2.- Temperatura del aire a la entrada del compresor en grados °C.

PS3.- Presión del aire a la salida del compresor en bares.

P5.4.- Presión de los gases de combustión a la entrada de la TA en mbares.

T5.4.- Temperatura de los gases de combustión a la entrada de la TA en °C.

T6.- Temperatura de los gases de ventilación del módulo de la GT en °C.

T7.- Temperatura de los gases de exhaustación previa al ED en °C.

GG.- Revoluciones por minuto del GG.

PT.- Revoluciones por minuto de la TP.

PLA.- Siglas en inglés de “*Power Level Angle*”, correspondiente al nivel de palanca seleccionado.

POTENCIA.- Potencia entregada para el nivel de palanca seleccionado en kW.

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

5.3.1 Resultados pruebas FAT y SAT

Los datos de funcionamiento de la GT obtenidos de informes de pruebas FAT y SAT, aparecen resumidos en las tablas 5.1 y 5.2 respectivamente:

Potencia (KW)	3740	4375	8750	13125	17500
rpm TP (min^{-1})	2150	2290	2925	3300	3600
rpm GG (min^{-1})	8073	8177	8649	9001	9270
Presión Gases Exhaustación (psia)	15,0	15,0	15,3	15,5	15,7
Temperatura Gases Exhaustación ($^{\circ}\text{F}$)	830	832	908	977	1035
Flujo Gases Exhaustación (lb/s)	71,1	75,8	99,2	116,2	130,3
Calor Específico Gases Exhaustación (BTU/HP-h)	0,27	0,27	0,27	0,28	0,28
Flujo Aire Ventilación Módulo (lb/s)	11	12	16	18	22
Calor Absorbido Ventilación Módulo (MBTU/h)	1,19	1,27	1,55	1,75	1,80
Temperatura Aire Ventilación Módulo ($^{\circ}\text{F}$)	227	223	213	214	196
Flujo Gases Exhaustación (inc. módulo) (lb/s)	82,1	87,8	115,2	134,2	152,3
Calor Esp. Gases Exhaust. (inc. módulo) (BTU/lb- $^{\circ}\text{R}$)	0,271	0,271	0,273	0,275	0,276
Temperatura Gases Exhaust. (inc. módulo) ($^{\circ}\text{F}$)	749	749	811	875	914
Presión Gases Exhaustación (Atm)	1,02	1,02	1,04	1,05	1,07
Temperatura Gases Exhaust. (K)	716	717	760	798	830
Flujo Gases Exhaustación (kg/s)	32,3	34,4	45,0	52,7	59,1
Calor Específico Gases Exhaustación (kJ/kgK)	1,13	1,13	1,14	1,15	1,17
Flujo Aire Ventilación Módulo (kg/s)	5,0	5,4	7,3	8,2	10,0
Calor Absorbido Ventilación Módulo (kW)	349	372	454	513	528
Temperatura Aire Ventilación Módulo (K)	381	379	374	374	364
Flujo Gases Exhaustación (inc. módulo) (kg/s)	37,2	39,8	52,3	60,9	69,1
Calor Esp. Gases Exhaust. (inc. módulo) (kJ/kgK)	1,13	1,13	1,14	1,15	1,15
Temperatura Gases Exhaust. (inc. módulo) (K)	671	671	706	741	763

Tabla 5.1 Datos funcionamiento de la GT según pruebas FAT del fabricante [84]

PAL	T1 ($^{\circ}\text{C}$)	P2 (bar)	T2 ($^{\circ}\text{C}$)	PS3 (bar)	P5.4 (bar)	T5.4 ($^{\circ}\text{C}$)	T6 ($^{\circ}\text{C}$)	T7 ($^{\circ}\text{C}$)	GG (rpm)	TP (rpm)	POT (kW)
20	16,1	1,092	22,8	1,36	1,155	442	30,6	242	5551	1475	204
25	12,6	1,092	19,6	1,85	1,203	408	42,4	331	6007	1081	397
38	12,6	1,092	19,4	3,04	1,367	453	44,3	323	6848	1949	924
50	12,6	1,092	20,8	4,36	1,571	462	28,6	243	7292	1947	1917
79	13,2	1,092	17,5	9,85	2,713	626	72,3	399	8142	3114	9076
79	12,9	1,093	18,6	9,66	2,64	616	64,3	400	8109	3057	8403
100	12,6	1,09	20,3	14,31	3,73	608	30,2	243	8754	3567	18393
100	12,9	1,091	17,4	13,41	3,503	748	81,5	452	8584	3663	15824
100	12,8	1,092	19,8	13,66	3,564	755	77,6	461	8592	3672	16335
100	12,9	1,091	17,9	13,3	3,482	741	87,8	466	8560	3662	15694
100	12,6	1,092	20,3	13,75	3,561	752	82,7	468	8606	3646	16326

Tabla 5.2 Datos funcionamiento de la GT según pruebas SAT de buques de guerra de superficie (elaboración propia)

5.3.2 Datos de funcionamiento del HMI

Los datos de funcionamiento de la GT, obtenidos del HMI de buques de guerra de superficie con configuración propulsiva CODOG, aparecen resumidos en las tabla 5.3:

PAL	T1 (°C)	P2 (bar)	T2 (°C)	PS3 (bar)	P5.4 (bar)	T5.4 (°C)	T6 (°C)	T7 (°C)	GG (rpm)	TP (rpm)	POT (kW)
0	26,5	1,092	31,8	1,05	1,136	448	57,6	289	4995	1121	185
26	26,2	1,092	31,8	1,55	1,154	465	39,5	242	5929	999	239
40	26,4	1,092	30,2	2,72	1,305	455	54,8	321	6835	1816	733
40	25,8	1,092	30,9	2,75	1,341	451	59,2	323	6788	1554	904
50	25,1	1,091	29,7	3,44	1,396	463	64,2	345	7231	1685	1159
51	25,9	1,092	30,9	3,57	1,467	470	55,1	341	7213	1888	1455
54	27,2	1,091	32,3	3,74	1,499	505	72,0	394	7310	2290	1556
55	26,4	1,091	30,4	3,76	1,446	473	64,4	352	7363	1814	1405
55	26,8	1,091	31,9	3,88	1,500	470	73,3	355	7317	1809	1647
64	26,4	1,091	30,7	5,61	1,798	558	64,5	380	7848	2543	3159
65	25,0	1,090	29,8	5,34	1,712	508	63,9	327	7713	2087	2775
66	26,3	1,091	30,5	5,46	1,761	521	63,5	374	7719	2351	2971
66	26,8	1,091	31,7	5,59	1,827	534	70,3	388	7722	2468	3295
66	25,1	1,090	30,2	5,38	1,725	510	56,4	310	7725	2095	2839
66	25,7	1,091	30,8	5,48	1,774	510	56,7	331	7685	2078	3070
73	27,2	1,091	30,5	6,87	2,032	557	48,7	281	7950	2425	4574
73	26,9	1,091	30,4	6,87	2,020	555	51,3	303	7949	2423	4525
73	25,9	1,091	31,2	7,11	2,089	560	51,2	336	7930	2419	4929
74	26,1	1,091	31,2	7,11	2,090	564	47,2	313	7934	2430	4926
75	23,1	1,090	27,3	7,39	2,120	564	75,7	390	8002	2493	5207
75	23,8	1,091	28,7	7,62	2,189	569	70,4	385	7983	2486	5633
76	26,3	1,090	30,5	7,14	2,054	564	66,8	360	8030	2426	4778
76	26,8	1,091	31,8	7,27	2,123	568	75,0	370	8003	2439	5209
76	25,5	1,091	29,5	7,19	2,082	560	75,2	386	8028	2451	4910
77	22,7	1,090	27,6	7,63	2,169	572	75,7	390	8063	2503	5549
77	23,2	1,091	28,6	7,77	2,212	571	64,3	379	8032	2455	5790
86	26,4	1,090	30,2	9,58	2,595	661	62,0	361	8334	2893	8606
86	26,9	1,091	31,9	9,69	2,642	671	70,4	372	8304	2901	8924

Tabla 5.3 Datos funcionamiento de la GT del HMI de buques de guerra de superficie (elaboración propia)

5.3.3 Matriz de recopilación de datos de funcionamiento de la GT

Como resultado de agrupar los datos de los anteriores apartados correspondientes a las diferentes situaciones de funcionamiento de la GT, surge la tabla 5.4 de datos ordenados en función del grado de palanca seleccionado:

PAL	T1 (°C)	P2 (bar)	T2 (°C)	PS3 (bar)	P5.4 (bar)	T5.4 (°C)	T6 (°C)	T7 (°C)	GG (rpm)	TP (rpm)	POT (kW)
0	26,5	1,092	31,8	1,05	1,136	448	57,6	289	4995	1121	185
20	16,1	1,092	22,8	1,36	1,155	442	30,6	242	5551	1475	204
26	26,2	1,092	31,8	1,55	1,154	465	39,5	242	5929	999	239
25	12,6	1,092	19,6	1,85	1,203	408	42,4	331	6007	1081	397
38	12,6	1,092	19,4	3,04	1,367	453	44,3	323	6848	1949	924
50	25,1	1,091	29,7	3,44	1,396	463	64,2	345	7231	1685	1159
51	25,9	1,092	30,9	3,57	1,467	470	55,1	341	7213	1888	1455
40	26,1	1,092	30,6	2,74	1,323	453	57,0	322	6812	1685	819
50	12,6	1,092	20,8	4,36	1,571	462	28,6	243	7292	1947	1917
54	27,2	1,091	32,3	3,74	1,499	505	72,0	394	7310	2290	1556
55	26,6	1,091	31,2	3,82	1,473	472	68,9	354	7340	1812	1526
61								398		2150	3740
64	26,4	1,091	30,7	5,61	1,798	558	64,5	380	7848	2543	3159
65	25,0	1,09	29,8	5,34	1,712	508	63,9	327	7713	2087	2775
66	26,0	1,091	30,8	5,48	1,772	519	61,7	351	7713	2248	3044
66								398		2290	4375
73	26,7	1,091	30,7	6,95	2,047	557	50,4	307	7943	2422	4676
74	26,1	1,091	31,2	7,11	2,09	564	47,2	313	7934	2430	4926
75	23,5	1,091	28,0	7,51	2,155	567	73,0	388	7993	2490	5420
76	26,2	1,091	30,6	7,20	2,086	564	72,3	372	8020	2439	4966
77	23,0	1,091	28,1	7,70	2,191	572	70,0	385	8048	2479	5670
79	13,1	1,093	18,1	9,76	2,677	621	68,3	400	8126	3086	8740
83								433		2925	8750
86	26,7	1,091	31,1	9,64	2,619	666	66,2	367	8319	2897	8765
92								468		3300	13125
100	12,8	1,092	18,9	13,53	3,528	749	82,4	462	8586	3661	16045
100								490		3600	17500
100	12,6	1,09	20,3	14,31	3,730	608	30,2	243	8754	3567	18393

Tabla 5.4 Matriz de recopilación de datos de funcionamiento de la GT (elaboración propia)

5.4 Cálculos preliminares de funcionamiento de la GT

5.4.1 Estimación de la potencia de la GT

La estimación de la potencia entregada por la GT en función del grado de palanca seleccionado, aparece resumida en el gráfico 5.1 y la tabla 5.5:

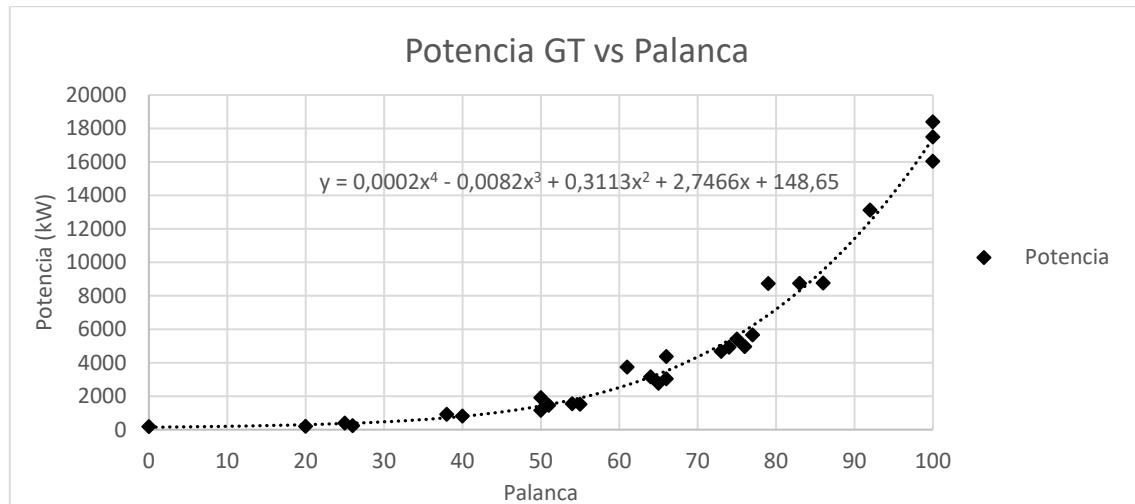


Gráfico 5.1 Potencia entregada por la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Potencia (Kw)	149	201	294	452	744	1289	2255	3856	6355	10062	17500

Tabla 5.5 Ley de potencia entregada por la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

5.4.2 Estimación de revoluciones de la TP

La estimación de las revoluciones a las que gira la TP en función del grado de palanca seleccionado, aparece resumida en el gráfico 5.2 y la tabla 5.6:

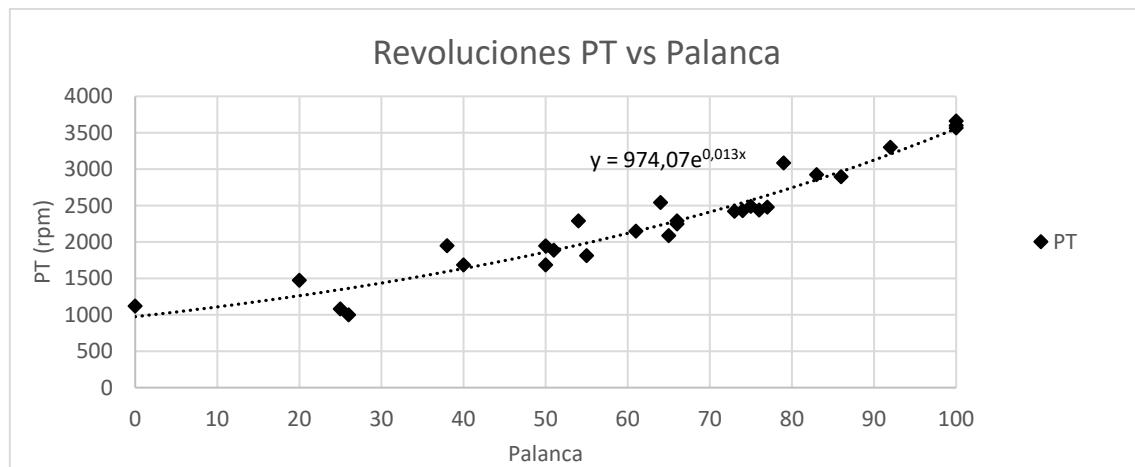


Gráfico 5.2 Revoluciones de la TP vs grado de palanca (elaboración propia)

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
PT (rpm)	974	1109	1263	1439	1638	1866	2125	2420	2756	3138	3600

Tabla 5.6 Ley de rpm de la TP de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

5.4.3 Estimación de temperaturas T1 y T7

La estimación de las temperaturas T1 y T7 en función del grado de palanca seleccionado, aparece resumida en el gráfico 5.3 y la tabla 5.7:

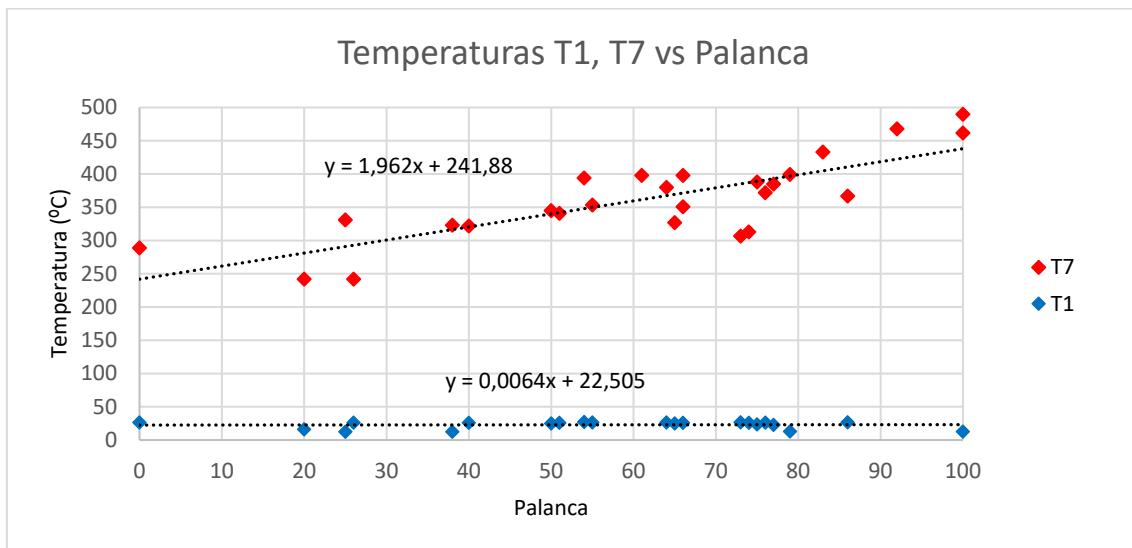


Gráfico 5.3 Temperaturas T1 y T7 de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
T1 (°C)	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23	23
T7 (°C)	242	262	281	301	320	340	360	379	399	418	438

Tabla 5.7 Leyes para T1 y T7 de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

5.4.4 Estimación de rendimientos

El proceso de estimación de rendimientos del conjunto CODOG, esto es, GT y DE, aparece resumido en los gráficos 5.4, 5.5, 5.6, 5.7 y 5.8 y tablas 5.8, 5.9 y 5.10:

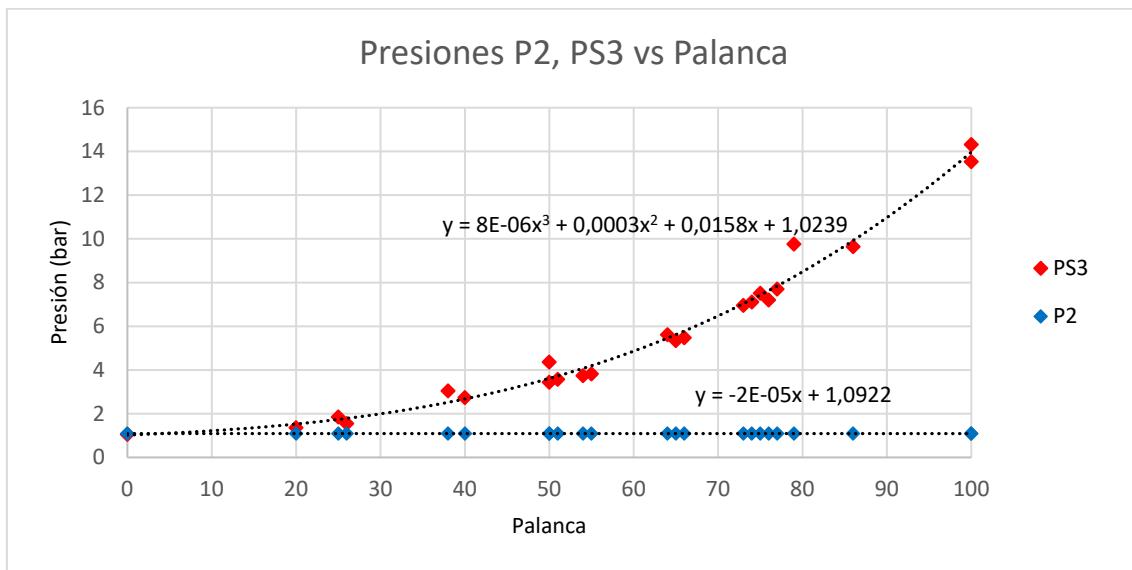


Gráfico 5.4 Presiones P2 y PS3 de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

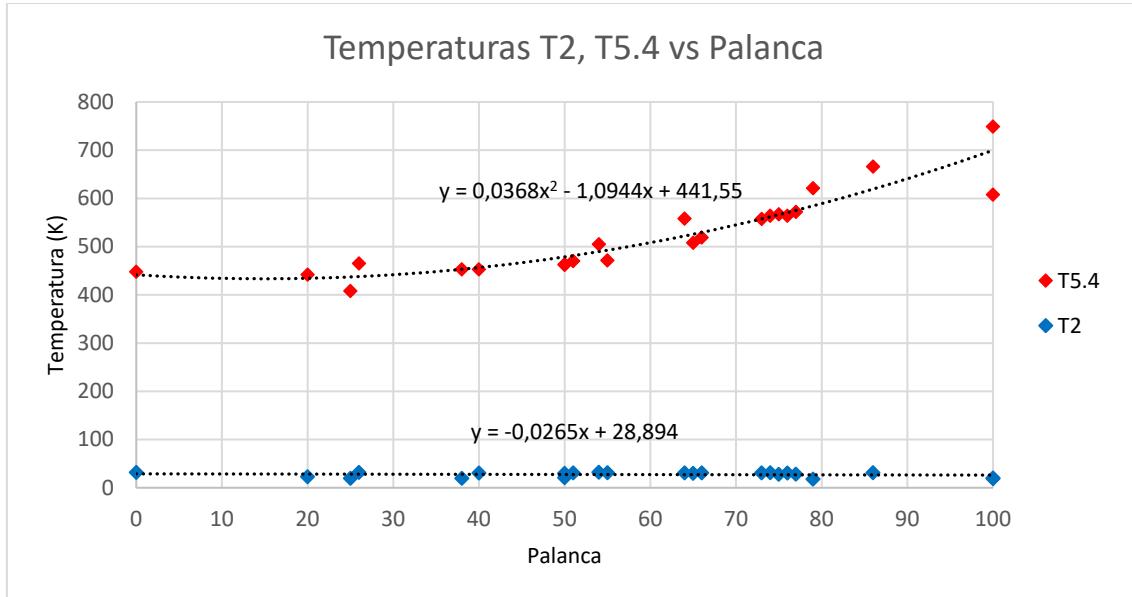


Gráfico 5.5 Temperaturas T2 y T5.4 de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

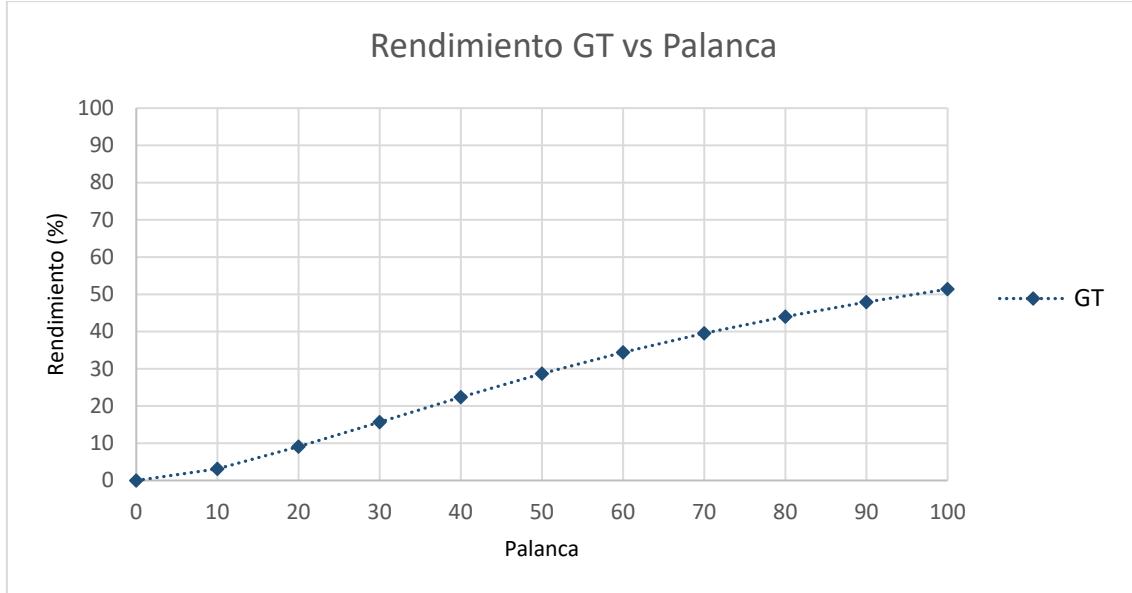


Gráfico 5.6 Rendimiento térmico de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
P2 (bar)	1,092	1,092	1,092	1,092	1,092	1,092	1,092	1,092	1,092	1,092	1,092
PS3 (bar)	1,02	1,22	1,52	1,98	2,65	3,56	4,78	6,34	8,30	10,71	13,60
T2 (°C)	28,9	28,6	28,4	28,1	17,8	27,6	27,3	27	26,8	26,5	26,2
T5.4 (°C)	442	434	434	442	457	479	508	545	590	641	700
Rend. (%)	2	3	9	16	22	29	34	40	44	48	51

Tabla 5.8 Leyes para P2, PS3, T2, T5.4 y rendimiento de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

A partir de la configuración CODOG por línea de ejes, se hace necesario ajustar los regímenes de funcionamiento de GT y DE en función del grado de palanca seleccionado [85].

A diferencia de la GT donde el ajuste habitual va desde “palanca 0” hasta “palanca 100”, para el caso del DE el ajuste va a ser para grados de palanca menores, siendo en este caso desde “palanca 0” hasta “palanca 70” [85].

En cuanto al rendimiento del DE, este se obtiene mediante la relación de la potencia entregada por el motor con la equivalente al consumo de combustible para cada grado de palanca seleccionado, siendo $Q_l = 42287 \text{ kJ/kg}$ para el caso del DFM [5] [82]:

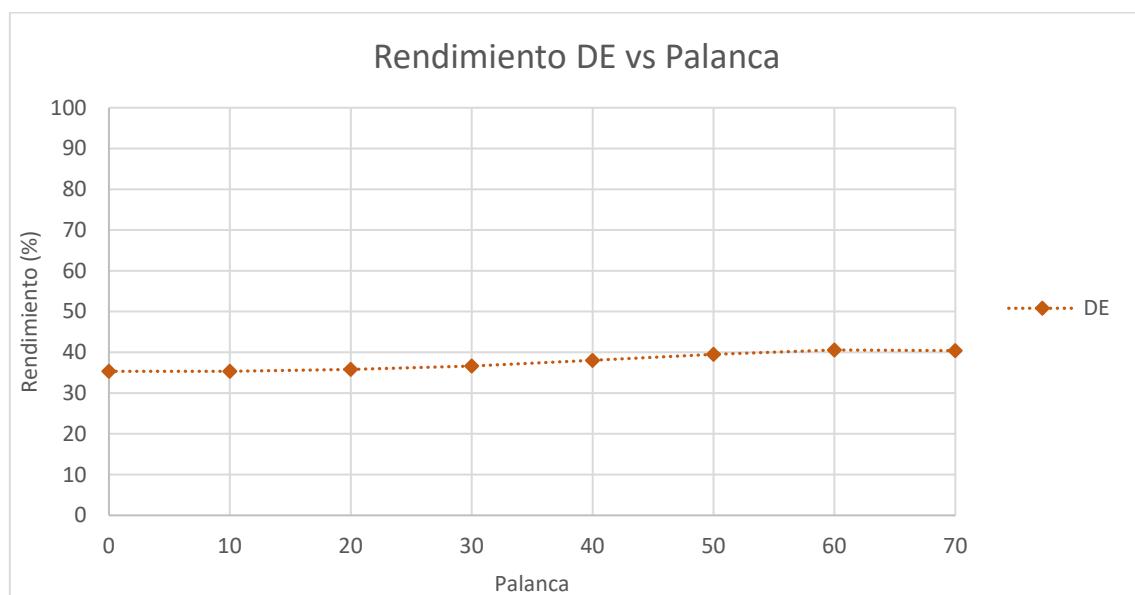
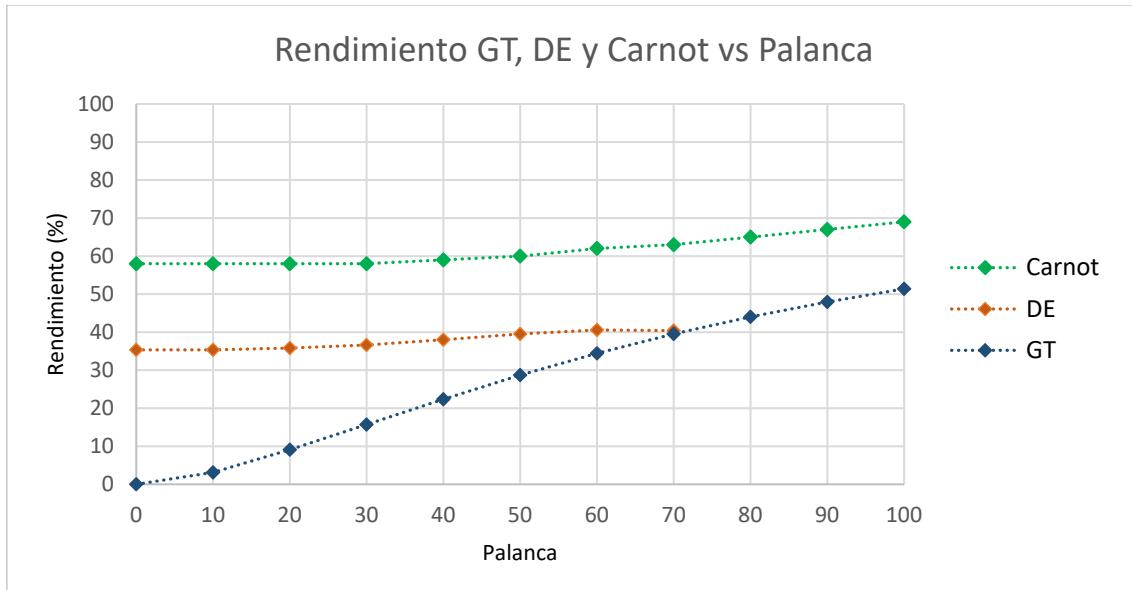


Gráfico 5.7 Rendimiento térmico del DE vs grado de palanca (elaboración propia)

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70
Potencia (kW)	1136	1136	1083	1148	1648	2626	4389	4915
Consumo (gr/kWh)	243	243	239	234	225	217	211	212
Pot. consumo (kW)	3215	3215	3026	3133	4334	6646	10816	12162
Rendimiento (%)	35	35	36	37	38	40	41	40

Tabla 5.9 Potencia, consumo, potencia de consumo y rendimiento del DE vs grado de palanca (elaboración propia)

Comparando las curvas de rendimientos térmicos de GT y DE, se comprende fácilmente que el motivo principal de la elección de la configuración CODOG para la propulsión de buques de guerra de superficie responde principalmente a criterios de eficiencia energética (gráfico 5.8). El rendimiento de Carnot se ha calculado a partir de las temperaturas de funcionamiento de la GT, esto es, T_2 y $T_{5.4}$ respectivamente [85] (tabla 5.10):

Gráfico 5.8 Rendimientos GT, DE y Carnot vs grado de palanca⁶ (elaboración propia)

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Rend. Carnot (%)	58	58	58	58	59	60	62	63	65	67	69

Tabla 5.10 Potencia, consumo, potencia de consumo y rendimiento del DE vs grado de palanca (elaboración propia)

Para velocidades crucero, un buque tipo fragata o destructor de 6000 toneladas en modo DE trabajará con rendimientos térmicos máximos del 40% (palanca 60), mientras que si se opta por el modo GT, para la misma velocidad de crucero, el rendimiento térmico se reducirá hasta el 30%, lo que supondrá un 25% menos de rendimiento si se compara con el rendimiento en modo DE [85].

Además de lo anterior, para velocidades inferiores a la velocidad de crucero, la diferencia de rendimientos entre modo DE y modo GT es aún mayor, aumentando dicha diferencia conforme la velocidad es menor, alcanzándose diferencias del 70 – 80%. Esto se debe a que los rendimientos del DE se sitúan en todo su rango de funcionamiento entre el 35 y el 40%, mientras que los rendimientos de la GT parten de valores muy bajos y crecen lentamente hasta que se igualan a los del DE a partir de palanca 70 [85].

Por lo tanto, para velocidades próximas a la de crucero o inferiores, resultará mucho más económico propulsar el buque en modo DE, debido a que la curva de rendimientos térmicos se encuentra en todo momento por encima de la curva de rendimientos térmicos del modo GT. Además del impacto económico, el mayor aprovechamiento energético del combustible reducirá el impacto medioambiental del buque [85].

⁶ Presentado en el 58º Congreso de Ingeniería Naval e Industria Marítima, celebrado del 23 al 25 de octubre de 2019 en San Fernando – Cádiz (España).

5.4.5 Estimación de las propiedades de los gases de exhaustión

El proceso de estimación del flujo, calor específico y presión de los gases de exhaustión de la GT, en función del grado de palanca seleccionado, aparece resumido en los gráficos 5.9 y 5.10 y tabla 5.11:

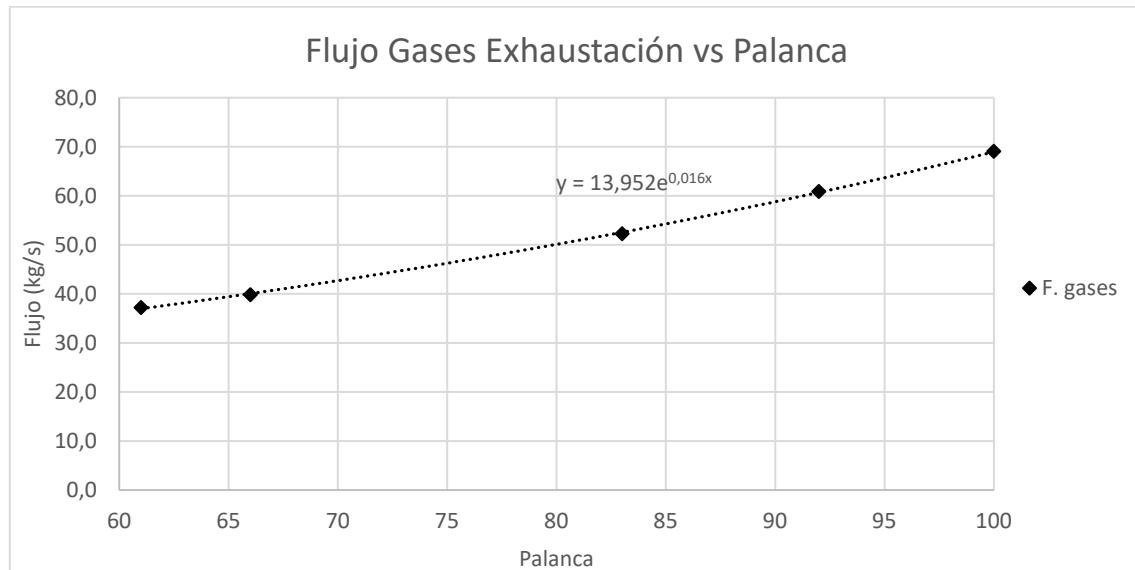


Gráfico 5.9 Flujo de gases de exhaustión vs grado de palanca (elaboración propia)

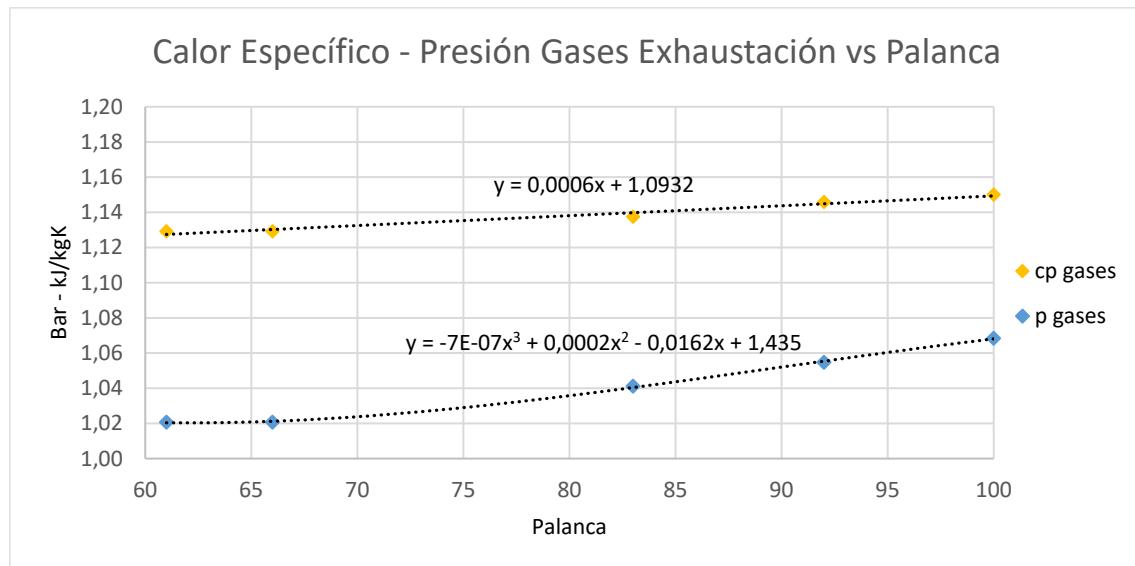


Gráfico 5.10 Calor específico y presión de gases de exhaustión vs grado de palanca (elaboración propia)

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Flujo gases (kg/s)	14,0	16,4	19,2	22,5	26,5	31,0	36,4	42,8	50,2	58,9	69,1
C _p gases (kJ/kgK)	1,093	1,099	1,105	1,111	1,117	1,123	1,129	1,135	1,141	1,147	1,153
Presión gases (bar)	1,000	1,003	1,005	1,007	1,010	1,014	1,019	1,027	1,038	1,052	1,070

Tabla 5.11 Flujo, calor específico y presión de gases de exhaustión vs grado de palanca (elaboración propia)

5.4.6 Estimación de los coeficientes de exceso de aire

A partir de una relación estequiométrica aire/combustible de 15:1 ($1/f$) y mediante las ecuaciones 5 – 12, 5 – 13 y 5 – 14, se obtienen los coeficientes de exceso de aire que aparecen resumidos en la tabla 5.12. Nótese que la temperatura $T_{5.4'}$ es la estimada a alcanzar a la entrada de la TA con la GT trabajando sin exceso de aire (únicamente el equivalente a la relación 15:1 aire/combustible). En los cálculos se ha tenido en cuenta un Q_i para el DFM de 42287 kJ/kg y una temperatura máxima en la CC de 1250 K [5].

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Q_i (kJ/kg)	42287	42287	42287	42287	42287	42287	42287	42287	42287	42287	42287
P_2 (bar)	1,092	1,092	1,092	1,092	1,091	1,091	1,091	1,091	1,091	1,090	1,090
PS_3 (bar)	1,024	1,220	1,524	1,984	2,648	3,564	4,780	6,344	8,304	10,708	13,604
T_2 (K)	302	302	301	301	301	301	300	300	300	300	299
T_3 (K)	296	312	331	357	388	422	458	496	536	576	615
C_p gases (kJ/kgK)	1,093	1,099	1,105	1,111	1,117	1,123	1,129	1,135	1,141	1,147	1,153
η_{comb}	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
f	0,0667	0,0667	0,0667	0,0667	0,0667	0,0667	0,0667	0,0667	0,0667	0,0667	0,0667
$1/f'$	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
$T_{5.4'}$ (K)	2708	2723	2743	2769	2800	2834	2869	2908	2947	2988	3027
f'	0,0253	0,0249	0,0243	0,0236	0,0227	0,0217	0,0207	0,0196	0,0185	0,0174	0,0163
$1/f'$	39	40	41	42	44	46	48	51	54	58	61
Exc. Aire (%)	263	268	274	282	293	307	322	340	360	384	410

Tabla 5.12 Ley de coeficientes de exceso de aire de funcionamiento de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

La experiencia demuestra que para conseguir temperaturas en la CC de la GT asumibles por los materiales empleados en su fabricación, se debe de conseguir una elevada dilución que elevará el coeficiente de exceso de aire hasta cifras del orden del 400% (en línea con lo calculado) [5].

Una de las consecuencias inmediatas de trabajar con elevados grados de dilución es que los gases de exhaustación van a estar compuestos por humos (productos de la combustión) enormemente diluidos en aire limpio, lo que permitirá, a efectos prácticos, considerar a los gases de exhaustación de la GT como si se tratara de aire limpio con comportamiento de gas ideal a elevadas temperaturas [5].

En los gráficos 5.11 y 5.12 y tablas 5.13 y 5.14 se comparan los calores específicos y densidades de los gases de exhaustación obtenidos en las pruebas FAT de la GT (tabla 5.1), con los calores específicos y densidades del aire comportándose como un gas ideal y obtenidos a partir de la ecuación de los gases ideales [47]:

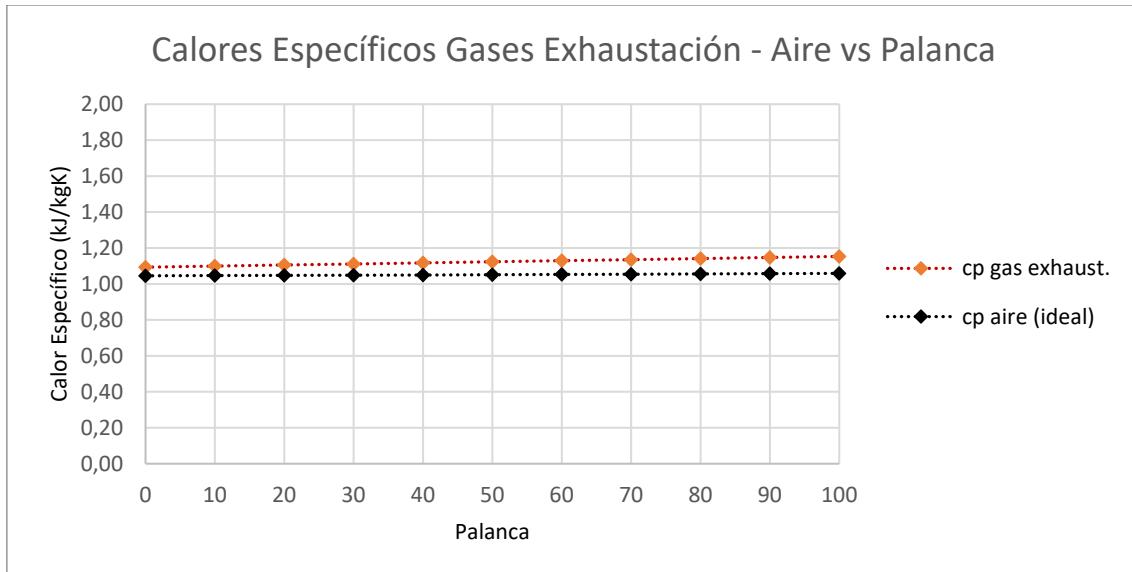


Gráfico 5.11 Calores específicos de gases de exhaustión y aire vs grado de palanca (elaboración propia)

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
c_p gas exhaust.(kJ/kgK)	1,093	1,099	1,105	1,111	1,117	1,123	1,129	1,135	1,141	1,147	1,153
c_p aire (ideal) (kJ/kgK)	1,045	1,046	1,048	1,049	1,050	1,051	1,053	1,054	1,056	1,057	1,059

Tabla 5.13 Leyes de calores específicos de gases de exhaustión y aire vs grado de palanca (elaboración propia)

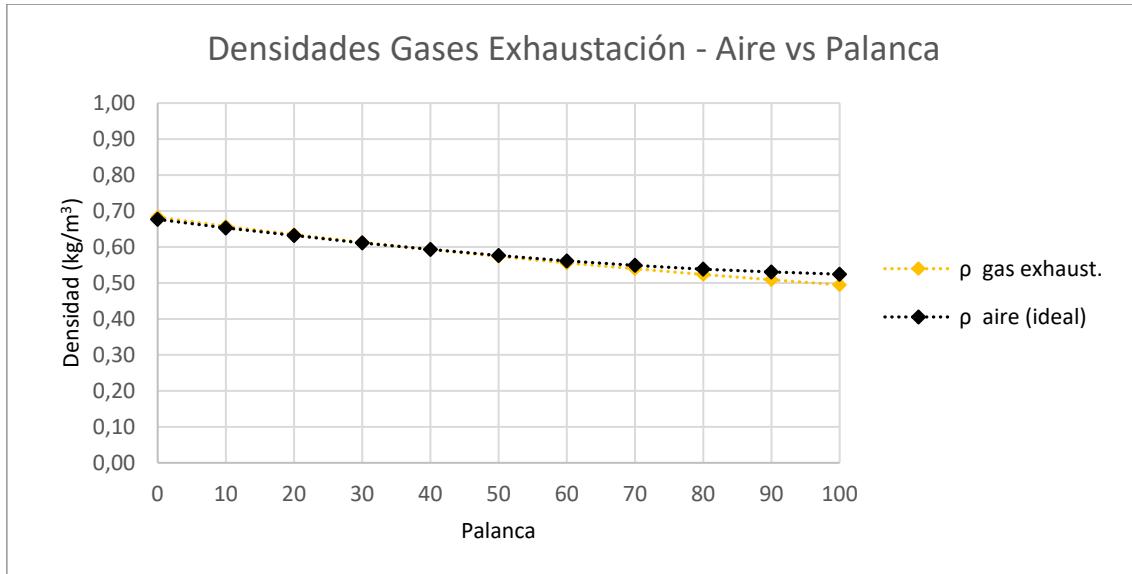


Gráfico 5.12 Densidades de gases de exhaustión y aire vs grado de palanca (elaboración propia)

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
ρ gas exhaust. (kg/m^3)	0,683	0,657	0,635	0,613	0,593	0,574	0,556	0,539	0,523	0,509	0,495
ρ aire (ideal) (kg/m^3)	0,677	0,653	0,632	0,611	0,593	0,576	0,561	0,549	0,538	0,531	0,524

Tabla 5.14 Leyes de densidades de gases de exhaustión y aire vs grado de palanca (elaboración propia)

5.4.7 Estimación del número de Mach

El proceso seguido para obtener el número de Mach en función del grado de palanca, considerando un diámetro en el conducto de exhaustión de dos (2) metros, aparece resumido en la tabla 5.15:

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
\dot{m} (kg/s)	14,0	16,4	19,2	22,5	26,5	31,0	36,4	42,8	50,2	58,9	69,1
c_p (kJ/kgK)	1,09	1,10	1,11	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,14	1,15	1,15
T7 (°C)	242	262	281	301	320	340	360	379	399	418	438
T7 (K)	515	535	554	574	593	613	633	652	672	691	711
Q (m³/s)	20,4	24,9	30,3	36,8	44,6	54,1	65,6	79,3	95,9	115,7	139,7
V (m/s)	6,5	7,9	9,6	11,7	14,2	17,2	20,9	25,2	30,5	36,8	44,5
ρ (kg/m³)	0,683	0,657	0,635	0,613	0,593	0,574	0,556	0,539	0,523	0,509	0,495
μ (Pa·s)	2,79E -05	2,88E -05	2,95E -05	3,03E -05	3,11E -05	3,19E -05	3,27E -05	3,34E -05	3,42E -05	3,49E -05	3,57E -05
v (m²/s)	4,09E -05	4,37 E-05	4,65E -05	4,95E -05	5,24E -05	5,56E -05	5,88E -05	6,20E -05	6,53E -05	6,86E -05	7,22E -05
Re -	3,18E +05	3,62E +05	4,14E +05	4,73E +05	5,42E +05	6,20E +05	7,10E +05	8,14E +05	9,34E +05	1,07E +06	1,23E +06
V.S. (m/s)	454,6	463,4	471,5	480,0	487,9	496,0	504,0	511,6	519,3	526,6	534,2
M -	0,014	0,017	0,020	0,024	0,029	0,035	0,041	0,049	0,059	0,070	0,083

Tabla 5.15 Ley de números de Mach en la exhaustión de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

A partir de los resultados de la tabla 5.15 ($M < 0,1$), los efectos de la compresibilidad se pueden considerar despreciables confirmándose, en este caso, la condición de flujo incompresible [77] (gráfico 5.13):

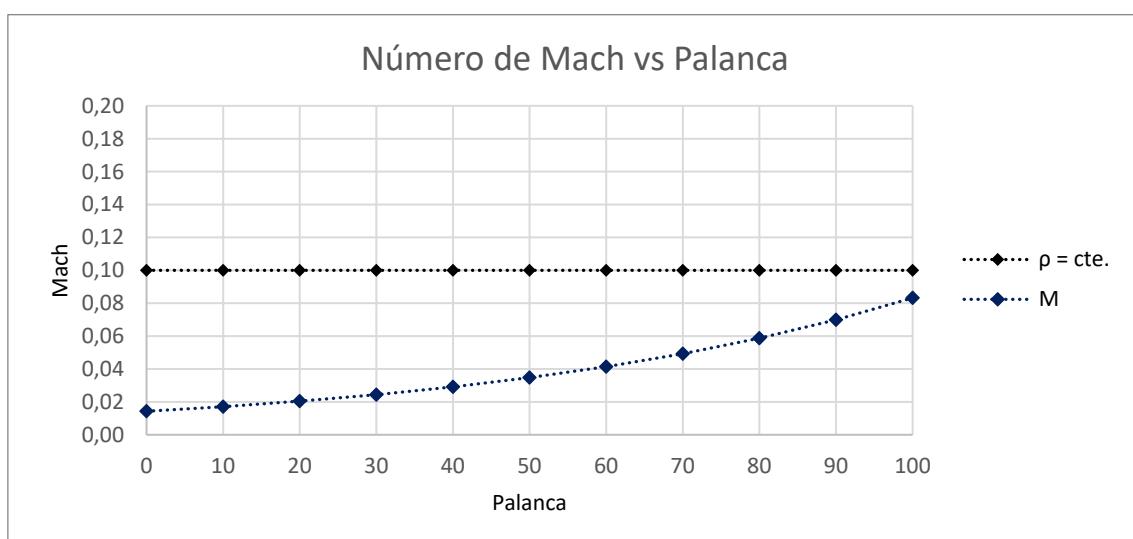


Gráfico 5.13 Ley de números de Mach en la exhaustión de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

5.4.8 Cálculo de la potencia disipada

Para una GT, la diferencia entre la potencia equivalente al consumo de combustible, o potencia total, y la transformada finalmente en trabajo mecánico para un mismo régimen será la potencia disipada [5].

Las formas de disipación de potencia de una GT son, por orden de magnitud, las siguientes [5]:

- A través de los gases de exhaustión.
- A través del calor radiado en el módulo, uniéndose posteriormente a los gases de exhaustión en el eductor del módulo de la GT.
- A través de la refrigeración del aceite de los sistemas de lubricación de la GT (aprox. 1% del total).

En cuanto al calor radiado en el módulo, la GT dispone de un sistema de ventilación del módulo con el fin de extraer el calor disipado al exterior del buque. Este proceso se realiza de dos formas [81]:

- Para bajo régimen de operación (potencia GT < 2700 kW), el "dumper" del conducto de ventilación se encontrará cerrado y el ventilador del módulo en funcionamiento.
- Para alto régimen de operación (potencia GT > 2700 kW), por efecto "venturi" de los gases de exhaustión el dumper se abre, parando el ventilador del conducto de ventilación.

El proceso de estimación de los valores de calor disipado en el módulo, a partir de los informes de pruebas FAT del fabricante (tabla 5.1), aparece resumido a continuación en el gráfico 5.14 y la tabla 5.16 [84]:

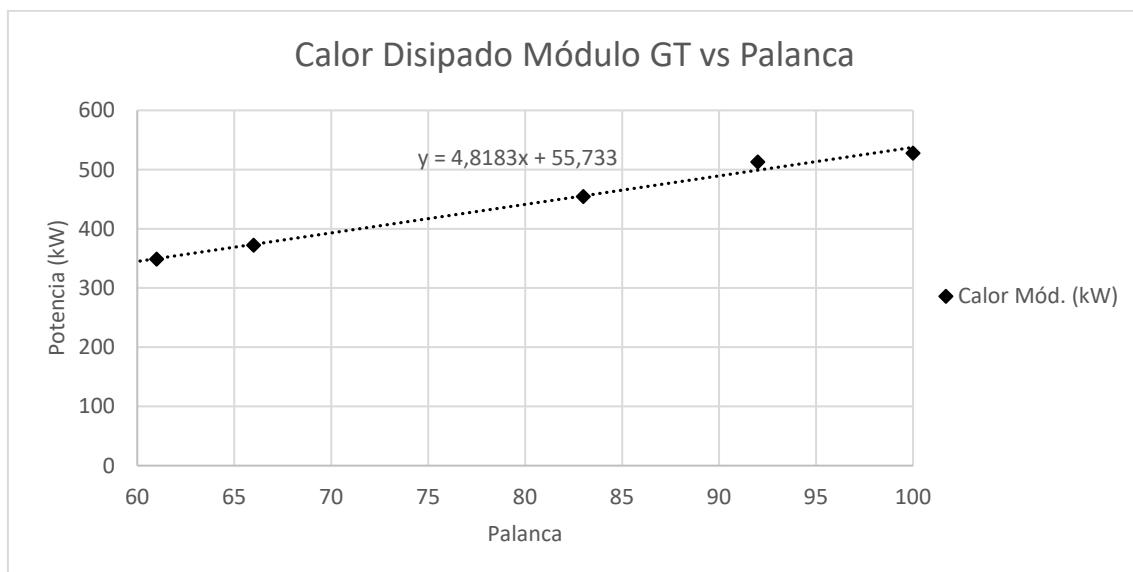


Gráfico 5.14 Calor disipado en el módulo de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Calor Disip. Mód. (kW)	56	104	152	200	248	297	345	393	441	489	538

Tabla 5.16 Ley del calor disipado en el módulo de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

Las diferentes componentes de la potencia total desarrollada por la GT aparecen resumidas en el gráfico 5.15 y la tabla 5.17, en la que se incluye una estimación de la potencia disipada por rozamiento a través de los sistemas de refrigeración del aceite de lubricación y de consumo de la GT para un valor de densidad de combustible DFM de 0,850 kg/dm³ [5]:

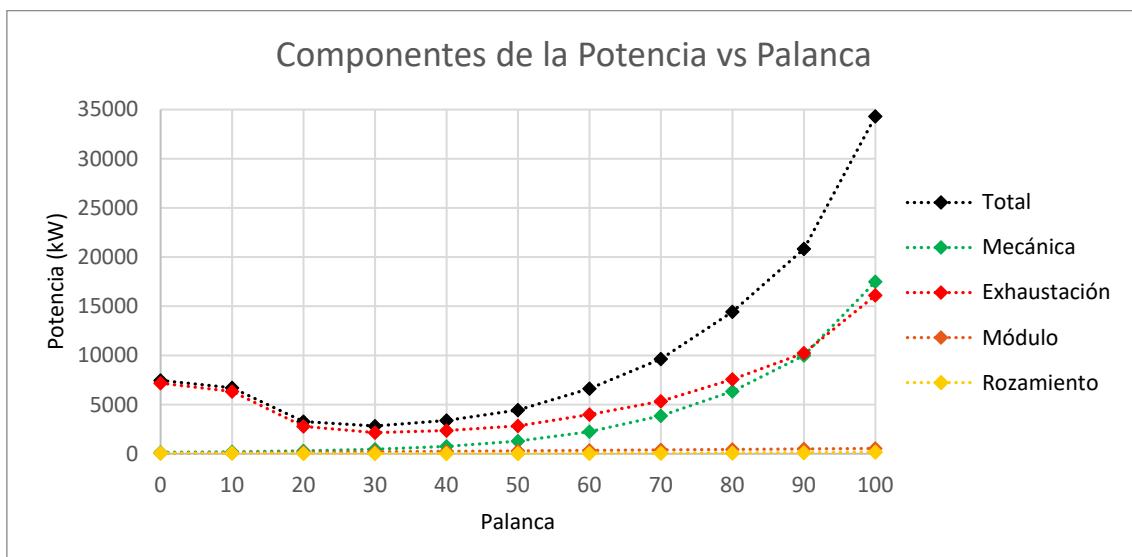


Gráfico 5.15 Componentes de la potencia total desarrollada por la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

Palanca	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Pot. Total (kW)	7450	6700	3267	2825	3382	4445	6632	9640	14443	20833	34314
Pot. Mec. (kW)	149	201	294	452	744	1289	2255	3856	6355	10062	17500
Pot. Exh. (kW)	7172	6330	2791	2149	2363	2827	3989	5333	7566	10236	16108
Pot. Mod. (kW)	56	104	152	200	248	297	345	393	441	489	538
Exh. + Mod. (kW)	7228	6434	2943	2349	2611	3124	4334	5726	8007	10725	16646
Pot. Roz. (kW)	73	65	30	24	26	32	44	58	81	108	168
Consumo (l/s)	0,21	0,19	0,09	0,08	0,09	0,12	0,18	0,27	0,40	0,58	0,95

Tabla 5.17 Leyes de potencias disipadas y consumos de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

En la tabla 5.17 se incluye la suma de la potencia disipada a través de los gases de exhaustión y del calor radiado dentro del módulo de la GT. Esta es la potencia que abandona el buque hacia el exterior a través de los conductos de exhaustión, potencia con una contribución muy significativa en la banda MWIR y que, por lo tanto, tendrá un impacto directo en la firma IR del conjunto de la plataforma.

5.5 Matriz final de datos de gases de exhaustación de la GT

Como resumen de los apartados anteriores, la tabla 5.18 contiene todos aquellos parámetros de los gases de exhaustación que se han ido obteniendo mediante cálculos a partir de las referencias bibliográficas consultadas. Estos resultados supondrán a su vez la base para cálculos y simulaciones posteriores con el código CFD seleccionado.

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
T7 (K)	515	535	554	574	593	613	633	652	672	691	711
C _p (kJ/kgK)	1,09	1,10	1,11	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,14	1,15	1,15
P (bar)	1,000	1,003	1,005	1,007	1,010	1,014	1,019	1,027	1,038	1,052	1,070
\dot{m} (Kg/s)	14,0	16,4	19,2	22,5	26,5	31,0	36,4	42,8	50,2	58,9	69,1
Q (m ³ /s)	20,4	24,9	30,3	36,8	44,6	54,1	65,6	79,3	95,9	115,7	139,7
V (m/s)	6,5	7,9	9,6	11,7	14,2	17,2	20,9	25,2	30,5	36,8	44,5
ρ (kg/m ³)	0,683	0,657	0,635	0,613	0,593	0,574	0,556	0,539	0,523	0,509	0,495
μ (Pa·s)	2,79E -05	2,88E -05	2,95E -05	3,03E -05	3,11E -05	3,19E -05	3,27E -05	3,34E -05	3,42E -05	3,49 E-05	3,57E -05
v (m ² /s)	4,09E -05	4,37E -05	4,65E -05	4,95E -05	5,24E -05	5,56E -05	5,88E -05	6,20E -05	6,53E -05	6,86E -05	7,22E -05
Re -	3,18E +05	3,62E +05	4,14E +05	4,73E +05	5,42E +05	6,20E +05	7,10E +05	8,14E +05	9,34E +05	1,07E +06	1,23E +06
V. S. (m/s)	454,6	463,4	471,5	480,0	487,9	496,0	504,0	511,6	519,3	526,6	534,2
M -	0,014	0,017	0,020	0,024	0,029	0,035	0,041	0,049	0,059	0,070	0,083
Pot. (kW)	149	201	294	452	744	1289	2255	3856	6355	10062	17500
PT (rpm)	974	1109	1263	1439	1638	1866	2125	2420	2756	3138	3600
H -	2	3	9	16	22	29	34	40	44	48	51
Exh. (kW)	7172	6330	2791	2149	2363	2827	3989	5333	7566	10236	16108
Mod. (kW)	56	104	152	200	248	297	345	393	441	489	538
E.+ M. (kW)	7228	6434	2943	2349	2611	3124	4334	5726	8007	10725	16646

Tabla 5.18 Resumen de parámetros de los gases de exhaustación de la GT vs grado de palanca (elaboración propia)

5.6 Modelado del flujo en la exhaustación de la GT

La dinámica de fluidos computacional o CFD es la ciencia que trata de predecir el comportamiento de los fluidos, fenómenos de transferencia de calor, transferencia de masa, reacciones químicas, etc., mediante la resolución de las ecuaciones de gabinete de los procesos con técnicas de cálculo numérico [59].

A la hora de afrontar la resolución numérica de un determinado problema fluido, como norma general, se deben de seguir los siguientes pasos [50]:

- Establecimiento de los objetivos de la simulación o “*goals*”.
- Creación de la geometría del modelo para su posterior mallado, lo que se conoce comúnmente como “*discretización del dominio*”.
- Configuración del solver y modelos físicos (“*condiciones iniciales*” y “*condiciones de contorno*”).
- Resolución del problema numérico en el ordenador y monitorización de la solución (estudio de convergencia).
- Estudio de los resultados “*post – CFD*”.
- Revisión de los parámetros físicos y numéricos del modelo, si fuese necesario.

Dentro del apartado relativo a la resolución del problema numérico y monitorización de la solución, los pasos a seguir respecto de la discretización y linealización de las ecuaciones de gabinete, son los siguientes [79]:

- Planteamiento de las ecuaciones de gabinete en forma diferencial y condiciones de contorno.
- Transformación de las ecuaciones de gabinete de forma diferencial a integral.
- Derivar a partir de la forma integral de las ecuaciones de gabinete un sistema de ecuaciones algebraicas relacionadas con los valores de las variables fluidas en los centros de las celdas del dominio (discretización).
- Transformación del sistema algebraico de ecuaciones referenciado a los centros de las celdas en un sistema de ecuaciones algebraicas lineales (linealización).
- Resolución del sistema de ecuaciones algebraicas lineales mediante métodos iterativos, actualizando los valores consigna.
- Finalización del proceso iterativo cuando los valores de las variables apenas sufren variación respecto la iteración inmediata anterior (convergencia).

Como ya se ha comentado, los procesos relativos a la discretización del dominio y la linealización de las ecuaciones algebraicas llevan implícitos errores, de discretización y linealización, los cuales se encuentran relacionados con el tamaño de malla y el valor residual de convergencia seleccionado respectivamente [79].

5.6.1 Objetivos de la simulación

El principal objetivo de la simulación consistirá en evaluar la capacidad de enfriamiento de los gases de exhaustación de la GT mediante la inyección de agua nebulizada o “*microgotas*” en el interior del conducto de exhaustación.

A través de la inyección de agua nebulizada en el interior del torrente de gases de exhaustación y, por interacción de fases continua – discreta, se reducirá la temperatura de los gases y, por lo tanto, su impacto en la firma IR del conjunto de la plataforma.

Como ya se indicó, el estado del arte en sistemas de supresión de firma IR permite el empleo de sistemas pasivos en los tramos finales de los conductos de exhaustación de motores de combustión interna, con el fin de reducir la temperatura de los gases de exhaustación por debajo de 250 °C (523 K) en el momento en que estos abandonan el buque.

Por lo tanto, si se demuestra que, mediante la inyección de agua nebulizada en el dominio estudiado, la temperatura de los gases desciende por debajo de la cota de 250 °C (523 K), se dará por válida la viabilidad del desarrollo propuesto.

Finalizado el proceso de enfriamiento, los gases resultantes abandonarán el buque como una única fase gaseosa, compuesta por los gases de exhaustación más una pequeña cantidad de vapor de agua, producto de la evaporación total del agua inyectada.

En relación con lo anterior, también se evaluará la incidencia del tamaño de gota, el ángulo de cono y la velocidad inicial respecto de la de los gases de exhaustación.

El proceso de simulación se llevará a cabo en dos etapas, una primera etapa en la que se procederá a la modelización del flujo a la salida de la GT con el fin de determinar sus características, y una segunda etapa en la que se estudiará la interacción de las gotas (fase discreta) con el medio continuo (fase continua).

Todos los resultados del proceso de simulación serán convenientemente verificados y validados, comprobándose la consistencia del modelo matemático planteado, así como el error numérico asumido en base a cálculos manuales (verificación) y contrastando posteriormente los resultados obtenidos frente a datos experimentales, con el fin de comprobar si el modelo seleccionado para llevar a cabo las simulaciones es el adecuado o no (validación).

Debido a la incidencia que tendrán, en los resultados de las simulaciones, los errores asociados a la discretización del medio y a la linealización de las ecuaciones algebraicas que derivan de las ecuaciones de gobierno, dentro del proceso de verificación se tendrá en cuenta el cálculo de los desequilibrios en las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía, con el fin de comprobar que se cumple el principio de conservación implícito en la formulación de dichas ecuaciones.

5.6.2 Generación de la geometría

A la hora de seleccionar la geometría de la exhaustión de la GT, se ha optado por un conducto de forma cilíndrica de doce (12) metros de longitud y dos (2) metros de diámetro, instalado a continuación y alineado con la propia GT, evitando así cualquier tipo de codo, curvatura, etc., con el fin de simplificar al máximo la geometría asociada a la resolución del problema fluido.

Para la elaboración de la geometría se ha hecho uso del módulo ANSYS SpaceClaim, integrado dentro de la suite ANSYS Student 2020 R2.

ANSYS SpaceClaim es un software de tipo CAD para modelado sólido desarrollado por SpaceClaim Corporation.

En la ilustración 5.5 se representa la geometría seleccionada como conducto de exhaustión de la GT, incluyéndose en la misma las cotas principales:

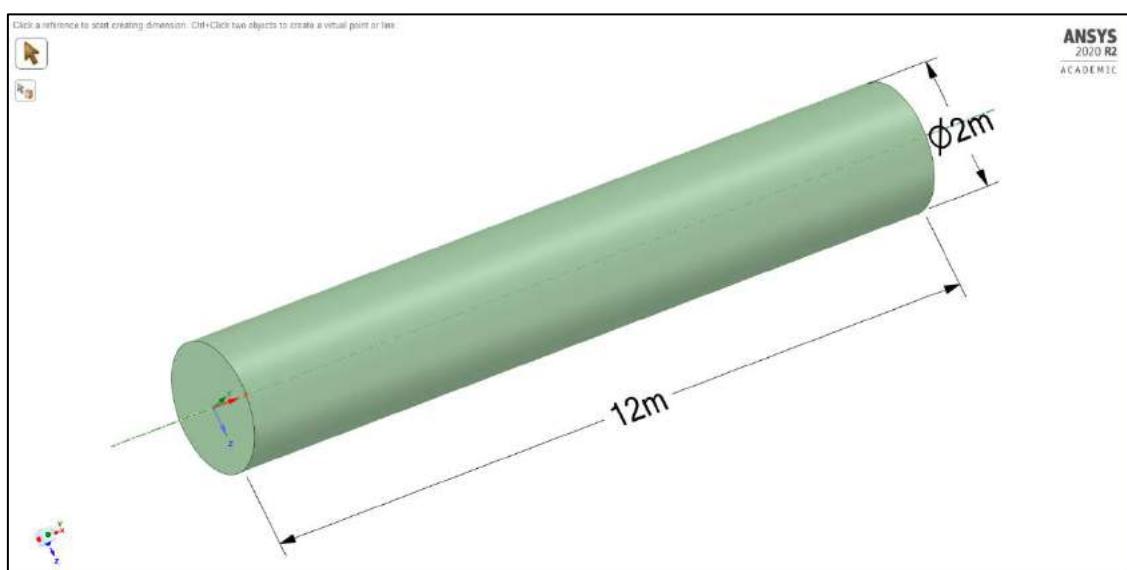


Ilustración 5.5 Detalle de la geometría seleccionada como conducto de exhaustión (cortesía ANSYS, Inc.) [86]

Por lo tanto, una vez que los gases exhaustión abandonan la GT, acceden al dominio por uno de los extremos del cilindro y salen por el otro extremo, recorriendo su interior en sentido longitudinal de un extremo al otro.

De esta forma los gases, durante su recorrido a través del dominio, no se van a encontrar con ningún elemento que modifique o perturbe el fluir natural de los mismos desde un extremo al otro del conducto.

Este hecho va a tener consecuencias positivas como, por ejemplo, la posibilidad de emplear mallado estructural alineado con la dirección principal del flujo y la monitorización del coeficiente de arrastre o “drag” como método de validación de los resultados obtenidos a partir de las simulaciones a realizar en el dominio.

5.6.3 Selección del tipo de mallado

El proceso de mallado va a suponer la discretización del dominio fluido en el cual se van a llevar a cabo las simulaciones de flujo. Se tratará, en definitiva, de una representación discreta del problema [59].

El tipo de mallado seleccionado tendrá un fuerte impacto en la convergencia hacia la solución (o la falta de ella), la precisión alcanzada y el tiempo empleado [59].

A la hora de seleccionar un tipo determinado de mallado, habrá que tener presente los siguientes aspectos [59]:

- La densidad de la malla.
- La geometría de las celdas.
- La relación de aspecto de las celdas.
- La asimetría o “skewness”.
- La configuración próxima a la pared.

Debido a la geometría del problema fluido presentado en esta Tesis Doctoral, la selección de una malla estructurada va a tener grandes ventajas debido, principalmente, a la sencillez de esta y a la posibilidad de alinearla con la dirección principal del flujo.

Además, en este caso concreto, la componente principal del flujo de gases irá en la dirección de los extremos del tubo de exhaustión, por lo que se puede simplificar la geometría del problema gracias al concepto de simetría axial.

La simetría axial o axisimetría (conocida también como simetría rotacional, radial o cilíndrica) consiste en la simetría alrededor de un eje, lo que significa que todos los semiplanos tomados a partir del eje de simetría axial presentan idénticas características.

Esta propiedad, aplicada a la geometría objeto de estudio, permitirá pasar de una geometría en 3D (cilindro) a una en 2D (plano), mediante el correspondiente cambio de coordenadas cilíndricas (r, θ, z) a cartesianas (x, y).

El cambio de sistema de referencia (de coordenadas cilíndricas a cartesianas) va a suponer a la hora de la resolución del problema fluido:

- Simplificar las ecuaciones de gabinete.
- Reducir el número de celdas del mallado.
- Mejorar la estabilidad en la convergencia.
- Incrementar la precisión de la solución alcanzada.
- Reducir el número de iteraciones y tiempo de simulación.

La geometría final en 2D, junto con las cotas principales, aparece representada en la ilustración 5.6:

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

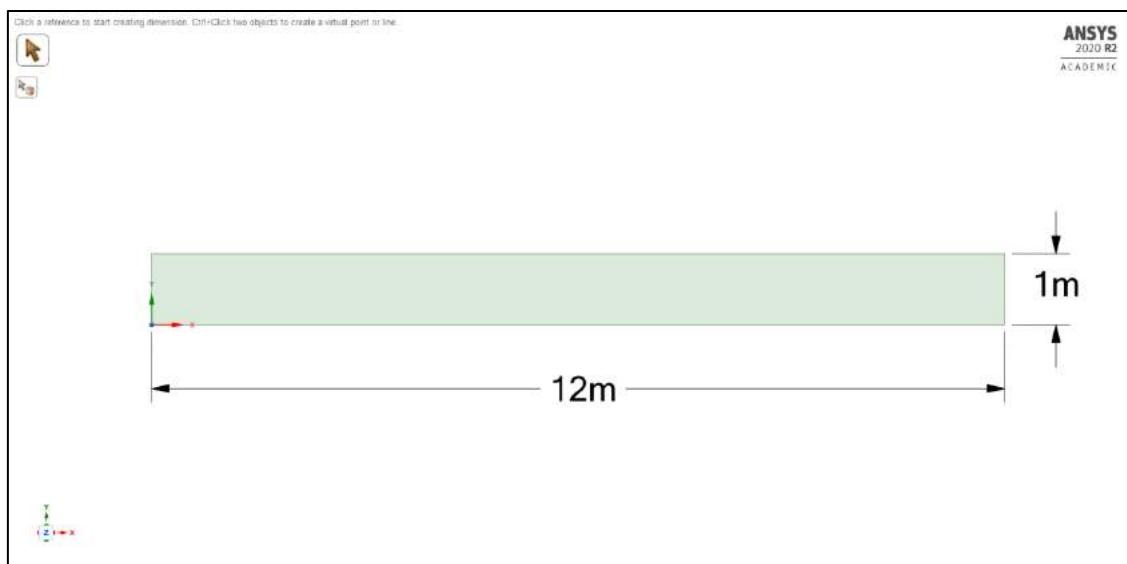


Ilustración 5.6 Detalle y cotas de la geometría en 2D del conducto de exhaustión (cortesía ANSYS, Inc.)

Para la elaboración del mallado se ha hecho uso del módulo de mallado Meshing incluido en la suite ANSYS Student 2020 R2. En la ilustración 5.7 se pueden comprobar diferentes detalles el aspecto final del mallado seleccionado para la resolución del problema fluido aquí propuesto:

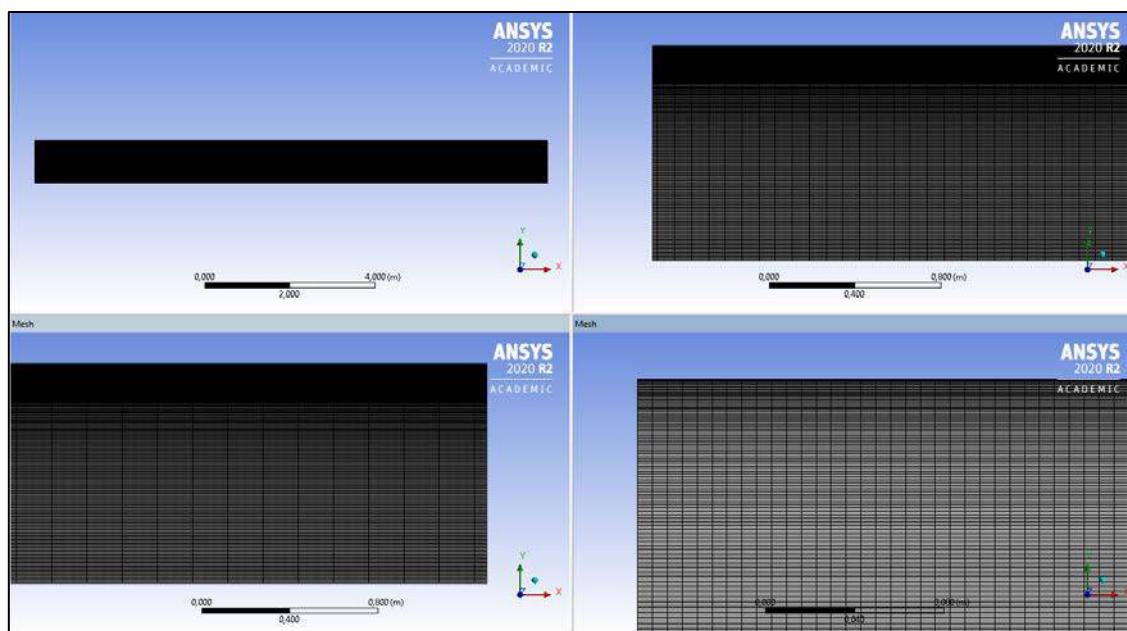


Ilustración 5.7 Detalles del mallado seleccionado para discretizar el dominio fluido (cortesía ANSYS, Inc.) [87]

La limitación a 512000 celdas/volúmenes finitos de la licencia del código CFD seleccionado para la realización de la presente Tesis Doctoral, ANSYS Fluent 2020 R2 (incluido en la suite ANSYS Student 2020 R2), ha supuesto una limitación al diseño final del mallado [88], [89].

Por lo tanto, el mallado final seleccionado ha sido de tipo estructurado, compuesto de $3,6 \cdot 10^5$ celdas cuadriláteras, distribuidas en 200 filas y 1800 columnas y con una transición suave de menor a mayor densidad de celdas en dirección y sentido la pared en base una relación “*bias factor*” de 50 con el fin de mejorar la predicción del comportamiento del flujo en zonas próximas a la pared (zonas de bajo Re).

En cuanto a la calidad de malla, en la tabla 5.19 se resumen los parámetros de calidad habituales a revisar en mallados estructurados:

Skewness [0 – 1]	Mínimo	0,131
	Máximo	0,140
	Media	0,131
	Desviación	0,000
Ortogonalidad [1 – 0]	Mínimo	1,000
	Máximo	1,000
	Media	1,000
	Desviación	0,000
Relación de aspecto [1 – ...]	Mínimo	1,010
	Máximo	16,788
	Media	4,568
	Desviación	4,071
Relación Jacobiana [1 – 0]	Mínimo	1,000
	Máximo	1,000
	Media	1,000
	Desviación	0,000

Tabla 5.19 Resumen de parámetros de calidad de malla (elaboración propia)

En la tabla 5.19 el parámetro “*relación de aspecto*”, óptimo para valores próximos a 1, se encuentra fuertemente condicionado por los espesores de las celdas próximas a la pared. El parámetro “*relación jacobiana*”, que mide el grado de distorsión de la geometría de las celdas, también interesa que sea lo más próximo a 1 [40].

En cuanto a los parámetros “*skewness*” y “*ortogonalidad*”, la tabla 5.20 resume el comportamiento del código CFD seleccionado en función de estos:

Mesh Quality	Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
Skewness	0 - 0.25	0.25 - 0.50	0.50 - 0.80	0.80 - 0.94	0.95 - 0.97	0.98 - 1.00
Orthogonality	1.00 - 0.95	0.95 - 0.70	0.69 - 0.20	0.20 - 0.15	0.14 - 0.001	0.001 - 0

Tabla 5.20 Comportamiento del código CFD en función de los valores de skewness y ortogonalidad [40]

5.6.4 Condiciones iniciales y de contorno para la fase continua

El proceso de simulación se va a llevar a cabo en dos etapas, una primera etapa en la que se procederá a la modelización del flujo (fase continua) a la salida de la GT, con el fin de determinar los campos de variables fluidas (presiones y velocidades) en el volumen de control correspondiente a la exhaustión, y una segunda etapa en la que se estudiará la interacción de las gotas (fase discreta) con el flujo de gases de exhaustión (fase continua).

Independientemente de la metodología empleada a la hora de resolver las ecuaciones de gobierno, se deben de especificar unas condiciones iniciales y de contorno para la resolución del problema.

En el caso concreto de las condiciones iniciales, estas vendrán determinadas por el estado de las variables fluidas en el instante $t = 0$, o bien en el primer paso en el esquema de integración.

Cuanto más cercana sea la condición inicial seleccionada a la solución final del problema, menor será el número de iteraciones necesarias para alcanzar la convergencia y, por lo tanto, menor será el tiempo empleado en la simulación, reduciéndose a su vez la posibilidad de inestabilidad en la convergencia.

La tabla 5.21, elaborada a partir de la tabla 5.18, resume las condiciones iniciales seleccionadas para el cálculo de los campos de presiones y velocidades de los gases de exhaustión de la GT:

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
T7 (K)	515	535	554	574	593	613	633	652	672	691	711
C _p (kJ/kgK)	1,09	1,10	1,11	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,14	1,15	1,15
V (m/s)	6,5	7,9	9,6	11,7	14,2	17,2	20,9	25,2	30,5	36,8	44,5
ρ (kg/m ³)	0,683	0,657	0,635	0,613	0,593	0,574	0,556	0,539	0,523	0,509	0,495
μ (Pa·s)	2,79E -05	2,88E -05	2,95E -05	3,03E -05	3,11E -05	3,19E -05	3,27E -05	3,34E -05	3,42E -05	3,49E -05	3,57E -05
v (m ² /s)	4,09E -05	4,37E -05	4,65E -05	4,95E -05	5,24E -05	5,56E -05	5,88E -05	6,20E -05	6,53E -05	6,86E -05	7,22E -05
Re -	3,18E +05	3,62E +05	4,14E +05	4,73E +05	5,42E +05	6,20E +05	7,10E +05	8,14E +05	9,34E +05	1,07E +06	1,23E +06

Tabla 5.21 Resumen de las condiciones iniciales seleccionadas en función del grado de palanca (elaboración propia)

En cuanto a las condiciones de contorno, se han seleccionado las siguientes [40]:

- Entrada del dominio.- “Velocity – inlet”.
- Salida del dominio.- “Pressure – outlet”.
- Pared.- “Wall”.
- Eje de simetría axial.- “Axil”.

En la siguiente ilustración (ilustración 5.8) se detallan las condiciones de contorno referidas al modelo de exhaustión descrito:

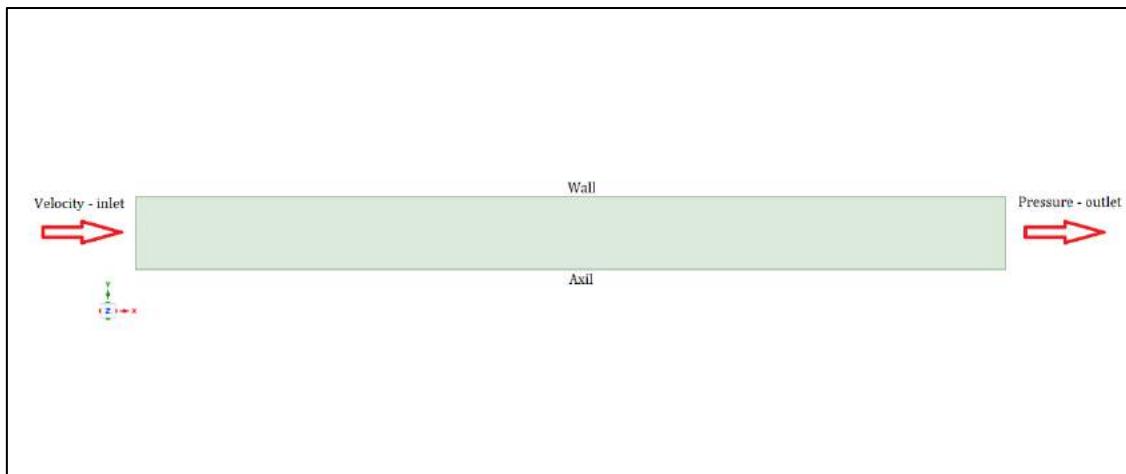


Ilustración 5.8 Condiciones de contorno en la geometría en 2D del conducto de exhaustión (elaboración propia)

En referencia a las condiciones de contorno, las condiciones velocity – inlet y pressure – outlet para la entrada y salida del dominio respectivamente, están indicadas en la modelización de flujos incompresibles (bajos M) de los que se conoce la velocidad a la entrada y la presión a la salida (en este caso la atmosférica) [40].

Si se desconoce la velocidad, pero se conoce el flujo de masa a la entrada del dominio, se puede utilizar la condición “*mass flow inlet*” directamente, o bien dividir el valor del flujo por el área del conducto y la densidad de los gases (en el caso de flujo incompresible), con el fin de conocer el valor de la velocidad y poder imponer la condición de velocity – inlet a la entrada del dominio [48].

Cabe la posibilidad de emplear las condiciones “*pressure – inlet*” y *pressure outlet* a la entrada y salida del dominio, puesto que se conocen estos valores. El problema es que el valor de este gradiente ($-\nabla p$) debe de ser exacto, de modo que el campo de velocidades obtenido a partir de la ecuación de conservación del momento satisfaga dicho valor [48].

Respecto de la condición wall, los sistemas de exhaustión se construyen generalmente de chapa de acero inoxidable recubierta de capas de elementos de aislamiento, con el fin de que el calor contenido en los gases de exhaustión no se transmita al interior del buque y salga por el conducto de exhaustión, lo que se conoce como condición “adiabática”.

En vista del párrafo anterior, los parámetros referidos a la condición de contorno wall quedan establecidos de la siguiente forma:

- Rugosidad media acero inoxidable = 0,002 mm [44].
- Conductividad térmica = 0 W/m·K (condición adiabática).

5.7 Modelado de la fase discreta

Como se recordará del apartado 4.6, el modelo seleccionado para modelar la fase discreta DPM ha sido el modelo de Euler-Lagrange, donde la fase gaseosa se considera un medio continuo en el que se resuelven las ecuaciones de gobierno, mientras que la fase discreta se resuelve mediante su seguimiento a través de la fase gaseosa intercambiando con ella masa, momento y energía.

Además, hay que tener en cuenta que los resultados del modelo seleccionado serán fiables siempre y cuando la interacción entre partículas sea despreciable, lo que sólo es posible si la fase discreta ocupa una fracción de volumen pequeña respecto de la fase continua (10 % máximo del volumen).

Debido a los requisitos en el modelado de sprays, la fase continua se resolverá de forma “estacionaria” o independiente del tiempo, mientras que la fase discreta lo será de forma “transitoria” o dependiente del tiempo, mediante la selección de un número determinado de iteraciones del algoritmo de resolución de la fase continua por cada iteración de la fase discreta.

El seguimiento de partículas se realizará siempre respecto del sistema de coordenadas absoluto seleccionado para el dominio fluido, por lo que los resultados del seguimiento y velocidad de partículas irán referenciados respecto de este sistema de referencia.

A la hora de representar la distribución de tamaños de gotas de un spray, una de las funciones más empleadas es la Rosin-Rammler, en la cual se asume que existe una relación exponencial entre un determinado tamaño de gota y la fracción de masa de gotas de menor tamaño.

El cambio de coordenadas cilíndricas a cartesianas, o lo que es lo mismo, de la geometría del dominio de 3D a 2D, implica la imposibilidad del uso de distribución alguna para el modelado de la fase discreta, lo que obligará al empleo de corrientes de partículas de igual tamaño de gota, o lo que es lo mismo, de distribuciones Rosin-Rammler con un elevado parámetro de distribución de diámetros (N).

En cuanto a la modelización de la forma en la que se va a realizar la inyección, va a ser el “cono hueco” el que mejor se va a adaptar a la forma del conducto de exhaustación.

Ahora bien, debido a que se va a trabajar en 2D, la configuración de cono hueco se va a conseguir a través de una corriente de gotas inyectadas en el interior del dominio desde el eje de simetría, a cierta distancia de la entrada y con una inclinación determinada respecto de la dirección principal de los gases de exhaustación.

El anterior esquema llevado a 3D por rotación de 2π radianes respecto del eje de simetría, dará lugar a un spray de gotas de igual tamaño y cono hueco.

5.7.1 Planteamiento general del problema

Para afrontar este estudio de viabilidad, será necesario establecer la configuración del sistema de rociado con el fin de trasladarlo posteriormente al modelo computacional.

Por lo tanto, a la hora de acometer la totalidad de simulaciones para la fase discreta, habrá que establecer primeramente los criterios siguientes relativos a la configuración general del sistema:

- Número de inyecciones.
- Geometría de inyección.
- Posición de inyección.
- Dirección y sentido de inyección (respecto al flujo de gases).
- Flujo de inyección.

Respecto del número de inyecciones, y atendiendo al criterio de “*simplicidad*” en el modelo físico, se realizará una única inyección en el seno de los gases de exhaustación.

Como se ha indicado en el apartado anterior en cuanto a la geometría de inyección, la opción de cono hueco en base a una corriente de gotas en 2D, será la forma que mejor se adapte a la geometría del conjunto de la exhaustación.

Respecto de la posición de inyección, esta se ha situado en el eje de simetría y aguas abajo de la entrada del dominio, a una distancia suficiente para que en ningún momento la fase discreta sobrepase la entrada desde el interior del dominio.

La dirección y el sentido de inyección vendrán definidos por el criterio de “*maximización*” de intercambio de calor entre fases. Por lógica, la dirección será la misma y el sentido opuesto al de circulación de los gases de exhaustación.

En lo que respecta al flujo de inyección, el objetivo será reducir la temperatura de los gases por debajo de la cota de 250 °C (523 K), con el fin de dar por válido el desarrollo propuesto.

Al igual que ocurre con el modelado de la fase continua, el modelado de la fase discreta requerirá de la definición de sus propias condiciones iniciales y de contorno.

Como se ha indicado con anterioridad, las condiciones iniciales de la fase discreta serán a su vez de dos tipos: “*fijas*”, o que no van a variar durante todo el proceso de simulación y “*variables*”, que variarán de forma secuencial durante el proceso de simulación.

5.7.2 Condiciones iniciales y de contorno para la fase discreta

En la tabla 5.22 aparecen resumidas las condiciones iniciales y de contorno a aplicar a la fase discreta durante todo el proceso de simulación a llevar a cabo con motivo de la realización de la presente Tesis Doctoral:

Condiciones Iniciales Fase Discreta (F.D.)	Fijas	Posición Inyección (m)
		Dirección/Sentido Inyección
		Temperatura Gota (K)
		Flujo Másico (kg/s)
Condiciones Contorno Fase Discreta (F.D.)	Variables	Diámetro Gota (μm)
		Velocidad Inyección (m/s)
		Ángulo Como ($^{\circ}$)
		Reflect
		Escape

Tabla 5.22 Resumen de las condiciones iniciales y de contorno para la fase discreta (elaboración propia)

El punto origen de inyección o “vértice del cono” se encontrará situado en el eje de simetría, a un (1) metro aguas debajo de la entrada de los gases dentro del dominio de exhaustación (ilustración 5.9):

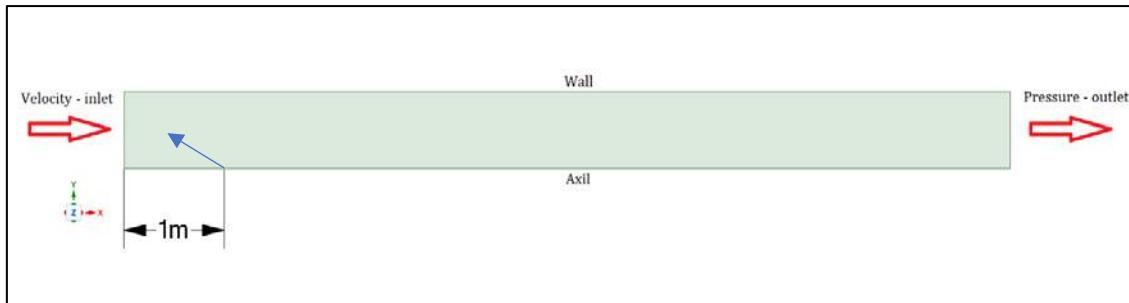


Ilustración 5.9 Detalle de posición, dirección y sentido de inyección en el conducto de exhaustación (elaboración propia)

Respecto de la temperatura inicial de la fase discreta, el valor de referencia adoptado para la realización de los cálculos y simulaciones es de 20 °C (293 K).

La temperatura inicial de la fase discreta tendrá un impacto prácticamente nulo en los resultados de interacción de fases, debido a que la gran parte del calor intercambiado se espera que sea tipo “latente”, debido al cambio de estado de la fase discreta.

En cuanto al criterio a la hora de establecer los valores de flujo másico de fase discreta, este será la reducción de la temperatura de los gases de exhaustación por debajo de la temperatura objetivo de 250 °C (523 K).

La tabla 5.23 resume los valores de flujo de agua nebulizada a aportar, en función del grado de palanca seleccionado, a los gases de exhaustión con el fin de reducir la temperatura de estos a la temperatura objetivo.

En la misma tabla 5.23 se presentan los valores de fracción de volumen de fase discreta (Y) respecto de fase continua. Como puede comprobarse, dichos valores se encuentran muy por debajo del requisito máximo del 10 % del volumen de fase discreta respecto de fase continua, lo que implica que la interacción entre partículas de la fase discreta resultará despreciable, considerándose los resultados del modelo DPM seleccionado (Euler – Lagrange), a priori, fiables.

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$\dot{m}_{F,D}$ (kg/s)	0,10	0,30	0,55	0,90	1,20	1,70	2,30	3,00	3,50	4,20
$Q_{F,D}$ (m^3/s)	1,00E -04	3,00E -04	5,50E -04	9,00E -04	1,20E -03	1,70E -03	2,30E -03	3,00E -03	3,50E -03	4,20E -03
$Q_{F,C}$ (m^3/s)	24,9	30,3	36,8	44,6	54,1	65,6	79,3	95,9	115,7	139,7
Y (%)	4,02E -04	9,90E -04	1,49E -03	2,02E -03	2,22E -03	2,59E -03	2,90E -03	3,13E -03	3,03E -03	3,01E -03

Tabla 5.23 Resumen del flujo de agua nebulizada a aportar vs grado de palanca (elaboración propia)

Además, de la tabla 5.23 se ha eliminado la condición de “palanca 0”, debido a que la temperatura de los gases de exhaustión se encuentra por debajo de la cota 250 °C (523 K) para ese régimen de funcionamiento de la GT (en concreto a 242 °C – 515 K), lo que hace que carezca de sentido incorporar este régimen al estudio aquí planteado.

En lo que respecta a los diámetros de gota, como resultará imposible el uso de distribuciones de tamaño de gota debido a la geometría seleccionada (2D), esto obligará al empleo de corrientes de partículas de idéntico tamaño de gota.

En este sentido, el código CFD seleccionado permitirá la configuración de sprays con tamaños de gota uniforme lo que supondrá, a efectos prácticos, asumir sprays Rosin-Rammler con elevado parámetro de distribución de diámetros (N).

En concreto, para este estudio, se han seleccionado los diámetros de gota de 100, 150 y 200 µm, en concordancia con los diámetros medios empleados en sistemas de extinción por agua nebulizada instalados a bordo de buques.

Respecto de la velocidad de inyección, debido al criterio de maximización del intercambio de calor entre fases continua – discreta, y a la necesidad de compensar la cantidad de movimiento con la fase continua, las velocidades iniciales de partículas consideradas serán los múltiplos 2x, 3x y 4x, relativos a la velocidad de los gases a la entrada del dominio.

En cuanto al semiángulo de spray, los valores seleccionados son 25° , 35° y 45° respecto del eje de simetría, o bien 50° , 70° y 90° de cono hueco, tal como se muestra en la ilustración 5.10 (para un $r = 0$):

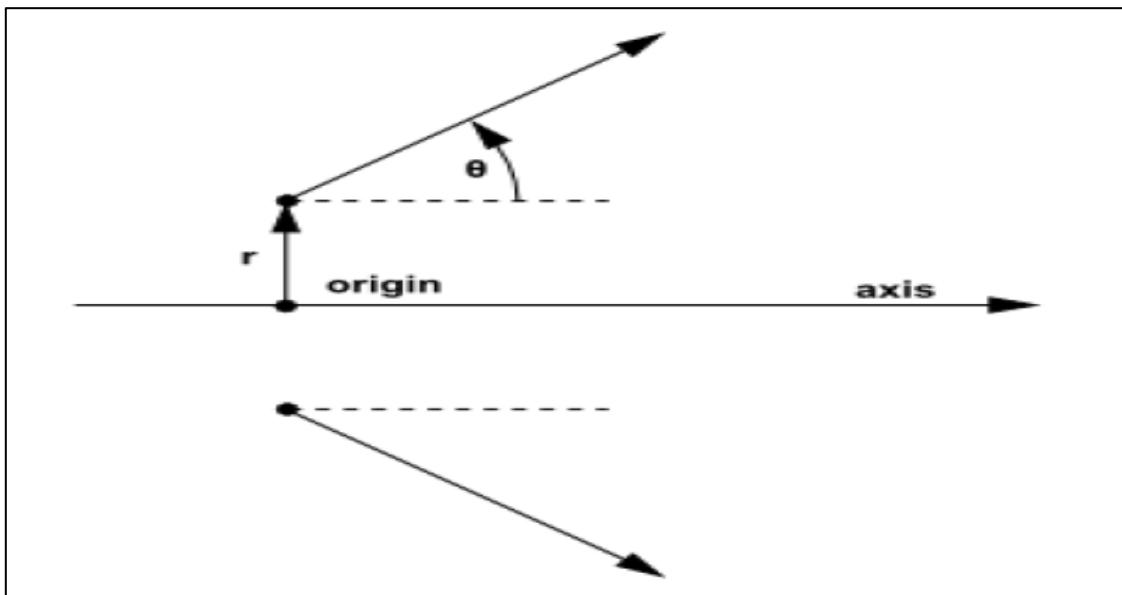


Ilustración 5.10 Detalle del semiángulo de cono y radio en el origen de inyección [40]

Las condiciones de contorno a aplicar a la fase discreta se pueden clasificar en:

- Interacción “partícula – pared” del dominio → Condición “reflect”.
- Interacción “partícula – entrada/salida” del dominio → Condición “escape”.

La condición reflect supondrá un cambio en el momento de las gotas gobernado por el “coeficiente de restitución” aplicado a la pared – wall del dominio (por defecto $e_n = e_t = 1$) [40].

La condición escape permitirá la salida del dominio a la fase discreta en los casos en los que alcance la entrada o salida (en este caso debido a la no “evaporación total”) durante su trayectoria a lo largo del dominio [40].

La ilustración 5.11 resume los dos tipos de condiciones de contorno aplicados a la fase discreta:

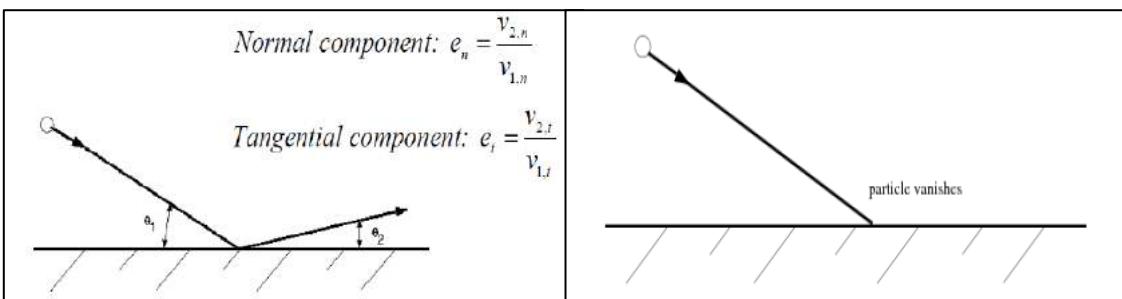


Ilustración 5.11 Detalle de las condiciones de contorno “reflect” y “escape” correspondientes a la fase discreta [40]

5.8 Verificación y validación

Debido a que los errores (principalmente de discretización y linealización) y la incertidumbre son aspectos inevitables cuando se trabaja con modelos CFD, habrá que desarrollar métodos rigurosos con el fin de cuantificar el nivel de confianza en los resultados obtenidos [52].

En este contexto, la siguiente terminología surgida a partir de la AIAA (siglas en inglés de “*American Institute of Aeronautics and Astronautics*”) se encuentra ampliamente aceptada [90]:

- Verificación: Proceso que trata de determinar si la implementación de un modelo representa con precisión la descripción conceptual del desarrollador del modelo y la solución al modelo.
- Validación: Proceso que trata de determinar el grado en que un modelo es una representación precisa del mundo real desde la perspectiva de los usos previstos del modelo.

Al respecto de los procesos de verificación y validación, Roache⁷ ha acuñado las siguientes frases [91]:

- Verificación, “*solving the equations right*”.
- Validación, “*solving the right equations*”.

En cuanto al proceso de verificación, los pasos a seguir son los siguientes [92]:

1. “*Sanity checks*”, donde se comprobará que se cumplen los perfiles de velocidades, presiones, etc., todo dentro de lo previsible.
2. Comprobación del cumplimiento de las condiciones de contorno, sobre todo en lo que afecta a las velocidad de entrada en el dominio, presión a la salida, velocidad próxima a la pared, etc.
3. Demostración de que se cumplen los principios de conservación de las ecuaciones de gobierno en el dominio, esto es, para la ecuación de conservación de la masa, del momento y de la energía.
4. Chequeo del error de linealización, el cual será aceptable siempre que el desequilibrio obtenido de las ecuaciones de gobierno sea bajo (punto 3).
5. Chequeo del error de discretización, a través de una redefinición del mallado y comprobación de resultados.
6. Comparación con soluciones analíticas, sobre todo en zonas donde el flujo se encuentre totalmente desarrollado para el caso de los perfiles de velocidades. En el caso de las presiones, comprobar que decrecen de forma lineal a lo largo del dominio en la dirección del flujo[93].

Respecto del punto 3, los balances de masa y energía son calculados directamente por el código CFD en cada simulación.

⁷ Roache, P. J. (1998) Verification and Validation in Computational Science and Engineering, Hermosa Publishers, Albuquerque, New México 87119-9110, USA.

Para la conservación de la cantidad de movimiento, el proceso resulta algo más complejo. En este caso hay que acudir a la forma integral de la ecuación [79]:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_{cv}} \vec{v} \rho dV + \int_{f_{cs}} \vec{v} \rho (\vec{v} \cdot \hat{n}) dA = \sum \vec{F}_{ext,CV} \quad (5 - 15)$$

la cual indica que la variación del momento lineal con el tiempo más el flujo neto de momento lineal a través de la CS (siglas en inglés de “Control Surface”) debido al flujo de masa es igual a la suma de las fuerzas exteriores del CV (siglas en inglés de “Control Volume”).

La ecuación de conservación de la cantidad de movimiento es una ecuación vectorial, la cual se puede descomponer en ecuaciones escalares en las diferentes direcciones del espacio.

Para el caso concreto de la dirección x, coincidente con la del movimiento de los gases de exhaustación [79]:

$$\frac{d}{dt} \int_{V_{cv}} u \rho dV + \int_{f_{cs}} u \rho (\vec{v} \cdot \hat{n}) dA = \sum F_{x,CV} \quad (5 - 16)$$

En el caso de régimen estacionario, desaparece el término temporal de la ecuación 5 – 16, por lo que resulta [79]:

$$\int_{f_{cs}} u \rho (\vec{v} \cdot \hat{n}) dA = \sum F_{x,CV} \quad (5 - 17)$$

Por lo tanto, aplicando el balance del momento en la dirección x en el dominio correspondiente al conducto de exhaustación, se tiene lo siguiente [79]:

$$\begin{aligned} & \int_0^R (u)_{out} \rho (u)_{out} 2\pi r dr \\ & - \int_0^R (u)_{in} \rho (u)_{in} 2\pi r dr = \int_0^R \rho [(u)_{out}^2 - 1] 2\pi r dr \end{aligned} \quad (5 - 18)$$

Como el código CFD utilizado no va a calcular directamente el resultado de la ecuación 5 – 18, habrá que programarlo en el módulo CFD-Post con la siguiente línea de código [79]:

$$\int_0^R \rho [(u_{out}^2 - 1) 2\pi r dr = lengthInt(Density * (Velocity u^2 - 1[m^2 s^-2]) * 2 * pi * Y)@Outlet \quad (5-19)$$

Por la ecuación 4 – 17, la variación del momento lineal será igual a la suma de las fuerzas exteriores al volumen de control, siendo estas las fuerzas de presión en la dirección normal a la superficie que encierra al volumen de control y las fuerzas de superficie de origen viscoso en dirección tangencial a la superficie que encierra al volumen de control [79]:

$$\sum F_{x,CV} = F_{pressure} + F_{wall shear} \quad (5-20)$$

donde la línea de código correspondiente a $F_{pressure}$ resulta igual a [79]:

$$F_{pressure} = \int_0^R (p_{in} - p_{out}) 2\pi r dr = lengthInt((Pressure) * 2 * pi * Y)@Inlet - lengthInt((Pressure) * 2 * pi * Y)@Outlet \quad (5-21)$$

y $F_{wall shear}$ que lo calcula directamente el código CFD a través de la integración de los esfuerzos tangenciales de pared de origen viscoso.

Esta es la forma de comprobar el cumplimiento de las leyes de conservación de las ecuaciones de gabinete para el caso de la fase continua (gases de exhaustión).

Para el caso de la interacción de fases, además de todo lo anterior y respecto de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento, habrá que añadir al sumatorio de fuerzas la correspondiente a la que ejerce la fase discreta sobre la fase continua, de modo que se cumpla la siguiente expresión [79]:

$$\sum F_{x,CV} = F_{pressure} + F_{wall shear} + F_{DPM,x} \quad (5-22)$$

En cuanto al proceso de validación, el recurso en estos casos es monitorizar a través del código CFD el valor del coeficiente drag o arrastre, mediante la integración de las fuerzas de presión y de pared o fricción [94]:

$$C_D = C_p + C_F \quad (5-23)$$

En este caso, únicamente va a existir la componente de fricción, cuyo valor será fácilmente comprobable con expresiones empíricas basadas en la experiencia.

5.9 Estudio de viabilidad operativa del desarrollo

A la hora de comprobar la viabilidad operativa del desarrollo propuesto en esta Tesis Doctoral consistente en la refrigeración de los gases de exhaustación en una GT, habrá que incluirlo dentro de la doctrina ASMD, doctrina integrada a su vez dentro de lo que se conoce como guerra antiaérea.

En concreto, habrá que comprobar su capacidad de integración dentro del subsistema de contramedidas EW – ECM de un buque de guerra de superficie, como una técnica más dentro del conjunto de contramedidas conocidas como técnicas de engaño, relacionadas básicamente con el lanzamiento de señuelos IR o “decoys”, a la vez que se activa el funcionamiento del sistema, refrigerando de esta forma los gases de exhaustión producidos durante el funcionamiento de la GT.

Todo lo anterior se conseguirá haciendo coincidir la activación/desactivación del sistema de enfriamiento de gases con el disparo de los señuelos IR, a fin de potenciar su efecto de seducción, mediante el incremento de la diferencia de emisiones IR entre el señuelo y la propia plataforma.

Respecto a esto último, en el momento del disparo de los señuelos IR, el buque deberá maniobrar a gran velocidad (elevados grados de palanca) con el fin de apartarse de los mismos y, por lo tanto, de la más que posible trayectoria “terminal” de la amenaza.

Por este motivo, habrá que dimensionar el sistema de enfriamiento de gases para elevados grados de palanca de GT (palanca 60 en adelante), por tratarse de maniobras a elevada velocidad.

Además de lo anterior, y debido a criterios de simplicidad en el sistema, habrá que adaptar una única solución para todo el rango de palancas de GT seleccionadas (60 a 100), por lo que habrá que elegir un único tipo de inyección de agua, con características óptimas para el anterior régimen de funcionamiento de la GT.

Por lo tanto, los requisitos operativos que deberá cumplir el desarrollo para el enfriamiento de gases de exhaustión aquí propuesto serán los siguientes:

- Capacidad de despliegue rápido en el instante previo al lanzamiento de los señuelos IR.
- Capacidad de repliegue rápido una vez la amenaza haya sido anulada.
- Disponibilidad para rangos de palanca 60 – 100.
- Un solo tipo de spray con combinación óptima de parámetros
- Flujo fijo de agua (fase discreta).
- Compatibilidad de funcionamiento con el sistema pasivo ED.
- Supervisión/control en remoto del sistema a través de subsistema ECM.

5.10 Recursos informáticos disponibles

Para la realización de la presente Tesis Doctoral, se cuenta con los siguientes recursos informáticos en base a “hardware” y “software”.

Respecto del hardware, el ordenador en el que se van a correr los modelos es un PC (siglas en inglés de “*Personal Computer*”) con la siguiente configuración:

- Procesador Intel Core i7 4820K 3.7 Ghz SK2011.
- Placa Intel Core i7 Asus P9X79 Sk2011 DDR3.
- Tarjeta gráfica NVidia PNY Quadro K600 1 Gb.
- Memoria RAM 32 Gb (4 x 8 Gb) Kingston CL10.
- HD 240 Gb 2.5" Kingston SSD SATA 3.
- HD 2 Tb Seagate SATA 3 7200 64 Mb.

Respecto del procesador, se trata de un “*multicore*” de cuatro (4) núcleos físicos y ocho (8) lógicos, apoyado por 32 Gb de memoria RAM y dos HD SATA 3 (siglas en inglés de “*Serial Advanced Technology Attachment*”).

El código CFD seleccionado va a permitir la resolución del problema numérico mediante procesamiento en paralelo, a partir de la división del mallado en ocho (8) particiones, asignando posteriormente cada partición a cada unidad de procesamiento o “core” del ordenador [40].

El procesamiento en paralelo implicará la interacción entre el software, los procesos de adquisición de datos o “host” y los derivados de los procesos llevados a cabo en los procesadores núcleos de procesamiento o “nodos” del ordenador [40].

El host distribuirá los comandos de ejecución a otros nodos del ordenador mediante interconexiones a través del nodo designado como “*nodo 0*”, ejecutándose de forma simultánea el mismo programa en cada nodo, junto a su propio conjunto de datos [40].

Respecto del software, se cuenta con las siguientes licencias de software:

- Microsoft Windows 10 Pro, versión 19041.572.
- Microsoft Word para Office 365 MSO (16.0.12527.21296) 64 bits.
- Microsoft Excel para Office 365 MSO (16.0.12527.21296) 64 bits.
- Microsoft Paint Windows 10 (compilación de SO 19041.572).
- ANSYS Workbench Academic Student 2020 R2 [95].
- ANSYS SpaceClaim Academic Student 2020 R2 [86].
- ANSYS Meshing Academic Student 2020 R2 [87].
- ANSYS Fluent Academic Student 2020 R2 [40].
- ANSYS CFD-Post Student 2020 R2 [96].

6. RESULTADOS DE LA INVESTIGACIÓN

En este capítulo se resumen los resultados obtenidos a partir de los requisitos establecidos en el capítulo 5 Metodología Aplicada a la Investigación, para el desarrollo del sistema de enfriamiento de gases de exhaustación de la GT aquí propuesto.

De la totalidad de los resultados obtenidos se exponen, por un lado, los relativos al modelo de flujo en la exhaustación de la GT (fase continua) y, por otro, los relativos al estudio de interacción de fases continua – discreta (modelo DPM).

Para el modelado de la fase continua se muestran las ecuaciones de gobierno planteadas para su resolución según el caso, junto con las condiciones iniciales y de contorno aplicadas a la resolución del problema.

Para el caso concreto del estudio de interacción de fases, se han incluido los términos fuente utilizados con las ecuaciones de gobierno correspondientes a la fase continua, con el fin de contabilizar el intercambio de masa, momento y energía entre fases durante su interacción en el interior del dominio.

Además, se exponen los criterios de convergencia establecidos con el fin de detener el proceso iterativo de convergencia hacia la solución, así como los factores de relajación asociados a cada una de las ecuaciones de gobierno.

En cuanto a la selección del modelo de turbulencia, se ha seguido el procedimiento de verificación y validación descrito en el capítulo 5 Metodología Aplicada a la Investigación, en base a los criterios de velocidad de convergencia, desequilibrio de las ecuaciones de gobierno en el punto de convergencia (verificación) y aproximación del coeficiente de fricción respecto del esperado según experiencia (validación).

A diferencia del modelo de fase continua, en el estudio de interacción de fases las condiciones iniciales se han dividido entre fijas y variables, siendo las variables (diámetros, velocidades y ángulos de inyección de partículas) las sometidas a variación secuencial con el fin de evaluar su impacto en los resultados finales del proceso de simulación.

Los resultados correspondientes al modelo de fase discreta se han centrado en la obtención tanto de los perfiles de presiones estáticas medias a la entrada del dominio como en los perfiles de velocidades medias de salida de este, todos ellos en función del régimen de GT seleccionado.

Por último, los resultados del estudio de interacción de fases se han dividido en aquellos que tienen que ver con la permanencia de la fase discreta en el interior del dominio y la temperatura media de la fase continua resultante a su salida, y los correspondientes al impacto de la variación secuencial de las condiciones iniciales variables, tanto en la presión estática media a la entrada del dominio como en la velocidad media de los gases a la salida.

6.1 Resultados del modelo de fase continua

6.1.1 Planteamiento de las ecuaciones de gabinete para la fase continua

Debido a las condiciones de flujo estacionario, incompresible e isotermo, las ecuaciones de gabinete se reducen a las siguientes en coordenadas cilíndricas, despreciando en este caso los efectos de la gravedad:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial r u_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (6-1)$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u_r}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} - \frac{u_\theta^2}{r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) \\ = - \frac{\partial p}{\partial r} \end{aligned} \quad (6-2)$$

$$+ \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right]$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u_\theta}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} + \frac{u_r u_\theta}{r} + u_z \frac{\partial u_\theta}{\partial z} \right) \\ = - \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \end{aligned} \quad (6-3)$$

$$+ \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_\theta}{\partial r} \right) - \frac{u_\theta}{r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial^2 u_\theta}{\partial z^2} \right]$$

$$\begin{aligned} \rho \left(\frac{\partial u_z}{\partial t} + u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{u_\theta}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) \\ = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \end{aligned} \quad (6-4)$$

Además, la fase continua va a presentar simetría axial respecto del eje de simetría del volumen cilíndrico, por lo que el sistema en coordenadas cilíndricas se puede reducir al siguiente sistema de dos componentes, r y z (para todo θ):

$$\frac{1}{r} \frac{\partial r u_r}{\partial r} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (6-5)$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_r}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_r}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_r}{\partial r} \right) - \frac{u_r}{r^2} + \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} \right] \quad (6-6)$$

$$\rho \left(u_r \frac{\partial u_z}{\partial r} + u_z \frac{\partial u_z}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u_z}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} \right] \quad (6-7)$$

Además, en el caso concreto del problema fluido aquí propuesto, la geometría se puede simplificar gracias al concepto de simetría axial, propiedad que permitirá pasar de la geometría 3D (cilindro) a 2D (plano), mediante el cambio de coordenadas cilíndricas (r, θ, z) a cartesianas (x, y).

Por lo tanto, las ecuaciones de gobierno para el caso de flujo estacionario, incompresible e isotermo en coordenadas cartesianas, y despreciando los efectos de la gravedad, resultarán de la siguiente forma:

$$\nabla \cdot \vec{v} = 0 \quad (6 - 8)$$

$$\rho \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} \quad (6 - 9)$$

y en forma expandida:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (6 - 10)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (6 - 11)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (6 - 12)$$

A partir de la condición de flujo turbulento ($Re > 2400$), y debido a que este régimen se caracteriza por la fluctuación de las variables del campo fluido, hay que acudir al concepto de “descomposición de Reynolds” a partir de las siguientes relaciones para las variables fluidas:

$$u = \bar{u} + u' \quad (6 - 13)$$

$$v = \bar{v} + v' \quad (6 - 14)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (6 - 15)$$

Aplicando las anteriores relaciones de las variables fluidas a la ecuaciones de gobierno, y teniendo en cuenta que $u' = 0$ y $v' = 0$ y, por lo tanto, $u = \bar{u}$ y $v = \bar{v}$, resultan las siguientes expresiones de las ecuaciones de gobierno en coordenadas cartesianas para el caso de flujo estacionario, incompresible e isotermo:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \quad (6 - 16)$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) - \rho \left(\overline{u' \frac{\partial u'}{\partial x}} + \overline{v' \frac{\partial u'}{\partial x}} \right) \quad (6 - 17)$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right) - \rho \left(\overline{u' \frac{\partial v'}{\partial x}} + \overline{v' \frac{\partial v'}{\partial x}} \right) \quad (6 - 18)$$

lo que se conoce con el nombre de ecuaciones RANS o modelos de promedio temporal de las ecuaciones de gabinete. El nuevo término no lineal que aparece en las ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento se denomina “término de fluctuación”, el cual se puede descomponer de la siguiente forma:

$$-\rho \left(\overline{u' \frac{\partial u'}{\partial x}} + \overline{v' \frac{\partial u'}{\partial x}} \right) = \left(\frac{\partial}{\partial x} (-\rho \overline{u' u'}) + \frac{\partial}{\partial y} (-\rho \overline{u' v'}) \right) = \bar{f}_{turb,x} \quad (6 - 19)$$

$$-\rho \left(\overline{u' \frac{\partial v'}{\partial x}} + \overline{v' \frac{\partial v'}{\partial x}} \right) = \left(\frac{\partial}{\partial x} (-\rho \overline{v' v'}) + \frac{\partial}{\partial y} (-\rho \overline{u' v'}) \right) = \bar{f}_{turb,y} \quad (6 - 20)$$

donde $\bar{f}_{turb,x}$ y $\bar{f}_{turb,y}$ representan a las fuerzas sobre el flujo debidas al fenómeno de turbulencia en las direcciones x e y respectivamente, $(-\rho \overline{u' v'})$ a la componente tangencial de dichas fuerzas turbulentas y μ_t a la viscosidad de origen turbulento:

$$\tau_{xy}^t = (-\rho \overline{u' v'}) = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) \quad (6 - 21)$$

Por lo tanto, el sistema final a resolver de forma numérica para la fase continua representada por un flujo estacionario, incompresible, isotermo y turbulento en coordenadas cartesianas resulta el siguiente:

$$\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \quad (6 - 22)$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right) + \bar{f}_{turb,x} \quad (6 - 23)$$

$$\rho \left(\bar{u} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right) + \bar{f}_{turb,y} \quad (6 - 24)$$

6.1.2 Planteamiento de condiciones iniciales y de contorno para la fase continua

A la hora de modelar la fase continua (gases de exhaustión) para cada uno de los grados de palanca seleccionados, se parte de las condiciones resumidas en la tabla 6.1:

Condición flujo estacionario	$\partial\phi / \partial t = 0$
Condición flujo incompresible	$\rho = \text{cte.}$
Condición flujo isotermo	$T = \text{cte.}$
Condición flujo turbulento	$Re > 2400$
Condiciones iniciales	Tabla 6.21
Condiciones de contorno	Velocity – inlet
	Pressure – outlet
	Wall
	Axil

Tabla 6.1 Resumen de condiciones de flujo de fase continua (elaboración propia)

La condición de flujo estacionario implica que el valor de las variables se hace independiente del tiempo, por lo que los campos velocidades y presiones van a permanecer constantes, desapareciendo de las ecuaciones de gobierno todos los términos dependientes del tiempo ($\partial/\partial t$).

Las condiciones de flujo incompresible e isotermo se encuentran relacionadas con la velocidad de los gases respecto de la velocidad del sonido ($M < 0,1$), lo que supone considerar tanto la densidad como la temperatura constantes.

Para la condición de flujo turbulento, habrá que acudir a modelos de promedio temporal de las ecuaciones de gobierno, lo que implica tener que resolver la componente de la viscosidad correspondiente a los fenómenos turbulentos (μ_t) mediante el empleo de modelos de turbulencia.

Respecto de las condiciones iniciales y de contorno recogidas en la tabla 6.1, estas aparecen resumidas en la ilustración 6.1:

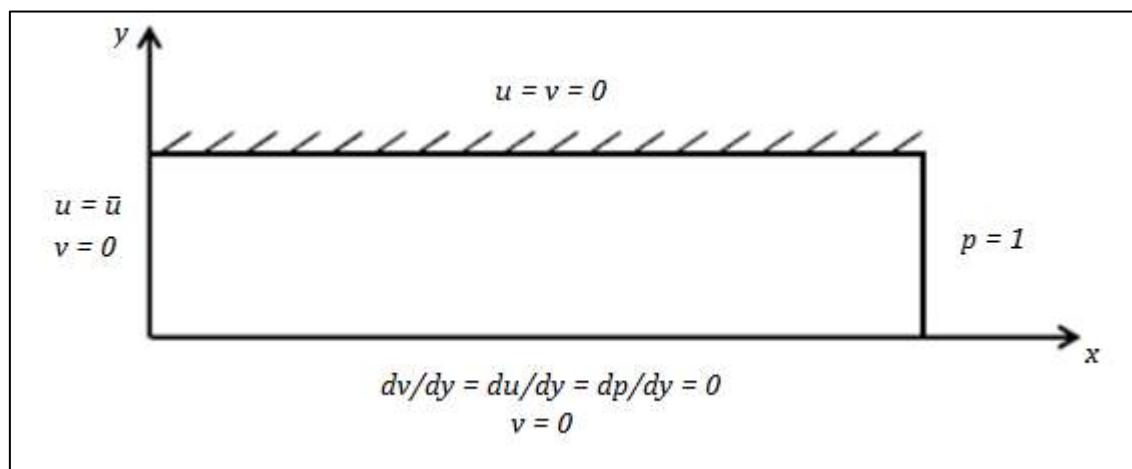


Ilustración 6.1 Detalle de las condiciones de contorno aplicadas al modelo de fase continua (elaboración propia)

6.1.3 Criterio de convergencia para la fase continua

El proceso de obtención de una solución numérica al sistema de ecuaciones de gabinete se realizará de forma iterada, deteniéndose cuando la diferencia entre el valor buscado y el estimado sea lo suficientemente pequeña (valor residual).

Alcanzado el valor residual, o criterio de convergencia, se dice que la solución converge, habiéndose alcanzado de esta forma una solución numérica aproximada a las ecuaciones de gabinete.

Para la fase continua, y dentro del proceso de modelado del flujo en el interior del dominio fluido, el valor residual fijado para las variables del campo fluido ha sido el siguiente:

$$R^\phi < 10^{-6} \quad (6 - 25)$$

La ilustración 6.2 muestra el plot de valores residuales de las variables fluidas correspondientes a la fase continua, con el modelo de turbulencia seleccionado Spalart-Allmaras:

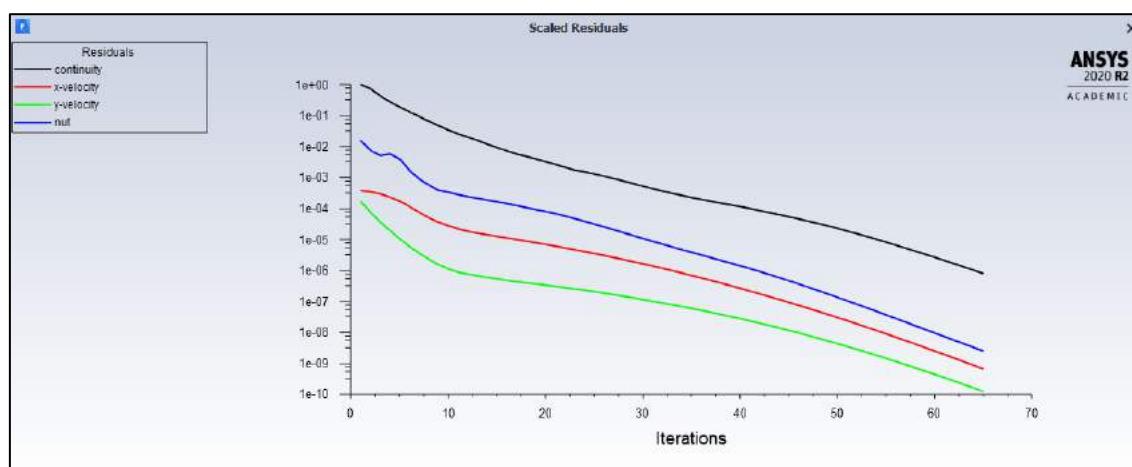


Ilustración 6.2 Plot de valores residuales para fase continua con el modelo Spalart-Allmaras (cortesía ANSYS, Inc.)

La ilustración 6.3 muestra un pantallazo del código CFD correspondiente al ejemplo de la ilustración 6.1, en el que se pueden comprobar los valores residuales alcanzados por distintas variables en el punto de convergencia:

iter	continuity	x-velocity	y-velocity	nut	time/iter	
62	1.6634e-06	1.4901e-09	2.7115e-10	5.6440e-09	0:19:10	938
63	1.3039e-06	1.1415e-09	2.1021e-10	4.3191e-09	0:21:34	937
64	1.0208e-06	8.7303e-10	1.6251e-10	3.3088e-09	0:20:21	936
!	65 solution is converged					
65	7.9804e-07	6.6689e-10	1.2533e-10	2.5384e-09	0:19:23	935

Ilustración 6.3 Pantallazo de valores residuales en el punto de convergencia (cortesía ANSYS, Inc.)

6.1.4 Configuración de los factores de relajación para la fase continua

El método de resolución de las ecuaciones de gobierno seleccionado para la realización de la presente Tesis Doctoral es el PBS, el cual emplea un factor α , denominado factor de relajación, con el fin de controlar la actualización de las variables calculadas en cada iteración.

Como se recordará, al contrario del método de resolución DBS, el método PBS utiliza la ecuación de la conservación de la energía interna en lugar de la ecuación de conservación de la energía total del sistema.

Por lo tanto, el método de resolución PBS va a ir asociado a la resolución de sistemas de ecuaciones para flujo incompresible ($M < 0,1$), donde los valores de densidad se van a obtener a partir de los valores de presión (p) y temperatura (T).

Además, una de las mayores dificultades de obtener soluciones precisas en flujos incompresibles es, que la ecuación de conservación de la masa o continuidad carece de términos con derivada temporal, es decir, no existe una ecuación de evolución para la presión.

Debido a esto, la resolución de las ecuaciones de gobierno y demás variables que se resuelvan mediante el método PBS tendrán un factor de relajación asociado a cada una de ellas.

En el código CFD seleccionado, ANSYS Fluent 2020 R2, los factores de relajación correspondientes a todas las variables se encuentran preconfigurados por defecto a valores óptimos para el mayor número de casos posibles.

Si bien es cierto que los valores de los factores de relajación son configurables por el usuario en función de la casuística de la resolución del problema fluido (generalmente asociada a la inestabilidad en la convergencia de la solución), en este caso concreto se han empleado los valores que aparecen por defecto en el código CFD seleccionado.

Los factores de relajación utilizados para la simulación de la fase continua aparecen resumidos en la tabla 6.2:

Presión	0,50
Momento	0,50
Densidad	1,00
Fuerzas	1,00
Viscosidad turbulenta modificada	0,75
Viscosidad turbulenta	1,00

Tabla 6.2 Factores relajación por defecto para la fase continua (elaboración propia)

6.1.5 Verificación y validación de la fase continua, selección modelo turbulencia

A la hora de seleccionar un modelo de turbulencia adecuado para modelar la fase continua del problema fluido aquí propuesto, se han considerado los siguientes modelos RANS:

- $k - \varepsilon$ (Realizable).
- $k - \omega$ (SST).
- $k - \omega$ (GEKO).
- Spalart-Allmaras.

A partir del procedimiento de verificación y validación desarrollado en el apartado 5.8, se busca aquel modelo de turbulencia que mejor se comporte tanto desde el punto de vista de la conservación de las ecuaciones de gobierno (verificación) como de la aproximación al coeficiente de fricción experimental del modelo fluido (validación).

También se debe tener en cuenta el número de iteraciones hasta alcanzar la convergencia como medida de “estabilidad” hacia la convergencia.

Los coeficientes de fricción experimentales ($C_{F,EXP}$) empleados durante el proceso de validación, se han obtenido a partir de la siguiente ecuación empírica [44]:

$$C_{F,EXP} = \frac{0.074}{Re^{1/5}} \quad 5 \cdot 10^5 \leq Re \leq 10^7 \quad (6 - 26)$$

El procedimiento de cálculo de los coeficientes de fricción experimentales ($C_{F,EXP}$) a partir de la ecuación empírica 6 – 26 aparece resumido en la tabla 6.3:

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
D (m)	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
L (m)	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
U _{in} (m/s)	6,5	7,9	9,6	11,7	14,2	17,2	20,9	25,2	30,5	36,8	44,5
ρ (kg/m ³)	0,683	0,657	0,635	0,613	0,593	0,574	0,556	0,539	0,523	0,509	0,495
μ (Pa·s)	2,79E -05	2,88E -05	2,95E -05	3,03E -05	3,11E -05	3,19E -05	3,27E -05	3,34E -05	3,42E -05	3,49E -05	3,57E -05
Re	3,18E +05	3,62E +05	4,14E +05	4,73E +05	5,42E +05	6,20E +05	7,10E +05	8,14E +05	9,34E +05	1,07E +06	1,23E +06
$C_{F,EXP}$	4,10E -03	4,00E -03	3,89E -03	3,79E -03	3,69E -03	3,59E -03	3,49E -03	3,40E -03	3,31E -03	3,22E -03	3,13E -03

Tabla 6.3 Cálculo $C_{F,EXP}$ del modelo de fase continua vs grado de palanca (elaboración propia)

En las tablas 6.4, 6.5, 6.6, 6.7, 6.8, 6.9, 6.10, 6.11 y 6.12 y gráficos 6.1, 6.2, 6.3, 6.4 y 6.5 se resume el procedimiento de verificación y validación seguido con el fin de seleccionar el modelo de turbulencia adecuado al problema fluido planteado.

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Iter.	83	84	85	87	88	91	92	102	96	+500	+500
k - ϵ (real.)	4,31E -03	4,18E -03	4,05E -03	3,94E -03	3,83E -03	3,74E -03	3,66E -03	3,59E -03	3,52E -03	3,46E -03	3,39E -03
y ⁺	1,45	1,62	1,83	2,07	2,33	2,63	2,99	3,39	3,86	4,40	5,01
m _{in} (kg/s)	13,95	16,31	19,15	22,53	26,45	31,02	36,51	42,67	50,11	58,85	69,20
m _{out} (kg/s)	-13,95	-16,31	-19,15	-22,53	-26,45	-31,02	-36,51	-42,67	-50,11	-58,85	-69,20
τ_ω (Pa)	6,21E -02	8,57E -02	1,19E -01	1,65E -01	2,29E -01	3,18E -01	4,44E -01	6,14E -01	8,57E -01	1,19E +00	1,66E +00
F _P (N)	5,90	8,13	11,23	15,60	21,60	29,89	41,73	57,57	80,27	111,78	155,58
F _S (N)	-4,69	-6,46	-8,94	-12,45	-17,27	-23,94	-33,48	-46,27	-64,59	-90,02	-125,38
ΔM (N)	1,19	1,63	2,24	3,09	4,26	5,86	8,14	11,19	15,54	21,58	29,97
Imbal. (kg/s)	6,17E -10	-5,62E -10	-2,15E -09	-4,18E -09	-1,71E -09	-2,63E -09	-1,61E -09	-1,21E -09	-6,30E -09	1,43E -10	3,33E -09
Imbal. (N)	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,10	0,12	0,14	0,18	0,24
Imbal. (%F _S)	0,67	0,61	0,54	0,47	0,40	0,35	0,30	0,25	0,22	0,20	0,19

Tabla 6.4 Verificación y validación de fase continua y modelo k - ϵ realizable vs grado de palanca (elaboración propia)

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Iter.	184	194	203	210	217	223	238	241	289	253	253
k - ω (SST)	4,27E -03	4,16E -03	4,04E -03	3,93E -03	3,84E -03	3,78E -03	3,72E -03	3,63E -03	3,51E -03	3,35E -03	3,18E -03
y ⁺	1,50	1,68	1,90	2,15	2,43	2,75	3,14	3,58	4,01	4,51	5,05
m _{in} (kg/s)	13,95	16,31	19,15	22,53	26,45	31,02	36,51	42,67	50,11	58,85	69,20
m _{out} (kg/s)	-13,95	-16,31	-19,15	-22,53	-26,45	-31,02	-36,51	-42,67	-50,11	-58,85	-69,20
τ_ω (Pa)	6,16E -03	8,53E -02	1,18E -01	1,65E -01	2,30E -01	3,21E -01	4,52E -01	6,31E -01	8,54E -01	1,16E +00	1,56E +00
F _P (N)	5,95	8,22	11,36	15,80	21,93	30,57	43,01	59,99	80,99	109,20	146,85
F _S (N)	-4,65	-6,43	-8,92	-12,44	-17,31	-24,18	-34,06	-47,58	-64,38	-87,11	-117,62
ΔM (N)	1,28	1,75	2,40	3,30	4,54	6,29	8,81	12,22	16,36	21,79	28,86
Imbal. (kg/s)	-1,41E -10	-2,64E -10	-7,91E -10	-9,38E -10	-3,09E -10	-8,33E -10	-5,37E -10	2,23E -10	1,09E -09	1,31E -09	1,45E -09
Imbal. (N)	0,03	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,14	0,19	0,24	0,31	0,37
Imbal. (%F _S)	0,57	0,53	0,50	0,46	0,44	0,42	0,41	0,40	0,38	0,35	0,31

Tabla 7.5 Verificación y validación de fase continua y modelo k - ω SST vs grado de palanca (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Iter.	92	93	95	96	97	100	110	109	116	120	111
k - ω (GEKO)	4,08E -03	3,98E -03	3,87E -03	3,78E -03	3,70E -03	3,63E -03	3,58E -03	3,53E -03	3,49E -03	3,43E -03	3,34E -03
y ⁺	1,48	1,65	1,86	2,10	2,38	2,70	3,19	3,71	3,99	4,55	5,17
m _{in} (kg/s)	13,95	16,31	19,15	22,53	26,45	31,02	36,51	42,67	50,11	58,85	69,20
m _{out} (kg/s)	-13,95	-16,31	-19,15	-22,53	-26,45	-31,02	-36,51	-42,67	-50,11	-58,85	-69,20
τ_ω (Pa)	5,89E -02	8,15E -02	1,13E -01	1,59E -01	2,21E -01	3,08E -01	4,34E -01	6,05E -01	8,50E -01	1,18E +00	1,63E +00
F _P (N)	5,76	7,95	11,01	15,36	21,37	29,72	41,73	57,99	81,42	113,04	156,02
F _S (N)	-4,44	-6,15	-8,54	-11,95	-16,68	-23,26	-32,74	-45,58	-64,09	-89,10	-123,26
ΔM (N)	1,29	1,76	2,41	3,34	4,61	6,36	8,86	12,24	17,10	23,63	32,35
Imbal. (kg/s)	-2,42E -09	-2,35E -09	-6,43E -10	4,07E -10	-8,29E -10	-3,32E -10	-9,95E -10	-6,65E -10	8,65E -11	-5,00E -11	2,50E -10
Imbal. (N)	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,13	0,17	0,23	0,31	0,41
Imbal. (%F _S)	0,71	0,65	0,59	0,54	0,49	0,44	0,41	0,38	0,36	0,35	0,34

Tabla 6.6 Verificación y validación de fase continua y modelo k - ω GEKO vs grado de palanca (elaboración propia)

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Iter.	70	70	71	71	72	75	121	77	76	76	78
Spalart Allmaras	4,14E -03	4,05E -03	3,96E -03	3,87E -03	3,79E -03	3,71E -03	3,64E -03	3,59E -03	3,53E -03	3,45E -03	3,32E -03
y ⁺	1,43	1,60	1,82	2,06	2,33	2,63	2,99	3,40	3,86	4,39	4,95
m _{in} (kg/s)	13,95	16,31	19,15	22,53	26,45	31,02	36,51	42,67	50,11	58,85	69,20
m _{out} (kg/s)	-13,95	-16,31	-19,15	-22,53	-26,45	-31,02	-36,51	-42,67	-50,11	-58,85	-69,20
τ_ω (Pa)	5,98E -02	8,31E -02	1,16E -01	1,62E -01	2,26E -01	3,15E -01	4,42E -01	6,14E -01	8,60E -01	1,19E +00	1,63E +00
F _P (N)	5,73	7,94	11,04	15,43	21,46	29,79	41,72	57,86	80,91	111,58	152,50
F _S (N)	-4,51	-6,27	-8,74	-12,24	-17,07	-23,74	-33,33	-46,30	-64,83	-89,55	-122,74
ΔM (N)	1,19	1,64	2,27	3,15	4,35	6,00	8,33	11,48	15,96	21,86	29,54
Imbal. (kg/s)	-2,03E -09	-1,81E -09	4,45E -10	2,97E -09	1,01E -09	7,02E -10	-1,31E -09	-2,06E -10	5,40E -10	1,50E -10	-7,52E -09
Imbal. (N)	0,02	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,17	0,23
Imbal. (%F _S)	0,55	0,46	0,37	0,30	0,25	0,21	0,19	0,18	0,19	0,19	0,18

Tabla 6.7 Verificación y validación de fase continua y modelo Spalart-Allmaras vs grado palanca (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	MED.	POS.
k - ε (Realizable)	83	84	85	87	88	91	92	102	96	500	500	164	3
k - ω (SST)	184	194	203	210	217	223	238	241	289	253	253	228	4
k - ω (GEKO)	92	93	95	96	97	100	110	109	116	120	111	104	2
Spalart Allmaras	70	70	71	71	72	75	121	77	76	76	78	78	1

Tabla 6.8 Iteraciones hasta convergencia de los modelos de turbulencia vs grado de palanca (elaboración propia)

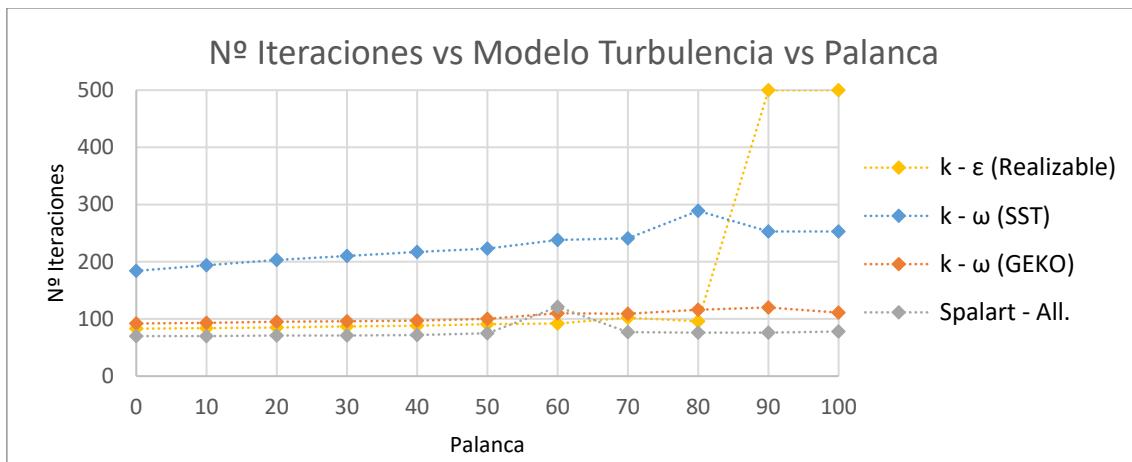


Gráfico 6.1 Iteraciones hasta convergencia de los modelos de turbulencia vs grado de palanca (elaboración propia)

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	MED.	POS.
k - ε (Realizable)	6,17E-10	-5,62E-10	-2,15E-09	-4,18E-09	-1,71E-09	-2,63E-09	-1,61E-09	-1,21E-09	-6,30E-09	1,43E-10	3,33E-09	-1,48E-09	4
k - ω (SST)	-1,41E-10	-2,64E-10	-7,91E-10	-9,38E-10	-3,09E-10	-8,33E-10	-5,37E-10	2,23E-10	1,09E-09	1,31E-09	1,45E-09	2,41E-11	1
k - ω (GEKO)	-2,42E-09	-2,35E-09	-6,43E-10	4,07E-10	-8,29E-10	-3,32E-10	-9,95E-10	-6,65E-10	8,65E-11	-5,00E-11	2,50E-10	-6,86E-10	3
Spalart Allmaras	-2,03E-09	-1,81E-09	4,45E-10	2,97E-09	1,01E-09	7,02E-10	-1,31E-09	-2,06E-10	5,40E-10	1,50E-10	-7,52E-09	-6,42E-10	2

Tabla 6.9 Imbal. ecuación continuidad de los modelos de turbulencia vs grado de palanca (elaboración propia)

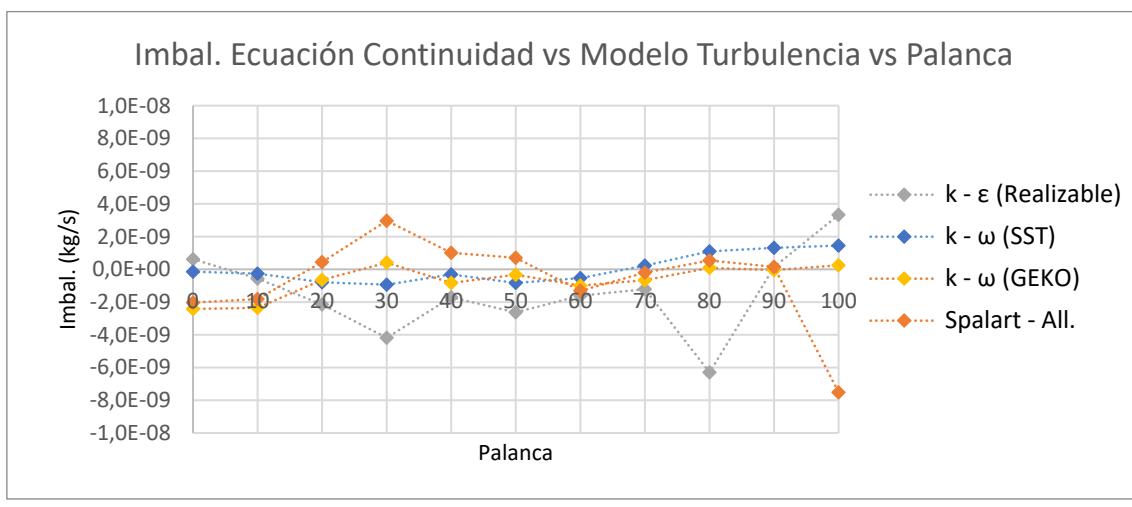


Gráfico 6.2 Imbal. ecuación continuidad de los modelos de turbulencia vs grado de palanca (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	MED.	POS.
k - ε (Realizable)	3,13E -02	3,92E -02	4,80E -02	5,85E -02	6,97E -02	8,33E -02	1,00E -01	1,18E -01	1,41E -01	1,77E -01	2,35E -01	1,00E -01	2
k - ω (SST)	2,65E -02	3,42E -02	4,43E -02	5,77E -02	7,55E -02	1,01E -01	1,39E -01	1,89E -01	2,44E -01	3,06E -01	3,67E -01	1,44E -01	3
k - ω (GEKO)	3,14E -02	4,01E -02	5,07E -02	6,43E -02	8,11E -02	1,03E -01	1,33E -01	1,73E -01	2,33E -01	3,15E -01	4,13E -01	1,49E -01	4
Spalart Allmaras	2,49E -02	2,85E -02	3,19E -02	3,62E	4,19E -02	5,01E -02	6,32E -02	8,46E -02	1,22E -01	1,71E -01	2,25E -01	8,00E -02	1

Tabla 6.10 Imbal. ecuación momento de los modelos de turbulencia vs grado de palanca (elaboración propia)

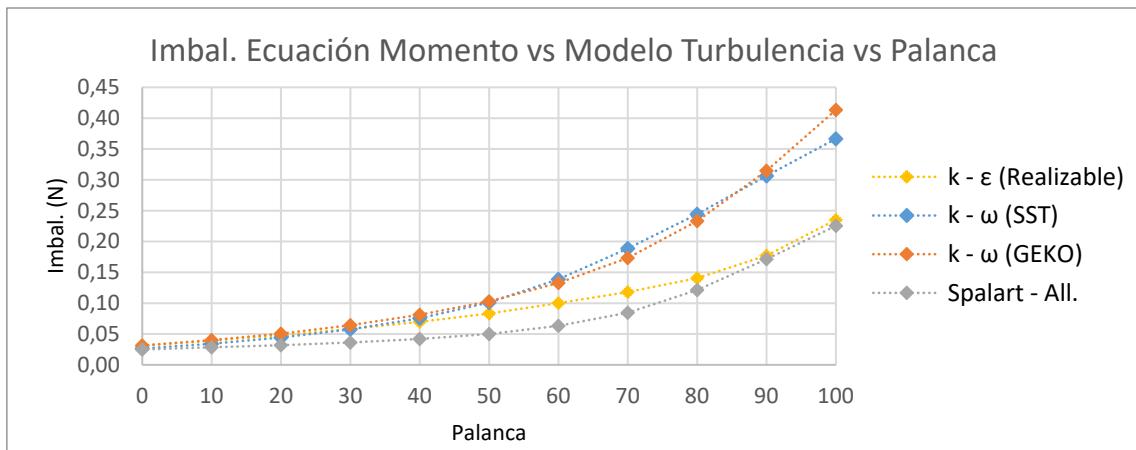


Gráfico 6.3 Imbal. ecuación momento de los modelos de turbulencia vs grado de palanca (elaboración propia)

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	MED.	POS.
k - ε (Realizable)	0,67	0,61	0,54	0,47	0,40	0,35	0,30	0,25	0,22	0,20	0,19	0,38	2
k - ω (SST)	0,57	0,53	0,50	0,46	0,44	0,42	0,41	0,40	0,38	0,35	0,31	0,43	3
k - ω (GEKO)	0,71	0,65	0,59	0,54	0,49	0,44	0,41	0,38	0,36	0,35	0,34	0,48	4
Spalart Allmaras	0,55	0,46	0,37	0,30	0,25	0,21	0,19	0,18	0,19	0,19	0,18	0,28	1

Tabla 6.11 Imbal. ecuación momento en %Fs de los modelos de turbulencia vs grado de palanca (elaboración propia)

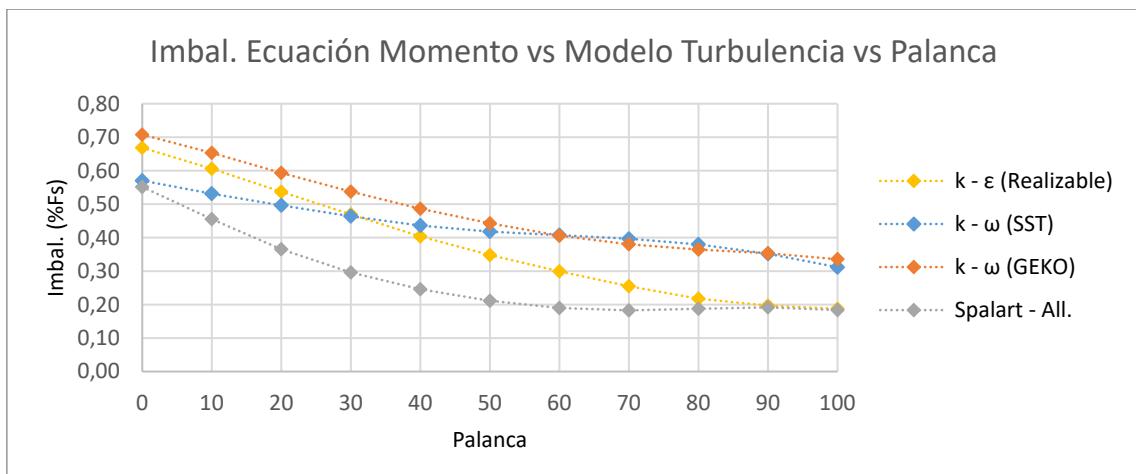


Gráfico 6.4 Imbal. ecuación momento en %Fs de los modelos de turbulencia vs grado de palanca (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	MED.	POS.
k - ε (realizable)	2,04E -04	1,80E -04	1,59E -04	1,46E -04	1,43E -04	1,49E -04	1,64E -04	1,85E -04	2,13E -04	2,47E -04	2,64E -04	1,87E -04	4
K - ω (SST)	1,68E -04	1,59E -04	1,50E -04	1,43E -04	1,52E -04	1,86E -04	2,26E -04	2,29E -04	2,01E -04	1,35E -04	5,45E -05	1,64E -04	3
K - ω (GEKO)	2,17E -05	2,53E -05	2,23E -05	1,03E -05	1,14E -05	4,14E -05	8,18E -05	1,32E -04	1,86E -04	2,12E -04	2,07E -04	8,64E -05	1
Spalart Allmaras	4,17E -05	5,26E -05	6,58E -05	8,08E -05	9,72E -05	1,17E -04	1,46E -04	1,88E -04	2,26E -04	2,29E -04	1,93E -04	1,31E -04	2

Tabla 6.12 Imbal. entre $C_{F,EXP}$ y C_F de los modelos de turbulencia vs grado de palanca (elaboración propia)

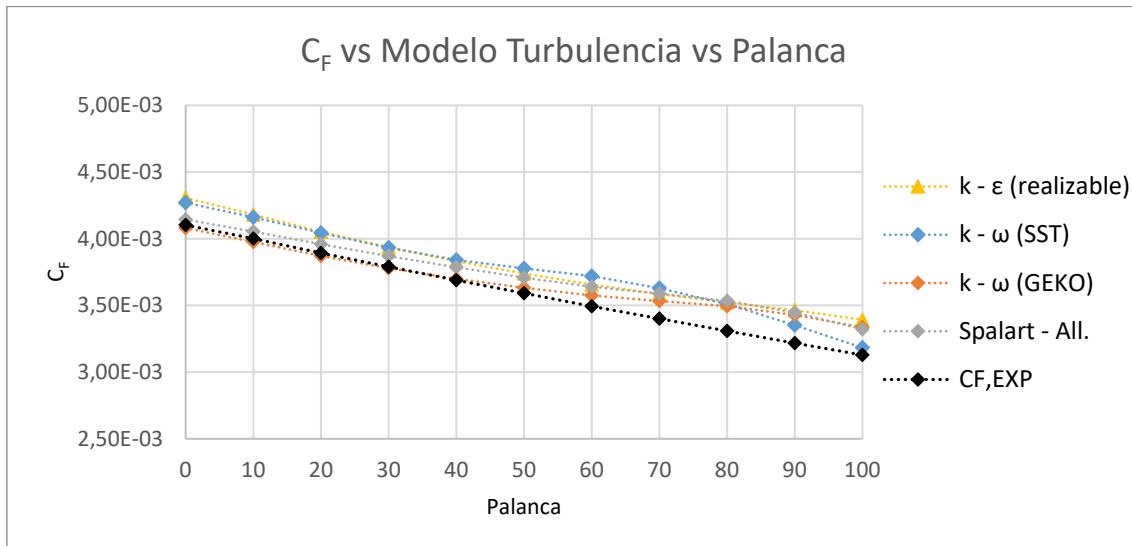


Gráfico 6.5 Comparativa entre C_F y $C_{F,EXP}$ de los modelos de turbulencia vs grado de palanca (elaboración propia)

A partir de las tablas 6.8, 6.9, 6.10 y 6.12 se obtiene la tabla 6.13 en la que aparecen ordenados, de mejor a peor comportamiento, los modelos de turbulencia objeto de estudio:

Modelo	Iter.	Imbal. (kg/s)	Imbal. (N)	C_F	ORDEN
Spalart-Allmaras	1	2	1	2	1,2
k - ω (GEKO)	2	3	4	1	2,0
k - ω (SST)	4	1	3	3	2,2
k - ε (Realizable)	3	4	2	4	2,6

Tabla 6.13 Comparativa de resultados de los modelos de turbulencia (elaboración propia)

Como se puede comprobar en la tabla 6.13, el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras es el que mejor comportamiento ha mostrado en la evaluación, en la que se han observado aspectos como el menor número de iteraciones hasta alcanzar la convergencia, el desequilibrio final en las ecuaciones de continuidad y momento alcanzada la convergencia, y la menor diferencia entre el coeficiente de fricción del modelo respecto del coeficiente de fricción experimental obtenido a través de la ecuación empírica 6 – 26 (variación media del 3,1%).

6.1.6 Presentación de los resultados correspondientes a la fase continua

Debido al elevado número de celdas en las que se ha discretizado el dominio ($3,6 \cdot 10^5$ celdas), los resultados van a proporcionar una elevada cantidad de información, siendo necesario su tratamiento de las siguientes formas:

- Representación gráfica de las variables, para una visión rápida y global de los resultados.
- Representación numérica de las variables, en aquellas zonas/áreas de interés para un posterior análisis de resultados y conclusiones.

Las ilustraciones 6.4, 6.5, 6.6, 6.7 y 6.8 muestran, a modo de ejemplo, los resultados gráficos obtenidos para las diferentes variables fluidas y para un régimen de funcionamiento de la GT de PAL 50:

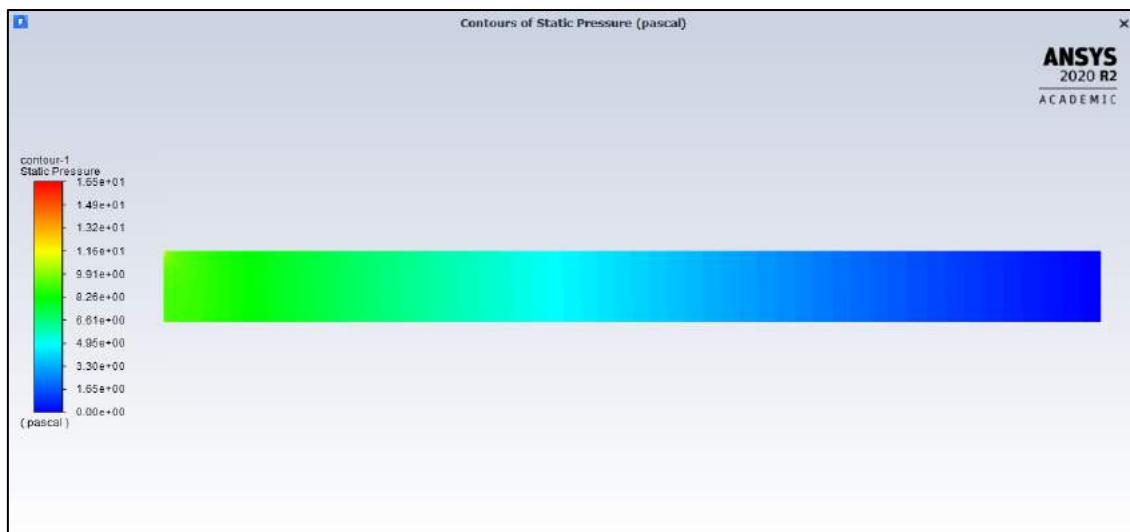


Ilustración 6.4 Campo de presiones de los gases de la GT en la condición PAL 50 (cortesía ANSYS, Inc.)

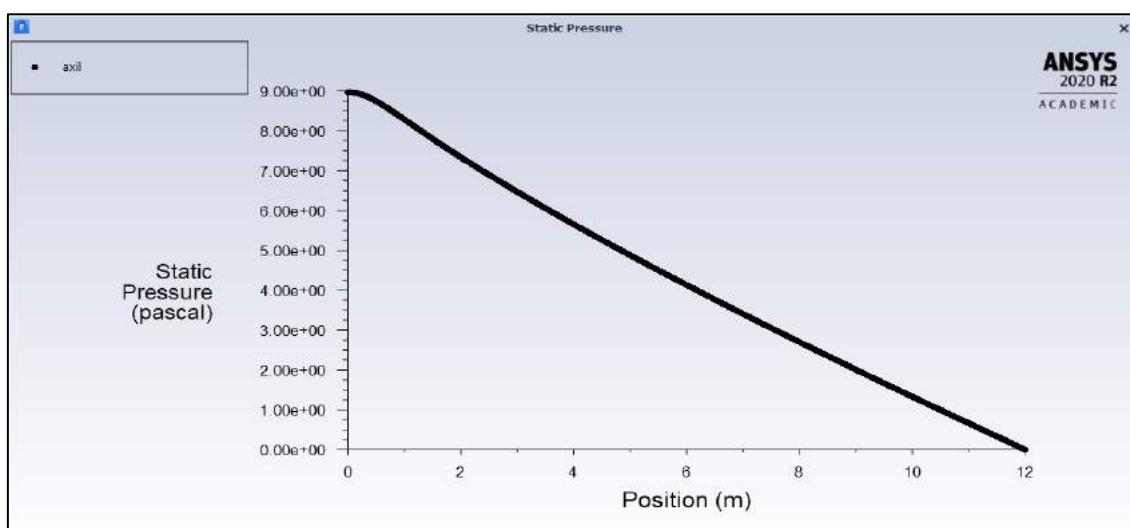
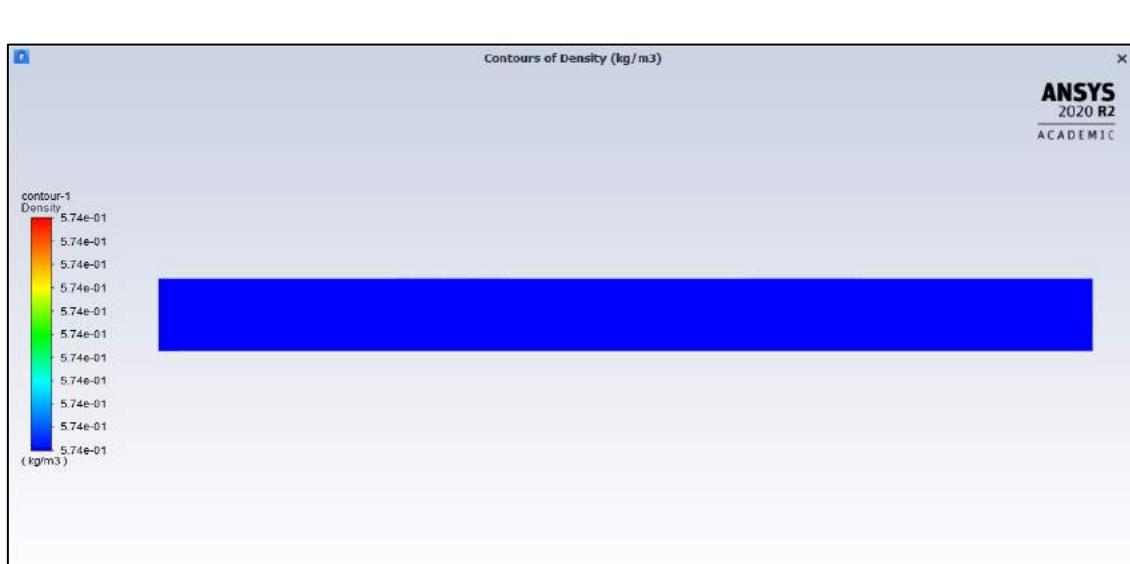
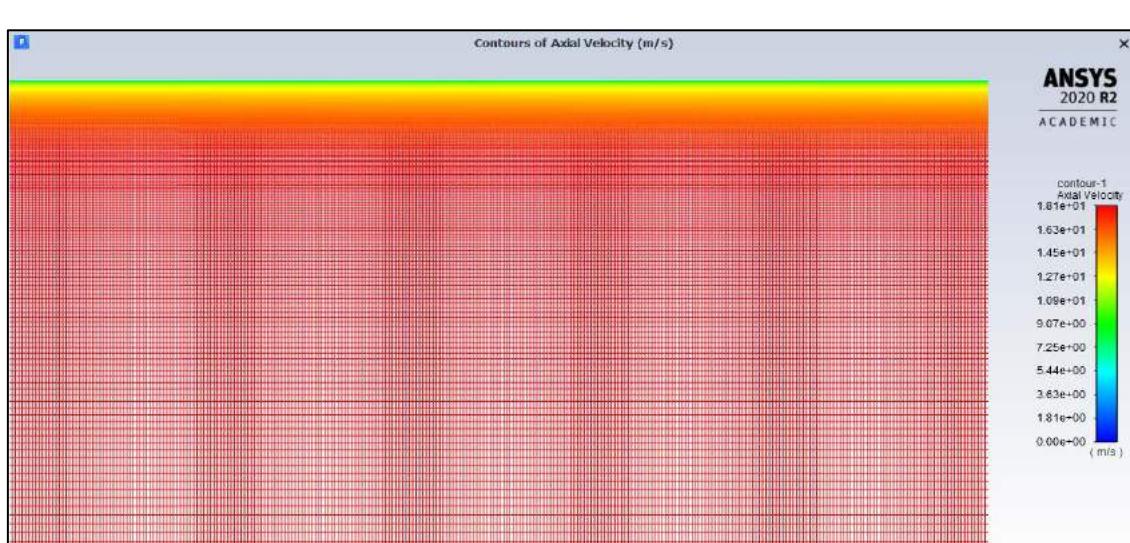
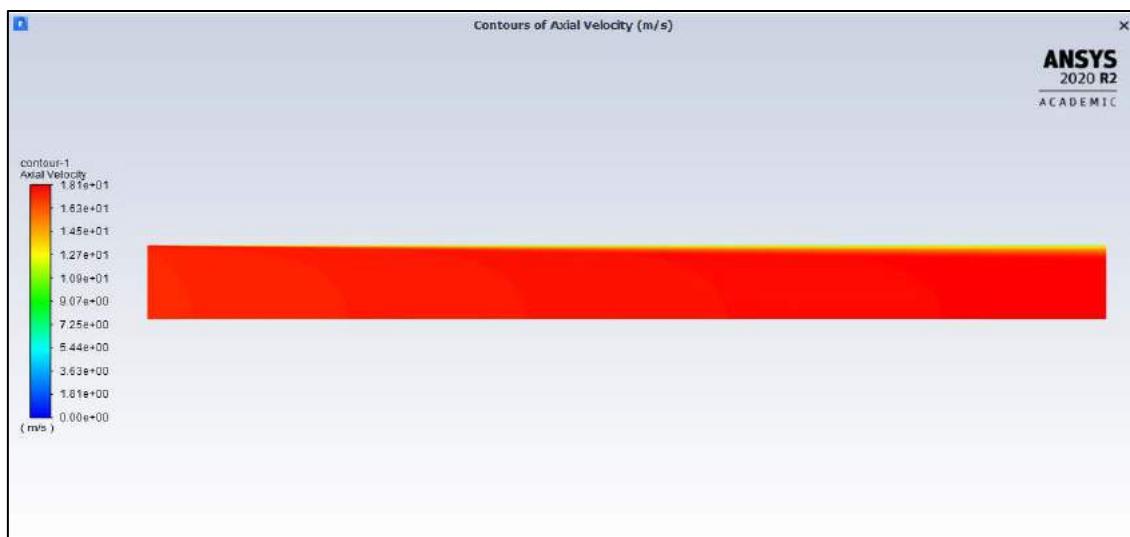


Ilustración 6.5 Plot de valores de presión de los gases de la GT en la condición PAL 50 (cortesía ANSYS, Inc.)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS



En las ilustraciones 6.4 y 6.5 se representan el campo de presiones y el plot de los valores de presión a lo largo del dominio para el régimen de GT de palanca 50.

Como se puede comprobar, la variación de la presión a lo largo del dominio resulta de forma lineal y decreciente hasta el valor correspondiente a la condición de contorno pressure outlet ($p_{out} = 0 \text{ Pa}$), en línea con lo indicado para los procesos de verificación y validación de resultados post – CFD.

En lo que respecta a las ilustraciones 6.6 y 6.7, en ambas se representan los resultados correspondientes a la componente axial de la velocidad de los gases de la GT, también para la condición de palanca 50.

Como se puede comprobar, existe una amplia zona del dominio dominada por la componente axial de la velocidad y en la que apenas existe diferencia en los valores de la velocidad.

Esta zona, en la que no existen gradientes de velocidades, es una zona de elevados valores de Re y en la que, por lo tanto, van a dominar los esfuerzos convectivos o de inercia frente a los difusivos o de carácter viscoso.

En la misma ilustración 6.6 se puede comprobar que existe una delgada capa adherida a la pared en la que la velocidad se reduce rápidamente. En esta zona, de bajos valores de Re, tienden a igualarse los esfuerzos de inercia y viscosos.

Esta capa delgada, o capa límite, se desarrolla sobre la superficie de la pared debido a la viscosidad de los gases, de modo que tanto los gases como la pared adquieren la misma velocidad (condición de adherencia).

Para la definición de la capa límite se ha utilizado el modelo de turbulencia seleccionado en el apartado 6.1.5 (modelo Spalart-Allmaras). Además de esto, el malla se ha afinado en las zonas cercanas a la pared con el fin de mejorar la predicción del flujo en dicha zona, como puede comprobarse en la ilustración 6.7.

Gran parte del éxito en la simulación va a estar asociado a la correcta predicción realizada en la zona próxima a la pared, debido a la enorme influencia en el cálculo del coeficiente de fricción.

Como se recordará, el coeficiente de fricción se utiliza como elemento de validación del modelo, a través de su comparación con valores experimentales obtenidos a partir de formulación empírica basada en la experimentación.

En lo que respecta a la ilustración 6.8, debido a la condición de flujo incompresible y a la utilización del método de resolución de las ecuaciones de gobierno PBS, el valor de densidad va a permanecer constante a lo largo del dominio fluido, coincidiendo su valor con el valor seleccionado como condición inicial de los gases a la entrada del dominio ($\rho = 0,574 \text{ kg/m}^3$ en este caso).

En cuanto a la representación numérica de las variables, si bien las anteriores ilustraciones ofrecen una visión rápida y amena de los resultados de las variables consideradas, a la hora de hacer evaluaciones pormenorizadas se hace imprescindible el uso de herramientas post – CFD, con el fin de obtener datos más concretos que permitan comprender mejor los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas.

Respecto del punto anterior, el código CFD seleccionado permitirá la obtención de valores promedio de los resultados de las variables en función de la geometría que los contiene (aristas, áreas, volúmenes, etc.).

Atendiendo a esto, se han seleccionado las siguientes áreas (dentro del dominio fluido), con el fin de conocer los valores medios de las variables en dichas regiones:

- Entrada o inlet.
- Salida u outlet.

En la tabla 6.14 y los gráficos 6.6, 6.7, 6.8 y 6.9 se presentan los valores de las variables correspondientes a la presión media de los gases a la entrada del dominio (p_{in}), la velocidad media a la salida del dominio (u_{out}), la densidad en el dominio (ρ) y el número de Mach (M) a la salida.

PAL	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
p_{in} (Pa)	2,0	2,8	3,9	5,4	7,5	10,4	14,5	20,1	28,2	39,0	53,3
u_{out} (m/s)	5,9	7,1	8,7	10,6	12,9	15,6	19,0	23,0	27,8	33,6	40,7
ρ (kg/m ³)	0,683	0,657	0,635	0,610	0,593	0,574	0,556	0,539	0,523	0,509	0,495
T (K)	515	535	554	574	593	613	633	652	672	691	711
V. S. (m/s)	455	463	472	480	488	496	504	512	519	527	534
M	0,013	0,015	0,018	0,022	0,026	0,032	0,038	0,045	0,054	0,064	0,076

Tabla 6.14 Valores medios de variables calculados a partir del modelo de fase continua (elaboración propia)

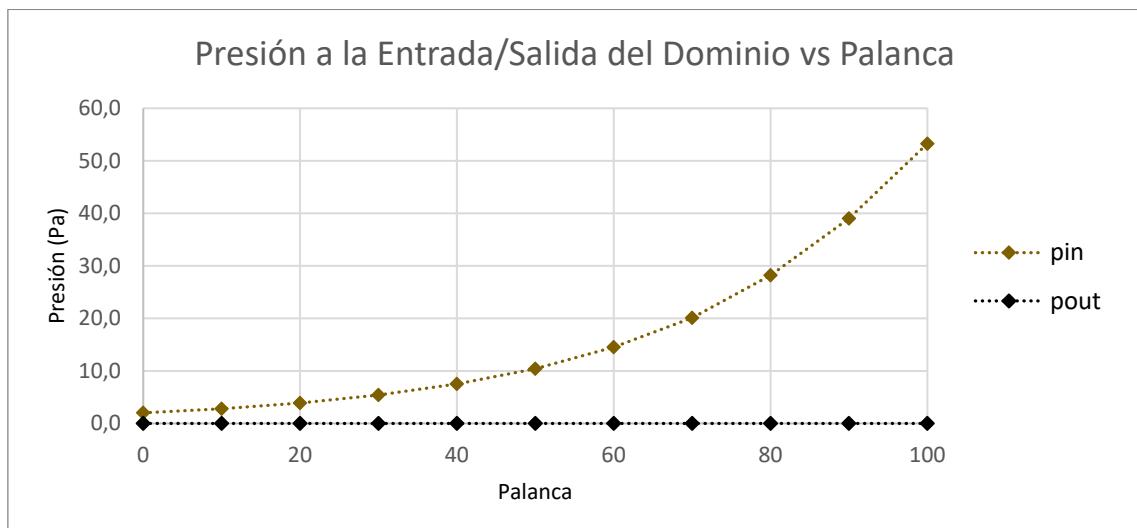


Gráfico 6.6 Presión media de los gases a la entrada/salida del dominio vs grado de palanca (elaboración propia)

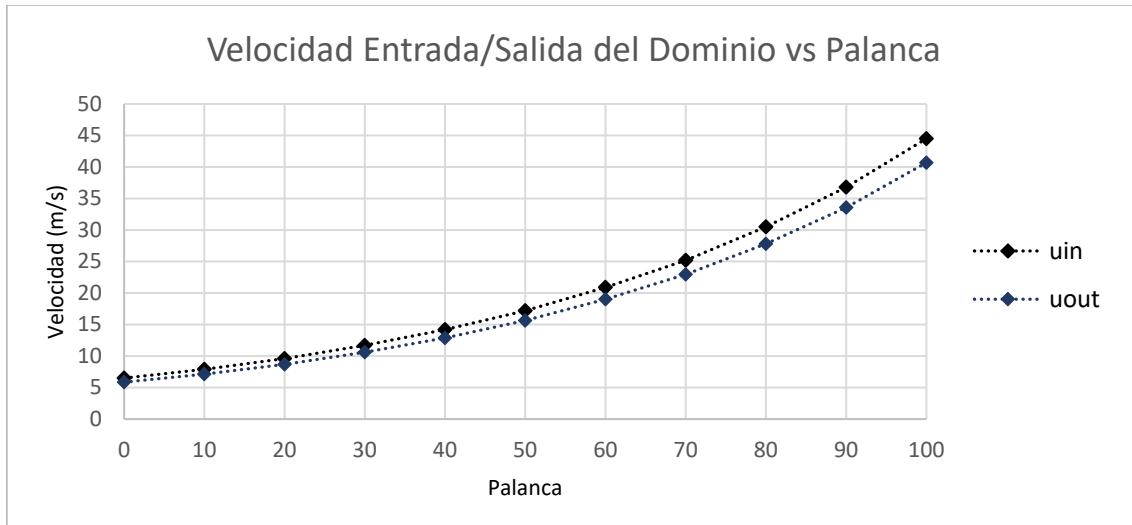


Gráfico 6.7 Velocidad media de los gases a la entrada/salida del dominio vs grado de palanca (elaboración propia)

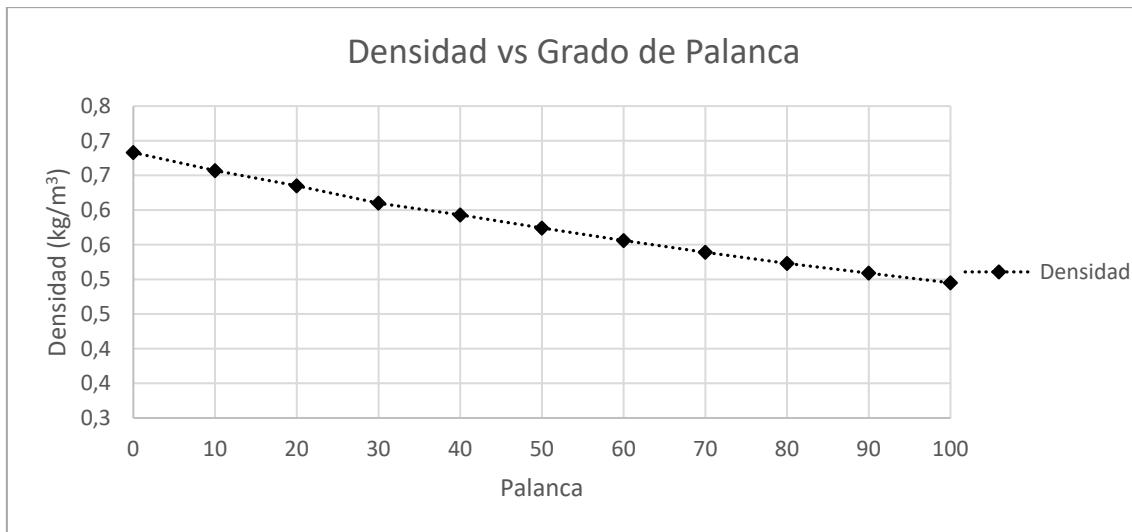


Gráfico 6.8 Densidad de los gases en el dominio vs grado de palanca (elaboración propia)

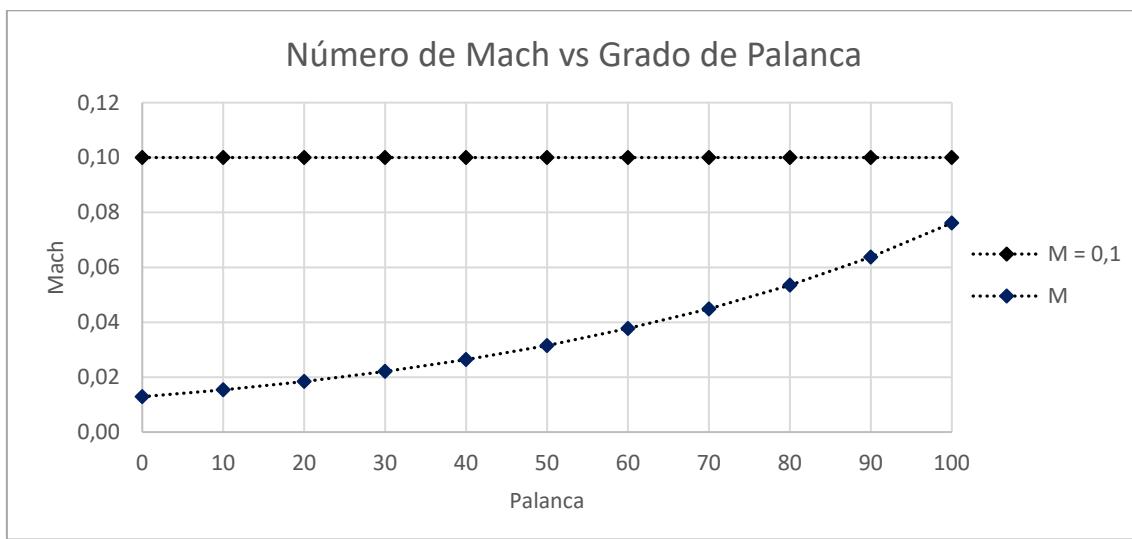


Gráfico 6.9 Número de Mach de los gases a la salida del dominio vs grado de palanca (elaboración propia)

6.2 Resultados del modelo de interacción de fases

6.2.1 Planteamiento de las ecuaciones de gobierno para la fase continua

En el planteamiento de las ecuaciones de gobierno de la fase continua para el estudio de la interacción de fases, habrá que tener en cuenta que ambas fases van a intercambiar masa, cantidad de momento y energía.

Concretamente, la fase continua va a modificar el libre movimiento de la fase discreta mediante los fenómenos de arrastre y turbulencia, mientras que la fase discreta va a modificar los términos fuente de las ecuaciones de gobierno de la fase continua, a través de la cesión de masa en la ecuación de continuidad y la sustracción de calor en la ecuación de conservación de la energía.

Las ecuaciones de gobierno a aplicar para la fase continua en el caso de flujo estacionario, incompresible y turbulento son las siguientes:

$$\nabla \cdot \vec{v} = S_m \quad (6 - 27)$$

$$\rho \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} = -\nabla p + \mu \nabla^2 \vec{v} + \rho \vec{g} + \vec{F}_{DPM} \quad (6 - 28)$$

$$\frac{\partial(\rho c_p T)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} c_p T) = \nabla \cdot (\kappa \nabla T) + S_e \quad (6 - 29)$$

donde los términos S_m y S_e de las ecuaciones de continuidad y de conservación de la energía son los términos fuente correspondientes a la interacción de fases y \vec{F}_{DPM} es el correspondiente a la fuerza ejercida por la fase discreta sobre la fase continua como consecuencia de la interacción de fases.

El término S_m estará relacionado con la masa cedida por la fase discreta a la fase continua en forma de vapor, mientras que el término S_e lo estará con el calor cedido por la fase continua a la fase discreta durante el proceso de calentamiento inerte, vaporización y ebullición de esta última.

En este caso, no se puede hablar de flujo isotermo para la fase continua debido a que del proceso de interacción de fases y la correspondiente cesión de calor de la fase continua a la fase discreta, originará un descenso en la temperatura de la fase continua.

Respecto de la ecuación de la energía, el solver PBS de ANSYS Fluent utilizará la ecuación de la energía interna en lugar de la energía total. En el caso de flujos incompresibles, los fenómenos relacionados con la energía cinética se consideran despreciables frente a los cambios en la energía interna del sistema.

En el caso de flujos compresibles, habría que emplear el solver DBS en lugar de PBS debido a que los fenómenos relacionados con la energía cinética, en este caso, no serían despreciables frente a los cambios en la energía interna del sistema.

6.2.2 Planteamiento de condiciones iniciales y de contorno para la fase discreta

A la hora de modelar la fase discreta (agua nebulizada), se parte de las condiciones iniciales y de contorno resumidas en la tabla 6.15:

Condiciones iniciales fijas	Posición.- Sobre eje simetría a un (1) m aguas debajo de inlet
	Dirección.- Ídem fase continua y sentido contrario
	Temperatura fase discreta.- $T_0 = 20^\circ\text{C}$ (293 K)
	Flujo másico.- \dot{m} (Tabla 7.16)
Condiciones iniciales variables	Diámetro gota.- $\varnothing = 100, 150$ y $200 \mu\text{m}$
	Velocidad inicial.- $V = 2x, 3x$ y $4x$ relativa a u_{in} (Tabla 7.17)
	Semiángulo cono hueco.- $\theta = 25^\circ, 35^\circ$ y 45°
Condiciones contorno	Reflect
	Escape

Tabla 6.15 Resumen de las condiciones iniciales y de contorno para la fase discreta (elaboración propia)

La tabla 6.16 resume los valores de flujo de agua nebulizada a aportar (\dot{m}), en función del grado de palanca seleccionado, a los gases de exhaustación con el fin de reducir la temperatura de estos a la temperatura objetivo, esto es, por debajo de 250°C (523 K).

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
\dot{m} (kg/s)	0,10	0,30	0,55	0,9	1,2	1,7	2,3	3,0	3,5	4,2
\dot{m} (kg/s rad)	1,59E -02	4,77E -02	8,75E -02	1,43E -01	1,91E -01	2,71E -01	3,66E -01	4,77E -01	5,57E -01	6,68E -01

Tabla 6.16 Resumen del flujo de agua nebulizada a aportar vs grado de palanca (elaboración propia)

Las condiciones de contorno a aplicar a la fase discreta se pueden clasificar en condición reflect o de interacción partícula – pared del dominio, y escape o interacción partícula – entrada/salida del dominio.

Como se recordará, la condición reflect va a suponer un cambio en el momento de las gotas gobernado por el coeficiente de restitución aplicado a la pared del dominio, mientras que la condición escape permitirá la salida del dominio a la fase discreta en aquellos casos en los que entre en contacto con las condiciones de contorno inlet – outlet.

Respecto de la velocidad inicial de partículas referida a la velocidad de entrada de los gases en el dominio, el cálculo de las componentes de las velocidades para $2x, 3x$ y $4x$ se resume en la tabla 6.17.

Estas serán las componentes de las velocidades a introducir en el código CFD con el fin de estudiar el impacto de la velocidad inicial de las partículas en el estudio de interacción de fases aquí propuesto.

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

VELOCIDAD	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100	
V (m/s)	7,9	9,6	11,7	14,2	17,2	20,9	25,2	30,5	36,8	44,5	
2x	15,8	19,2	23,4	28,4	34,4	41,8	50,4	61,0	73,6	89,0	
25	V _x	-14,3	-17,4	-21,2	-25,7	-31,2	-37,9	-45,7	-55,3	-66,7	-80,7
	V _y	6,7	8,1	9,9	12,0	14,5	17,7	21,3	25,8	31,1	37,6
35	V _x	-12,9	-15,7	-19,2	-23,3	-28,2	-34,2	-41,3	-50,0	-60,3	-72,9
	V _y	9,1	11,0	13,4	16,3	19,7	24,0	28,9	35,0	42,2	51,0
45	V _x	-11,2	-13,6	-16,5	-20,1	-24,3	-29,6	-35,6	-43,1	-52,0	-62,9
	V _y	11,2	13,6	16,5	20,1	24,3	29,6	35,6	43,1	52,0	62,9
3x	23,7	28,8	35,1	42,6	51,6	62,7	75,6	91,5	110,4	133,5	
25	V _x	-21,5	-26,1	-31,8	-38,6	-46,8	-56,8	-68,5	-82,9	-100,1	-121,0
	V _y	10,0	12,2	14,8	18,0	21,8	26,5	31,9	38,7	46,7	56,4
35	V _x	-19,4	-23,6	-28,8	-34,9	-42,3	-51,4	-61,9	-75,0	-90,4	-109,4
	V _y	13,6	16,5	20,1	24,4	29,6	36,0	43,4	52,5	63,3	76,6
45	V _x	-16,8	-20,4	-24,8	-30,1	-36,5	-44,3	-53,5	-64,7	-78,1	-94,4
	V _y	16,8	20,4	24,8	30,1	36,5	44,3	53,5	64,7	78,1	94,4
4x	31,6	38,4	46,8	56,8	68,8	83,6	100,8	122,0	147,2	178,0	
25	V _x	-28,6	-34,8	-42,4	-51,5	-62,4	-75,8	-91,4	-110,6	-133,4	-161,3
	V _y	13,4	16,2	19,8	24,0	29,1	35,3	42,6	51,6	62,2	75,2
35	V _x	-25,9	-31,5	-38,3	-46,5	-56,4	-68,5	-82,6	-99,9	-120,6	-145,8
	V _y	18,1	22,0	26,8	32,6	39,5	48,0	57,8	70,0	84,4	102,1
45	V _x	-22,3	-27,2	-33,1	-40,2	-48,6	-59,1	-71,3	-86,3	-104,1	-125,9
	V _y	22,3	27,2	33,1	40,2	48,6	59,1	71,3	86,3	104,1	125,9

Tabla 6.17 Componentes de velocidades iniciales de partícula 2x, 3x y 4x vs grado de palanca (elaboración propia)

En base a las condiciones iniciales variables recogidas en la tabla 6.15, se han realizado un total de 270 simulaciones en las que se han ido variando de forma secuencial la velocidad inicial, el semiángulo de inyección y los diámetros de partículas para los grados de palanca de PAL 10 a PAL 100, tal como se recoge en la tabla 6.18:

V (m/s)	θ (°)	\varnothing (μm)	V (m/s)	θ (°)	\varnothing (μm)	V (m/s)	θ (°)	\varnothing (μm)
2x	25	100	3x	25	100	4x	25	100
		150			150			150
		200			200			200
	35	100		35	100		35	100
		150			150			150
		200			200			200
	45	100		45	100		45	100
		150			150			150
		200			200			200

Tabla 6.18 Velocidad, semiángulo y diámetro de partículas a estudio (elaboración propia)

6.2.3 Criterio de convergencia para el estudio de interacción de fases

De la misma forma que para el caso del modelado de la fase continua, el valor residual fijado para las variables del campo fluido (u , v , e , \tilde{v} , h_{20} y o_2) en el estudio de interacción de fases ha sido el siguiente:

$$R^\phi < 10^{-6} \quad (6 - 30)$$

En el caso concreto de la ecuación de continuidad, el valor residual se ha establecido en el siguiente:

$$R^p < 10^{-4} \quad (6 - 31)$$

por motivos de convergencia. Valores residuales menores implicaban muchas más iteraciones y tiempo de cálculo, no justificado desde el punto de vista de la precisión requerida para los cálculos del estudio de interacción de fases.

En la ilustración 6.9 se muestra el histórico de valores residuales para PAL 50, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\emptyset = 150 \mu\text{m}$:

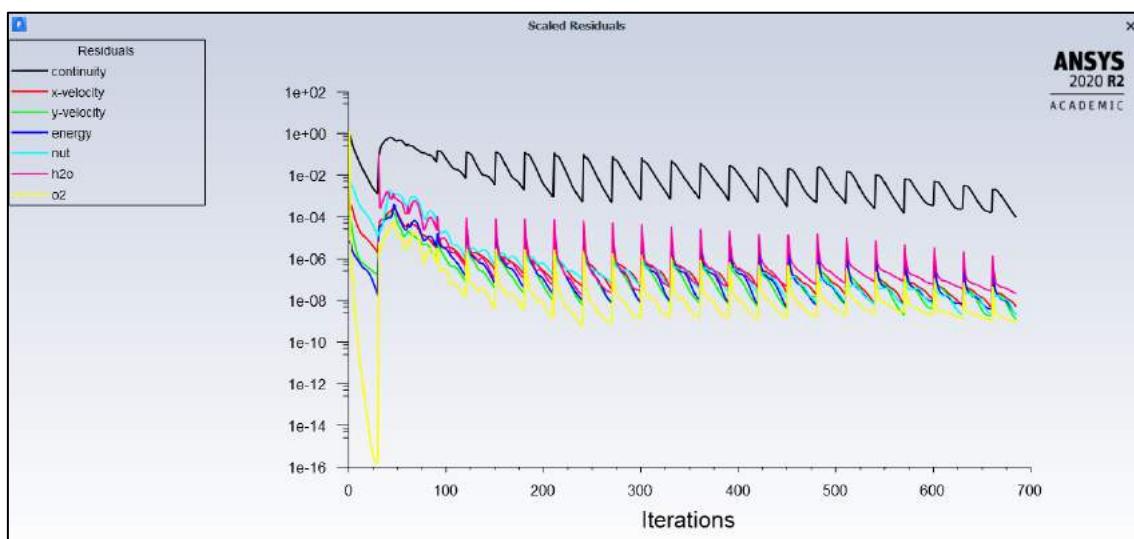


Ilustración 6.9 Plot de valores residuales de variables del estudio de interacción de fases (cortesía ANSYS, Inc.)

En la ilustración 6.10 se muestra un pantallazo del código CFD correspondiente al ejemplo de la ilustración 6.9, en el que se pueden comprobar los valores residuales alcanzados por las variables en el punto de convergencia:

iter	continuity	x-velocity	y-velocity	energy	nut	h2o	o2	time/iter
683	1.2628e-04	6.5718e-09	1.5627e-09	2.6731e-09	2.7163e-09	2.3312e-08	8.8309e-10	0:05:38 317
684	1.0883e-04	5.7186e-09	1.3776e-09	2.4039e-09	2.2280e-09	2.1799e-08	8.4936e-10	0:05:33 316
!	685 solution is converged							
685	9.3902e-05	4.9642e-09	1.2173e-09	2.0894e-09	1.9540e-09	2.1085e-08	8.0977e-10	0:05:28 315

Ilustración 6.10 Pantallazo de valores residuales en el punto de convergencia (cortesía ANSYS, Inc.)

6.2.4 Factores de relajación para el estudio de interacción de fases

Al igual que para el caso de la fase continua, el estudio de interacción de fases requiere de la configuración de sus respectivos factores de relajación, con el fin de mejorar la convergencia hacia la solución del sistema de ecuaciones.

Como se ha apuntado con anterioridad, una de las mayores dificultades de obtener soluciones precisas en flujos incompresibles es que la ecuación de conservación de la masa o continuidad carece de términos con derivada temporal para la presión.

Por lo tanto, la resolución de las ecuaciones de gabinete y demás variables que se resuelvan mediante el método PBS (para el caso de flujos incompresibles) tendrán un factor de relajación asociado a cada una de ellas.

De la misma forma que en el caso de la fase continua, el código CFD seleccionado contiene los factores de relajación de todas las variables preconfigurados por defecto en valores óptimos, por lo que será potestativo del usuario la variación en la configuración por defecto de dichos valores.

En este caso concreto, y al igual que para la configuración de la fase continua, se han empleado los valores que aparecen por defecto en el código CFD seleccionado.

Los valores de los factores de relajación utilizados para la simulación del estudio de interacción de fases aparecen resumidos en la tabla 6.19:

Presión	0,50
Momento	0,50
Densidad	0,25
Fuerzas	1,00
Viscosidad turbulenta modificada	0,75
Viscosidad turbulenta	1,00
h_{20} (vapor)	0,75
O_2	0,75
Energía	0,75
Fuentes de fase discreta	0,50

Tabla 6.19 Factores relajación por defecto para el estudio DPM (elaboración propia)

Nótese que a diferencia de la fase continua, en el caso del estudio de interacción de fases ha habido que considerar los factores de relajación correspondientes a las variables h_{20} (vapor), O_2 , energía y fuentes de fase discreta.

6.2.5 Criterio para la modelización del fenómeno de transporte de especies

El código CFD seleccionado va a ser capaz de modelar la mezcla y el transporte de especies químicas mediante la resolución de las ecuaciones de conservación que describen las fuentes de convección, difusión y reacción para cada especie.

También será capaz de predecir la fracción de masa local de cada especie, mediante la resolución de la denominada “*ecuación de transporte de convección – difusión*” para cada una de las especies.

En el caso concreto de esta Tesis Doctoral, a la hora de plantear el fenómeno de transporte de especies, fue necesario configurar el código CFD para las siguientes especies (gases):

- H_2O , en forma de vapor de agua.
- O_2 , como elemento constituyente del aire junto con el N_2 (23%).
- N_2 , como elemento constituyente del aire junto con el O_2 (77%).

El origen de la especie H_2O en forma de vapor de agua se encuentra en el proceso de evaporación y ebullición de la fase discreta debido a la interacción con la fase continua.

Las especies O_2 y N_2 son los elementos que conforman el aire y, por lo tanto, la calidad de los gases de exhaustación de la GT.

Respecto de la GT, cabe recordar que una de las consecuencias de trabajar con elevados grados de dilución es que los gases de exhaustación van a estar compuestos principalmente por aire limpio, lo que permitirá, a efectos prácticos, considerar los gases de exhaustación como si se tratara únicamente de aire.

Consecuentemente, las anteriores especies van a coexistir dentro de la fase continua una vez se ha producido la interacción entre la fase continua y discreta, de modo que van a salir del dominio como una única fase.

Por lo tanto, a la hora de configurar la fase continua como producto resultante de la suma de las especies H_2O (vapor), O_2 y N_2 , se van a tener presentes las leyes y valores recogidos en la tabla 6.20, con el fin de proceder al cálculo de sus propiedades físicas:

PROPIEDADES	FUNCIÓN	VALOR
Densidad (kg/m^3)	Gas Ideal Incompresible	-
Calor específico (J/kg-K)	Ley de mezclas	-
Conductividad térmica (W/m-K)	Constante	0,0454
Viscosidad (kg/m-s)	Constante	1,20E-05
Difusividad de masa (m^2/s)	Constante	2,88E-05

Tabla 6.20 Propiedades de la fase continua formada por las especies H_2O , O_2 y N_2 (elaboración propia)

6.2.6 Verificación y validación del estudio de interacción de fases

Al igual que en el apartado 6.1.5 correspondiente a la fase continua, se ha procedido a verificar y validar los resultados obtenidos del estudio de interacción de fases.

Para ello, se han calculado los valores de desequilibrio de las ecuaciones de gobierno conforme al apartado 5.8, para el total de las 270 simulaciones efectuadas.

En este caso, junto con las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento, se ha incluido la ecuación de conservación de la energía interna debido a que en flujos incompresibles los fenómenos relacionados con la energía cinética van a ser despreciables frente a los cambios en la energía interna del sistema.

A diferencia del estudio de fase continua en el que la densidad y temperatura permanecían constantes, en este estudio de interacción de fases la densidad y temperatura de la fase continua van a variar, debido a la cesión de masa en forma de vapor de agua y absorción de calor por parte de la fase discreta.

También, y a diferencia del estudio de fase continua, se ha incluido en el balance de la ecuación de conservación del momento la fuerza realizada por la corriente de partículas sobre la fase continua ($F_{DPM,x}$), fuerza obtenida a partir del módulo post – CFD del código CFD utilizado.

A la hora de simular el fenómeno de turbulencia, se ha utilizado el modelo Spalart-Allmaras. Dicho modelo de turbulencia ya había sido utilizado en la modelización de la fase continua con buenos resultados según el procedimiento de verificación y validación efectuado y recogido en el apartado 6.1.5.

Por el contrario, el modelo Spalart-Allmaras no permitió modelizar el efecto de dispersión de la fase discreta debido al fenómeno de turbulencia en la fase continua.

En cualquier caso, y al margen de la mejora en el realismo de la simulación que suponen los modelos de dispersión de la fase discreta debido a la turbulencia (modelo DRW de seguimiento de tipo estocástico), su efecto en el resultado final de la simulación se ha considerado, a efectos prácticos, despreciable.

En lo que respecta al proceso de validación, se ha procedido a comparar los coeficientes de fricción medios en función del régimen de la GT con los obtenidos de forma experimental según la ecuación 6.26, al igual que en la fase continua.

Además de los coeficientes de fricción, también se han comparado las temperaturas medias de la fase continua (gases) a la salida del dominio, con las correspondientes a los calores medios intercambiados entre fases según las leyes de la termodinámica para el intercambio de calor entre especies.

En las tablas 6.21 a 6.47 se resume el proceso de verificación llevado a cabo para cada una de las 270 simulaciones correspondientes al estudio de interacción de fases aquí propuesto.

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,403	-19,432	-23,056	-27,339	-32,180	-38,155	-44,974	-53,113	-62,301	-73,305
m_{DPM} (kg/s)	0,099	0,299	0,550	0,899	1,200	1,700	2,299	3,000	3,500	4,199
F_P (N)	6,572	7,479	9,591	12,356	17,313	23,450	33,230	50,593	81,691	129,887
F_S (N)	-5,792	-8,202	-11,860	-16,853	-23,213	-31,891	-43,767	-60,974	-85,005	-119,295
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,421	-5,210	-11,664	-23,142	-37,408	-64,403	-105,034	-165,855	-233,436	-338,735
ΔM_X (N)	-0,643	-5,895	-13,859	-27,509	-43,084	-72,468	-114,954	-175,286	-235,453	-326,405
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,04E+06	-5,83E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-9,99E+06	-1,21E+07	-1,54E+07	-1,94E+07
E_{DPM} (W)	-2,44E+05	-7,36E+05	-1,35E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,65E+06	-7,37E+06	-8,60E+06	-1,03E+07
Imbal. (kg/s)	-1,36E-06	5,86E-04	7,72E-07	-8,14E-07	1,47E-04	-1,93E-07	-1,05E-06	-1,11E-07	-4,77E-06	-6,87E-06
Imbal. % m_{in}	8,34E-06	3,06E-03	3,43E-06	3,08E-06	4,73E-04	5,30E-07	2,45E-06	2,21E-07	8,12E-06	9,94E-06
Imbal. (N)	0,002	-0,038	-0,075	-0,131	-0,224	-0,376	-0,617	-0,950	-1,296	-1,738
Imbal. % F_S	0,039	0,466	0,631	0,777	0,966	1,178	1,410	1,558	1,525	1,457
Imbal. (W)	-73,642	-1401,394	36,969	-130,819	-398,976	-3,590	-254,736	-2,974	-456,008	-157,952
Imbal. % E_{in}	1,86E-03	2,79E-02	5,79E-04	1,63E-03	3,96E-03	2,84E-05	1,63E-03	1,53E-05	1,90E-03	5,32E-04

Tabla 6.21 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 25º y 150 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,401	-19,432	-23,054	-27,339	-32,180	-38,141	-44,904	-52,952	-62,070	-72,959
m_{DPM} (kg/s)	0,097	0,299	0,548	0,900	1,200	1,685	2,229	2,839	3,269	3,853
F_P (N)	6,635	7,486	9,508	12,455	17,609	25,197	40,235	67,828	109,806	178,053
F_S (N)	-5,816	-8,114	-11,819	-17,076	-23,637	-32,820	-45,618	-64,060	-89,132	-125,059
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,423	-5,200	-11,619	-23,164	-37,412	-64,679	-106,583	-170,072	-240,893	-352,487
ΔM_X (N)	-0,599	-5,799	-13,858	-27,657	-43,225	-71,913	-111,411	-165,425	-219,084	-297,817
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,04E+06	-5,82E+06	-7,12E+06	-8,48E+06	-1,02E+07	-1,24E+07	-1,59E+07	-2,02E+07
E_{DPM} (W)	-2,38E+05	-7,34E+05	-1,35E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,14E+06	-5,49E+06	-7,00E+06	-8,07E+06	-9,52E+06
Imbal. (kg/s)	6,22E-07	2,18E-07	5,03E-07	5,47E-05	7,26E-06	-5,87E-04	-1,00E-05	2,52E-06	-1,61E-05	-1,00E-03
Imbal. % m_{in}	3,82E-06	1,14E-06	2,24E-06	2,07E-04	2,34E-05	1,61E-03	2,35E-05	5,03E-06	2,74E-05	1,45E-03
Imbal. (N)	-0,004	-0,029	-0,072	-0,127	-0,216	-0,389	-0,556	-0,880	-1,135	-1,676
Imbal. % F_S	0,067	0,356	0,605	0,744	0,913	1,184	1,218	1,373	1,274	1,340
Imbal. (W)	-136,190	-214,962	-193,587	-32,985	-18,857	1110,595	26,358	37,380	94,750	2166,892
Imbal. % E_{in}	3,44E-03	4,27E-03	3,03E-03	4,11E-04	1,87E-04	8,80E-03	1,68E-04	1,92E-04	3,95E-04	7,29E-03

Tabla 6.22 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 25º y 150 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,397	-19,394	-22,991	-27,231	-32,037	-37,916	-44,588	-52,522	-61,538	-72,291
m_{DPM} (kg/s)	0,093	0,261	0,485	0,791	1,056	1,461	1,913	2,410	2,737	3,185
F_P (N)	6,715	8,825	11,663	17,094	25,001	39,272	64,184	107,194	167,835	264,593
F_S (N)	-5,833	-8,147	-11,799	-17,243	-23,951	-33,514	-46,841	-66,122	-92,041	-129,651
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,415	-5,444	-12,204	-24,471	-39,558	-68,757	-113,657	-182,079	-259,605	-381,883
ΔM_X (N)	-0,531	-4,734	-12,261	-24,499	-38,313	-62,661	-95,782	-140,217	-182,779	-245,467
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,73E+06	-4,38E+06	-5,19E+06	-6,08E+06	-7,45E+06	-9,00E+06	-1,09E+07	-1,34E+07	-1,72E+07	-2,17E+07
E_{DPM} (W)	-2,30E+05	-6,46E+05	-1,20E+06	-1,96E+06	-2,62E+06	-3,63E+06	-4,76E+06	-6,01E+06	-6,85E+06	-7,99E+06
Imbal. (kg/s)	2,86E-06	9,13E-08	-8,27E-09	-8,72E-07	-2,39E-06	4,45E-06	3,82E-06	9,28E-04	9,29E-04	-7,14E-07
Imbal. % m_{in}	1,76E-05	4,77E-07	3,67E-08	3,30E-06	7,73E-06	1,22E-05	8,95E-06	1,85E-03	1,58E-03	1,03E-06
Imbal. (N)	-0,002	-0,032	-0,079	-0,121	-0,195	-0,339	-0,533	-0,789	-1,032	-1,474
Imbal. % F_S	0,033	0,387	0,667	0,701	0,815	1,012	1,137	1,194	1,121	1,137
Imbal. (W)	-177,380	-329,518	-289,617	53,557	-29,568	-19,806	-28,933	-2176,439	-2114,106	-8,784
Imbal. % E_{in}	4,48E-03	6,55E-03	4,53E-03	6,67E-04	2,94E-04	1,57E-04	1,85E-04	1,12E-02	8,80E-03	2,96E-05

Tabla 6.23 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 25º y 200 µm (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,403	-19,433	-23,051	-27,338	-32,180	-38,155	-44,975	-53,113	-62,302	-73,305
m_{DPM} (kg/s)	0,099	0,300	0,546	0,898	1,200	1,700	2,300	3,000	3,500	4,200
F_P (N)	6,426	6,918	8,352	9,988	13,590	17,196	23,230	35,037	59,567	97,884
F_S (N)	-5,784	-8,079	-11,727	-16,778	-23,197	-31,999	-44,119	-61,635	-85,703	-120,189
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,284	-4,711	-10,460	-20,897	-33,815	-58,210	-94,944	-149,904	-211,013	-306,201
ΔM_x (N)	-0,647	-5,856	-13,760	-27,558	-43,221	-72,668	-115,230	-175,660	-235,947	-326,999
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,29E+06	-5,05E+06	-5,83E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-9,99E+06	-1,21E+07	-1,54E+07	-1,94E+07
E_{DPM} (W)	-2,44E+05	-7,37E+05	-1,34E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,65E+06	-7,37E+06	-8,60E+06	-1,03E+07
Imbal. (kg/s)	-7,58E-07	1,85E-05	1,04E-06	-8,64E-07	-7,12E+06	4,89E-06	7,08E-06	-7,32E-07	3,05E-06	-9,62E-06
Imbal. % m_{in}	4,65E-06	9,67E-05	4,64E-06	3,27E-06	-2,95E+06	1,34E-05	1,66E-05	1,46E-06	5,19E-06	1,39E-05
Imbal. (N)	0,004	-0,017	-0,074	-0,129	-0,201	-0,345	-0,603	-0,841	-1,202	-1,507
Imbal. % F_S	0,074	0,210	0,631	0,768	0,868	1,077	1,366	1,365	1,403	1,254
Imbal. (W)	-93,387	15,786	-172,895	-228,823	-80,842	39,519	-347,656	11,862	-384,632	201,079
Imbal. % E_{in}	2,36E-03	3,14E-04	2,71E-03	2,85E-03	8,03E-04	3,13E-04	2,22E-03	6,10E-05	1,60E-03	6,77E-04

Tabla 6.24 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 35º y 100 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,399	-19,431	-23,055	-27,339	-32,180	-38,139	-44,904	-52,952	-62,055	-72,903
m_{DPM} (kg/s)	0,095	0,298	0,549	0,900	1,200	1,684	2,229	2,838	3,253	3,798
F_P (N)	6,492	7,139	8,177	9,919	13,684	18,822	29,930	52,604	90,635	156,259
F_S (N)	-5,804	-8,037	-11,638	-16,865	-23,423	-32,680	-45,585	-64,343	-89,705	-126,618
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,266	-4,682	-10,532	-20,936	-33,815	-58,494	-96,450	-154,202	-219,095	-322,498
ΔM_x (N)	-0,576	-5,554	-13,930	-27,759	-43,365	-72,009	-111,579	-165,131	-217,098	-291,411
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,73E+06	-4,30E+06	-5,04E+06	-5,82E+06	-7,12E+06	-8,48E+06	-1,02E+07	-1,24E+07	-1,60E+07	-2,03E+07
E_{DPM} (W)	-2,34E+05	-7,31E+05	-1,35E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,14E+06	-5,49E+06	-7,00E+06	-8,03E+06	-9,40E+06
Imbal. (kg/s)	-4,89E-07	3,37E-07	-1,36E-07	3,06E-07	-5,05E-06	1,38E-04	-1,00E-05	-9,14E-04	-2,10E-06	-1,68E-05
Imbal. % m_{in}	3,00E-06	1,76E-06	6,02E-07	1,16E-06	1,63E-05	3,79E-04	2,35E-05	1,82E-03	3,57E-06	2,44E-05
Imbal. (N)	-0,002	-0,027	-0,063	-0,124	-0,189	-0,343	-0,526	-0,810	-1,067	-1,446
Imbal. % F_S	0,029	0,330	0,540	0,733	0,805	1,050	1,155	1,259	1,189	1,142
Imbal. (W)	-203,589	-186,664	-38,355	6,184	-6,355	-304,973	26,358	2066,182	-7,231	29,825
Imbal. % E_{in}	5,14E-03	3,71E-03	6,00E-04	7,70E-05	6,31E-05	2,42E-03	1,68E-04	1,06E-02	3,01E-05	1,00E-04

Tabla 6.25 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 35º y 150 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,381	-19,384	-22,980	-27,230	-32,016	-37,868	-44,501	-52,372	-61,355	-72,149
m_{DPM} (kg/s)	0,077	0,251	0,474	0,791	1,035	1,412	1,826	2,259	2,553	3,040
F_P (N)	6,939	8,698	10,988	14,436	22,303	36,483	62,005	107,755	172,631	265,714
F_S (N)	-5,837	-8,149	-11,608	-16,895	-23,642	-33,327	-46,917	-66,993	-100,810	-145,706
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,332	-5,025	-11,185	-22,144	-36,280	-63,563	-105,887	-171,274	-243,980	-355,880
ΔM_x (N)	-0,228	-4,451	-11,752	-24,487	-37,449	-60,118	-90,344	-129,820	-171,152	-234,305
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,77E+06	-4,41E+06	-5,21E+06	-6,08E+06	-7,50E+06	-9,11E+06	-1,11E+07	-1,38E+07	-1,76E+07	-2,20E+07
E_{DPM} (W)	-1,91E+05	-6,23E+05	-1,17E+06	-1,96E+06	-2,57E+06	-3,51E+06	-4,56E+06	-5,67E+06	-6,43E+06	-7,66E+06
Imbal. (kg/s)	4,58E-06	3,95E-07	7,11E-07	1,68E-07	-6,23E-06	-9,17E-06	-1,06E-05	-2,67E-06	-4,36E-05	-4,16E-03
Imbal. % m_{in}	2,81E-05	2,06E-06	3,16E-06	6,34E-07	2,01E-05	2,51E-05	2,47E-05	5,32E-06	7,41E-05	6,01E-03
Imbal. (N)	-0,002	-0,025	-0,053	-0,116	-0,170	-0,289	-0,455	-0,691	-1,007	-1,567
Imbal. % F_S	0,040	0,308	0,454	0,689	0,717	0,868	0,971	1,032	0,999	1,075
Imbal. (W)	-166,756	-206,070	-131,599	-81,739	-28,183	-10,773	-8,579	-15,611	32,031	9248,483
Imbal. % E_{in}	4,21E-03	4,10E-03	2,06E-03	1,02E-03	2,80E-04	8,53E-05	5,48E-05	8,03E-05	1,33E-04	3,11E-02

Tabla 6.26 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 35º y 200 µm (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,402	-19,432	-23,054	-27,340	-32,180	-38,155	-44,975	-53,113	-62,302	-73,305
m_{DPM} (kg/s)	0,099	0,299	0,548	0,900	1,200	1,700	2,300	3,000	3,500	4,200
F_P (N)	6,248	6,344	6,661	6,798	8,555	8,734	9,577	13,600	29,448	54,156
F_S (N)	-5,777	-7,964	-11,482	-16,500	-22,833	-31,555	-43,508	-60,788	-84,428	-118,265
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,108	-4,065	-9,065	-18,074	-29,189	-50,247	-81,962	-129,402	-182,150	-264,319
ΔM_X (N)	-0,631	-5,663	-13,810	-27,660	-43,280	-72,754	-115,382	-175,795	-236,108	-326,973
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,29E+06	-5,04E+06	-5,82E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-9,99E+06	-1,21E+07	-1,54E+07	-1,94E+07
E_{DPM} (W)	-2,44E+05	-7,36E+05	-1,35E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,65E+06	-7,37E+06	-8,60E+06	-1,03E+07
Imbal. (kg/s)	7,83E-04	6,74E-07	4,63E-08	8,69E-07	9,23E-06	1,24E-05	1,30E-04	1,38E-06	-2,83E-05	-1,70E-05
Imbal. % m_{in}	4,80E-03	3,52E-06	2,06E-07	3,29E-06	2,98E-05	3,40E-05	3,05E-04	2,75E-06	4,81E-05	2,46E-05
Imbal. (N)	-0,007	-0,022	-0,076	-0,116	-0,187	-0,314	-0,512	-0,795	-1,022	-1,455
Imbal. % F_S	0,114	0,273	0,658	0,701	0,819	0,996	1,176	1,307	1,211	1,230
Imbal. (W)	-2011,292	-79,703	-332,403	-40,404	-69,335	-29,876	-642,573	-14,713	-84,353	-171,848
Imbal. % E_{in}	5,08E-02	1,58E-03	5,20E-03	5,03E-04	6,89E-04	2,37E-04	4,11E-03	7,57E-05	3,51E-04	5,78E-04

Tabla 6.27 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 45º y 100 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,398	-19,429	-23,051	-27,338	-32,173	-38,116	-44,862	-52,874	-61,911	-72,687
m_{DPM} (kg/s)	0,094	0,296	0,548	0,899	1,192	1,660	2,186	2,760	3,109	3,581
F_P (N)	6,344	6,620	6,674	6,704	9,096	12,032	20,250	39,630	78,418	144,253
F_S (N)	-5,801	-8,012	-11,346	-16,451	-22,962	-32,144	-44,953	-63,768	-89,226	-128,980
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,105	-4,056	-9,065	-18,085	-29,310	-50,969	-84,486	-135,925	-195,369	-289,912
ΔM_X (N)	-0,559	-5,425	-13,639	-27,712	-42,996	-70,769	-108,690	-159,261	-205,156	-273,174
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,73E+06	-4,30E+06	-5,05E+06	-5,83E+06	-7,14E+06	-8,54E+06	-1,03E+07	-1,26E+07	-1,63E+07	-2,08E+07
E_{DPM} (W)	-2,31E+05	-7,27E+05	-1,35E+06	-2,21E+06	-2,93E+06	-4,09E+06	-5,39E+06	-6,82E+06	-7,70E+06	-8,90E+06
Imbal. (kg/s)	2,08E-06	2,92E-07	2,09E-03	3,81E-07	-1,79E-04	-1,52E-06	-4,47E-04	-1,22E-03	-4,60E-04	-3,23E-04
Imbal. % m_{in}	1,27E-05	1,52E-06	9,30E-03	1,44E-06	5,79E-04	4,16E-06	1,05E-03	2,43E-03	7,82E-04	4,67E-04
Imbal. (N)	-0,003	-0,022	-0,099	-0,120	-0,180	-0,311	-0,499	-0,802	-1,021	-1,465
Imbal. % F_S	0,051	0,279	0,873	0,727	0,784	0,968	1,111	1,257	1,145	1,136
Imbal. (W)	-98,883	-170,634	-5351,746	-114,581	334,761	3,975	976,396	2773,389	1042,286	675,375
Imbal. % E_{in}	2,50E-03	3,39E-03	8,38E-02	1,43E-03	3,32E-03	3,15E-05	6,24E-03	1,43E-02	4,34E-03	2,27E-03

Tabla 6.28 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 45º y 150 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,399	-19,383	-22,978	-27,214	-31,976	-37,793	-44,406	-52,357	-61,476	-72,257
m_{DPM} (kg/s)	0,095	0,250	0,472	0,775	0,996	1,338	1,731	2,244	2,673	3,151
F_P (N)	6,312	8,104	9,987	12,489	20,340	34,195	58,024	96,282	128,255	191,273
F_S (N)	-5,810	-8,114	-11,522	-16,473	-23,092	-32,527	-47,138	-74,656	-92,978	-121,463
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,098	-4,442	-9,820	-19,536	-32,303	-57,249	-95,702	-151,375	-210,879	-307,644
ΔM_X (N)	-0,598	-4,433	-11,310	-23,422	-34,910	-55,325	-84,369	-129,051	-174,648	-236,709
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,73E+06	-4,41E+06	-5,22E+06	-6,11E+06	-7,59E+06	-9,28E+06	-1,13E+07	-1,38E+07	-1,73E+07	-2,18E+07
E_{DPM} (W)	-2,33E+05	-6,19E+05	-1,17E+06	-1,92E+06	-2,48E+06	-3,34E+06	-4,34E+06	-5,63E+06	-6,70E+06	-7,91E+06
Imbal. (kg/s)	7,53E-07	-1,97E-06	-7,76E-07	1,01E-06	-2,61E-06	1,82E-04	-9,61E-05	-8,24E-07	-1,84E-03	-7,45E-04
Imbal. % m_{in}	4,62E-06	1,03E-05	3,45E-06	3,84E-06	8,42E-06	4,99E-04	2,25E-04	1,64E-06	3,13E-03	1,08E-03
Imbal. (N)	0,003	-0,018	-0,045	-0,098	-0,145	-0,256	-0,447	-0,698	-0,953	-1,125
Imbal. % F_S	0,044	0,223	0,389	0,593	0,628	0,787	0,949	0,935	1,025	0,927
Imbal. (W)	-52,498	-123,485	-89,152	-92,514	-9,649	-427,326	188,626	4,693	4206,716	1700,093
Imbal. % E_{in}	1,33E-03	2,46E-03	1,40E-03	1,15E-03	9,58E-05	3,38E-03	1,21E-03	2,41E-05	1,75E-02	5,72E-03

Tabla 6.29 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 45º y 200 µm (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,402	-19,431	-23,047	-27,336	-32,180	-38,155	-44,974	-53,113	-62,301	-73,305
m_{DPM} (kg/s)	0,098	0,299	0,541	0,896	1,200	1,700	2,300	3,000	3,500	4,200
F_P (N)	7,269	10,353	15,929	24,603	36,919	57,077	88,094	137,226	203,954	307,237
F_S (N)	-5,838	-8,581	-12,465	-17,689	-24,344	-33,634	-46,537	-65,222	-91,189	-128,087
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,114	-7,800	-17,223	-34,612	-56,111	-96,579	-157,570	-248,751	-350,153	-508,159
ΔM_X (N)	-0,684	-5,960	-13,670	-27,535	-43,314	-72,712	-115,309	-175,686	-235,929	-326,871
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,06E+06	-5,83E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-9,99E+06	-1,21E+07	-1,54E+07	-1,94E+07
E_{DPM} (W)	-2,42E+05	-7,34E+05	-1,33E+06	-2,20E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,65E+06	-7,37E+06	-8,60E+06	-1,03E+07
Imbal. (kg/s)	-5,19E-07	1,17E-03	4,80E-07	3,50E-07	1,40E-09	7,16E-07	2,74E-04	2,02E-07	-4,61E-06	1,62E-06
Imbal. % m_{in}	3,18E-06	6,13E-03	2,13E-06	1,32E-06	4,53E-09	1,97E-06	6,42E-04	4,03E-07	7,84E-06	2,34E-06
Imbal. (N)	0,001	-0,068	-0,089	-0,163	-0,223	-0,425	-0,704	-1,061	-1,460	-2,138
Imbal. % F_S	0,018	0,788	0,711	0,924	0,915	1,263	1,513	1,626	1,601	1,669
Imbal. (W)	-64,700	-3009,898	-271,378	-222,704	-1,569	-2,094	-685,065	0,287	101,318	191,261
Imbal. % E_{in}	1,63E-03	5,98E-02	4,25E-03	2,77E-03	1,56E-05	1,66E-05	4,38E-03	1,48E-06	4,22E-04	6,44E-04

Tabla 6.30 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 25º y 100 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,401	-19,431	-23,054	-27,338	-32,180	-38,155	-44,953	-53,013	-62,133	-73,013
m_{DPM} (kg/s)	0,097	0,298	0,548	0,898	1,200	1,700	2,278	2,900	3,332	3,909
F_P (N)	7,306	10,248	15,905	24,800	37,402	58,287	92,182	149,691	227,614	352,124
F_S (N)	-5,848	-8,494	-12,490	-17,957	-24,891	-34,791	-48,674	-68,893	-96,318	-135,845
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,081	-7,769	-17,428	-34,680	-56,118	-96,602	-158,059	-250,656	-355,653	-519,801
ΔM_X (N)	-0,622	-5,979	-13,931	-27,684	-43,380	-72,690	-113,844	-168,805	-222,937	-301,545
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,04E+06	-5,83E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-1,00E+07	-1,23E+07	-1,58E+07	-2,01E+07
E_{DPM} (W)	-2,38E+05	-7,31E+05	-1,35E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,60E+06	-7,14E+06	-8,21E+06	-9,65E+06
Imbal. (kg/s)	2,19E-07	9,17E-07	5,91E-07	2,54E-07	-8,54E-07	-7,20E-07	3,51E-07	5,76E-06	7,30E-04	1,59E-03
Imbal. % m_{in}	1,34E-06	4,79E-06	2,63E-06	9,60E-07	2,76E-06	1,98E-06	8,22E-07	1,15E-05	1,24E-03	2,30E-03
Imbal. (N)	0,000	-0,037	-0,082	-0,154	-0,227	-0,417	-0,706	-1,053	-1,419	-1,978
Imbal. % F_S	0,008	0,430	0,654	0,856	0,911	1,198	1,451	1,528	1,474	1,456
Imbal. (W)	-119,768	-149,412	-169,767	-233,427	108,618	-8,122	-33,628	6,824	-1698,846	-3694,471
Imbal. % E_{in}	3,02E-03	2,97E-03	2,66E-03	2,91E-03	1,08E-03	6,43E-05	2,15E-04	3,51E-05	7,07E-03	1,24E-02

Tabla 6.31 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 25º y 150 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,399	-19,411	-23,041	-27,306	-32,093	-37,975	-44,644	-52,563	-61,557	-72,130
m_{DPM} (kg/s)	0,095	0,279	0,535	0,866	1,113	1,519	1,969	2,450	2,753	3,025
F_P (N)	7,361	10,701	16,146	25,941	42,183	70,283	116,566	192,971	292,272	475,413
F_S (N)	-5,874	-8,394	-12,450	-18,098	-25,318	-35,715	-50,416	-72,194	-103,000	-163,548
F_{DPM} (N)	-2,092	-7,856	-17,472	-34,811	-57,439	-99,946	-165,062	-264,163	-375,976	-554,492
ΔM_X (N)	-0,603	-5,509	-13,692	-26,807	-40,354	-64,993	-98,295	-142,438	-185,335	-240,797
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,73E+06	-4,34E+06	-5,07E+06	-5,90E+06	-7,32E+06	-8,86E+06	-1,08E+07	-1,33E+07	-1,71E+07	-2,21E+07
E_{DPM} (W)	-2,35E+05	-6,87E+05	-1,32E+06	-2,13E+06	-2,75E+06	-3,76E+06	-4,89E+06	-6,11E+06	-6,88E+06	-7,63E+06
Imbal. (kg/s)	2,25E-07	7,72E-07	1,27E-06	9,09E-07	-6,38E-05	-2,49E-06	-2,48E-06	-1,41E-06	-2,06E-03	-6,72E-06
Imbal. % m_{in}	1,38E-06	4,04E-06	5,65E-06	3,44E-06	2,06E-04	6,84E-06	5,80E-06	2,82E-06	3,50E-03	9,72E-06
Imbal. (N)	-0,003	-0,041	-0,084	-0,161	-0,220	-0,385	-0,617	-0,948	-1,369	-1,830
Imbal. % F_S	0,048	0,485	0,678	0,892	0,868	1,079	1,224	1,313	1,329	1,119
Imbal. (W)	-122,824	-220,873	-214,627	-309,680	146,313	39,573	27,913	2,224	4692,821	-210,887
Imbal. % E_{in}	3,10E-03	4,39E-03	3,36E-03	3,85E-03	1,45E-03	3,13E-04	1,78E-04	1,14E-05	1,95E-02	7,10E-04

Tabla 6.32 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 25º y 200 µm (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,401	-19,431	-23,054	-27,336	-32,180	-38,155	-44,975	-53,113	-62,302	-73,305
m_{DPM} (kg/s)	0,098	0,299	0,548	0,896	1,200	1,700	2,300	3,000	3,500	4,200
F_P (N)	7,092	9,495	14,159	21,246	31,564	48,067	73,625	114,599	171,995	261,138
F_S (N)	-5,828	-8,474	-12,389	-17,718	-24,471	-34,016	-47,347	-66,623	-92,955	-130,677
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,911	-7,050	-15,752	-31,284	-50,719	-87,292	-142,433	-224,849	-316,517	-459,296
ΔM_x (N)	-0,619	-5,967	-13,908	-27,612	-43,403	-72,893	-115,541	-175,902	-236,225	-327,087
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,04E+06	-5,83E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-9,99E+06	-1,21E+07	-1,54E+07	-1,94E+07
E_{DPM} (W)	-2,42E+05	-7,34E+05	-1,35E+06	-2,20E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,65E+06	-7,37E+06	-8,60E+06	-1,03E+07
Imbal. (kg/s)	1,56E-03	1,17E-03	2,02E-07	1,29E-07	7,33E-05	-1,24E-05	1,69E-05	-2,25E-06	2,49E-05	-2,01E-06
Imbal. % m_{in}	9,58E-03	6,13E-03	8,96E-07	4,90E-07	2,37E-04	3,40E-05	3,96E-05	4,48E-06	4,24E-05	2,91E-06
Imbal. (N)	-0,029	-0,062	-0,073	-0,143	-0,223	-0,349	-0,615	-0,971	-1,251	-1,748
Imbal. % F_S	0,499	0,729	0,593	0,807	0,913	1,025	1,298	1,458	1,346	1,337
Imbal. (W)	-3940,853	-3020,782	-178,157	-260,292	-182,426	11,638	-55,714	-222,365	83,505	150,355
Imbal. % E_{in}	9,95E-02	6,01E-02	2,79E-03	3,24E-03	1,81E-03	9,22E-05	3,56E-04	1,14E-03	3,48E-04	5,06E-04

Tabla 6.33 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 35º y 100 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,402	-19,431	-23,051	-27,339	-32,180	-38,155	-44,947	-52,980	-62,052	-72,779
m_{DPM} (kg/s)	0,098	0,298	0,546	0,900	1,200	1,700	2,273	2,867	3,251	3,674
F_P (N)	7,095	9,373	13,993	21,368	31,917	49,272	78,646	132,575	208,171	344,051
F_S (N)	-5,843	-8,319	-12,307	-17,941	-24,907	-35,091	-49,620	-71,353	-101,293	-150,976
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,911	-7,022	-15,690	-31,399	-50,722	-87,314	-143,042	-228,447	-324,835	-480,400
ΔM_x (N)	-0,695	-5,934	-13,927	-27,843	-43,493	-72,763	-113,411	-166,336	-216,757	-285,588
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,05E+06	-5,82E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-1,01E+07	-1,24E+07	-1,60E+07	-2,06E+07
E_{DPM} (W)	-2,42E+05	-7,31E+05	-1,34E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,59E+06	-7,07E+06	-8,03E+06	-9,11E+06
Imbal. (kg/s)	-4,19E-07	2,94E-07	1,01E-06	-3,90E-07	1,02E-05	3,34E-06	1,17E-05	-7,41E-07	4,58E-04	5,95E-06
Imbal. % m_{in}	2,57E-06	1,54E-06	4,48E-06	1,47E-06	3,30E-05	9,16E-06	2,74E-05	1,48E-06	7,79E-04	8,62E-06
Imbal. (N)	0,036	-0,035	-0,077	-0,129	-0,217	-0,369	-0,605	-0,889	-1,199	-1,737
Imbal. % F_S	0,611	0,417	0,626	0,720	0,873	1,052	1,219	1,245	1,184	1,151
Imbal. (W)	-149,265	-245,753	-228,867	24,580	4,862	35,899	-16,852	2,053	-1051,815	-1,749
Imbal. % E_{in}	3,77E-03	4,89E-03	3,58E-03	3,06E-04	4,83E-05	2,84E-04	1,08E-04	1,06E-05	4,38E-03	5,89E-06

Tabla 6.34 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 35º y 150 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,398	-19,419	-23,031	-27,306	-32,061	-37,903	-44,510	-52,517	-61,600	-72,393
m_{DPM} (kg/s)	0,094	0,286	0,524	0,866	1,080	1,447	1,836	2,403	2,797	3,288
F_P (N)	7,183	9,908	14,776	22,479	38,765	66,769	116,679	178,664	251,536	371,616
F_S (N)	-5,863	-8,262	-12,249	-17,941	-25,344	-36,300	-55,237	-77,295	-99,297	-131,283
F_{DPM} (N)	-1,902	-7,045	-16,076	-31,499	-52,575	-92,160	-153,413	-241,582	-340,133	-495,956
ΔM_x (N)	-0,580	-5,371	-13,474	-26,823	-38,953	-61,356	-91,448	-139,405	-186,871	-254,365
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,73E+06	-4,33E+06	-5,10E+06	-5,90E+06	-7,40E+06	-9,03E+06	-1,11E+07	-1,34E+07	-1,70E+07	-2,15E+07
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,31E+05	-7,04E+05	-1,29E+06	-2,13E+06	-2,67E+06	-3,59E+06	-4,58E+06	-6,00E+06	-6,98E+06	-8,23E+06
Imbal. (kg/s)	5,11E-06	1,26E-07	-8,29E-04	8,05E-07	-2,32E-04	2,17E-06	4,05E-04	-1,40E-03	-1,32E-03	-1,84E-06
Imbal. % m_{in}	3,14E-05	6,60E-07	3,68E-03	3,05E-06	7,48E-04	5,94E-06	9,48E-04	2,79E-03	2,24E-03	2,67E-06
Imbal. (N)	-0,003	-0,027	-0,075	-0,138	-0,201	-0,336	-0,523	-0,808	-1,023	-1,258
Imbal. % F_S	0,043	0,331	0,615	0,769	0,793	0,926	0,947	1,046	1,030	0,958
Imbal. (W)	-121,010	-176,658	1919,110	-178,078	522,535	-8,480	-936,689	3151,836	2981,227	-7,238
Imbal. % E_{in}	3,05E-03	3,51E-03	3,00E-02	2,22E-03	5,19E-03	6,72E-05	5,99E-03	1,62E-02	1,24E-02	2,44E-05

Tabla 6.35 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 35º y 200 µm (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,401	-19,431	-23,054	-27,336	-32,180	-38,155	-44,975	-53,113	-62,302	-73,305
m_{DPM} (kg/s)	0,097	0,298	0,548	0,896	1,200	1,700	2,300	3,000	3,500	4,200
F_P (N)	6,825	8,387	11,756	16,688	24,302	35,709	53,646	83,282	128,081	197,929
F_S (N)	-5,813	-8,287	-12,154	-17,464	-24,172	-33,639	-46,852	-65,992	-92,161	-129,854
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,623	-6,062	-13,597	-27,005	-43,782	-75,362	-122,949	-194,100	-273,227	-396,475
ΔM_x (N)	-0,613	-5,930	-13,924	-27,643	-43,452	-72,953	-115,617	-175,969	-236,176	-326,802
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,04E+06	-5,83E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-9,99E+06	-1,21E+07	-1,54E+07	-1,94E+07
E_{DPM} (W)	-2,38E+05	-7,31E+05	-1,35E+06	-2,20E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,65E+06	-7,37E+06	-8,60E+06	-1,03E+07
Imbal. (kg/s)	1,00E-06	1,12E-06	6,43E-08	3,57E-07	5,37E-08	-3,09E-06	1,95E-05	-8,75E-06	-2,09E-05	-5,98E-06
Imbal. % m_{in}	6,15E-06	5,86E-06	2,86E-07	1,35E-06	1,73E-07	8,48E-06	4,56E-05	1,75E-05	3,55E-05	8,66E-06
Imbal. (N)	0,001	-0,033	-0,072	-0,137	-0,201	-0,338	-0,538	-0,841	-1,131	-1,598
Imbal. % F_S	0,021	0,393	0,594	0,787	0,830	1,005	1,148	1,275	1,227	1,231
Imbal. (W)	-124,090	-176,252	-236,978	-345,061	-3,029	-17,681	-94,663	-23,017	31,275	32,251
Imbal. % E_{in}	3,13E-03	3,50E-03	3,71E-03	4,29E-03	3,01E-05	1,40E-04	6,05E-04	1,18E-04	1,30E-04	1,09E-04

Tabla 6.36 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 45º y 100 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,401	-19,431	-23,051	-27,339	-32,180	-38,149	-44,981	-52,807	-61,718	-72,816
m_{DPM} (kg/s)	0,097	0,298	0,546	0,900	1,200	1,693	2,207	2,694	2,916	3,710
F_P (N)	6,828	8,512	11,530	16,715	24,720	37,819	64,985	121,068	213,141	275,491
F_S (N)	-5,830	-8,149	-11,965	-17,570	-24,518	-34,756	-49,847	-75,634	-118,438	-144,963
$F_{DPM,X}$ (N)	-1,623	-6,062	-13,544	-27,107	-43,784	-75,500	-125,066	-202,545	-292,786	-416,471
ΔM_x (N)	-0,626	-5,674	-13,907	-27,836	-43,389	-72,096	-109,385	-156,258	-196,976	-284,402
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,05E+06	-5,82E+06	-7,12E+06	-8,46E+06	-1,02E+07	-1,28E+07	-1,68E+07	-2,05E+07
E_{DPM} (W)	-2,38E+05	-7,31E+05	-1,34E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,16E+06	-5,44E+06	-6,67E+06	-7,26E+06	-9,20E+06
Imbal. (kg/s)	2,50E-06	2,17E-07	1,79E-06	1,10E-04	-1,06E-05	-1,33E-04	3,99E-04	-1,21E-06	-1,78E-04	-1,52E-03
Imbal. % m_{in}	1,54E-05	1,13E-06	7,94E-06	4,14E-04	3,41E-05	3,66E-04	9,36E-04	2,42E-06	3,02E-04	2,21E-03
Imbal. (N)	0,001	-0,025	-0,072	-0,127	-0,194	-0,342	-0,542	-0,852	-1,108	-1,541
Imbal. % F_S	0,012	0,308	0,598	0,720	0,791	0,983	1,088	1,127	0,935	1,063
Imbal. (W)	-117,021	-165,228	-197,354	-251,722	-7,371	281,873	-922,370	-12,358	375,554	3408,162
Imbal. % E_{in}	2,95E-03	3,29E-03	3,09E-03	3,13E-03	7,32E-05	2,23E-03	5,90E-03	6,36E-05	1,56E-03	1,15E-02

Tabla 6.37 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 45º y 150 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,401	-19,428	-23,034	-27,263	-32,033	-37,915	-44,626	-52,572	-61,597	-72,324
m_{DPM} (kg/s)	0,097	0,297	0,529	0,824	1,052	1,460	1,951	2,459	2,794	3,218
F_P (N)	6,861	8,806	12,688	20,473	33,548	57,425	82,934	129,932	193,960	299,010
F_S (N)	-5,843	-8,208	-11,880	-17,575	-24,800	-39,542	-49,188	-65,105	-86,986	-118,259
F_{DPM} (N)	-1,623	-6,071	-13,869	-28,078	-46,146	-80,060	-130,845	-208,483	-295,693	-433,564
ΔM_x (N)	-0,610	-5,401	-13,008	-25,061	-37,213	-61,839	-96,621	-142,993	-187,851	-251,763
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,31E+06	-5,09E+06	-6,00E+06	-7,46E+06	-9,00E+06	-1,08E+07	-1,33E+07	-1,70E+07	-2,16E+07
E_{DPM} (W)	-2,38E+05	-7,29E+05	-1,30E+06	-2,04E+06	-2,61E+06	-3,62E+06	-4,85E+06	-6,13E+06	-6,98E+06	-8,07E+06
Imbal. (kg/s)	2,23E-06	1,89E-03	1,93E-07	-1,02E-07	2,05E-04	-1,29E-06	-9,34E-07	-1,84E-06	-1,25E-03	-9,62E-06
Imbal. % m_{in}	1,37E-05	9,89E-03	8,59E-07	3,84E-07	6,62E-04	3,53E-06	2,19E-06	3,68E-06	2,13E-03	1,39E-05
Imbal. (N)	0,004	-0,072	-0,054	-0,118	-0,186	-0,338	-0,479	-0,663	-0,868	-1,050
Imbal. % F_S	0,061	0,872	0,451	0,672	0,750	0,854	0,973	1,018	0,998	0,888
Imbal. (W)	-44,306	-4791,688	-13,405	4,965	-482,182	-55,354	-12,320	-6,175	2852,953	-9,773
Imbal. % E_{in}	1,12E-03	9,53E-02	2,10E-04	6,18E-05	4,79E-03	4,38E-04	7,88E-05	3,18E-05	1,19E-02	3,29E-05

Tabla 6.38 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 45º y 200 µm (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,401	-19,432	-23,051	-27,338	-32,180	-38,155	-44,975	-53,113	-62,302	-73,305
m_{DPM} (kg/s)	0,098	0,299	0,546	0,898	1,200	1,700	2,300	3,000	3,500	4,200
F_P (N)	7,852	13,207	22,137	36,760	56,437	90,658	142,882	223,838	325,988	484,124
F_S (N)	-5,912	-8,881	-12,946	-18,401	-25,346	-35,278	-49,150	-69,339	-96,975	-136,111
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,819	-10,420	-23,146	-46,240	-74,775	-128,772	-210,093	-331,670	-466,917	-677,554
ΔM_X (N)	-0,830	-6,035	-13,860	-27,706	-43,442	-72,921	-115,546	-175,925	-236,219	-327,069
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,05E+06	-5,83E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-9,99E+06	-1,21E+07	-1,54E+07	-1,94E+07
E_{DPM} (W)	-2,42E+05	-7,36E+05	-1,34E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,65E+06	-7,37E+06	-8,60E+06	-1,03E+07
Imbal. (kg/s)	1,56E-03	5,86E-04	2,97E-07	2,54E-08	2,22E-06	-8,31E-06	-7,25E-07	-8,75E-07	-5,69E-06	-3,86E-08
Imbal. % m_{in}	9,59E-03	3,06E-03	1,32E-06	9,59E-08	7,17E-06	2,28E-05	1,70E-06	1,75E-06	9,67E-06	5,59E-08
Imbal. (N)	-0,048	-0,059	-0,095	-0,175	-0,241	-0,472	-0,815	-1,245	-1,685	-2,472
Imbal. % F_S	0,819	0,667	0,733	0,950	0,951	1,337	1,658	1,796	1,737	1,816
Imbal. (W)	-3920,947	-1536,230	-200,553	-152,495	-6,536	140,439	-11,215	-0,883	462,968	167,853
Imbal. % E_{in}	9,90E-02	3,05E-02	3,14E-03	1,90E-03	6,49E-05	1,11E-03	7,17E-05	4,54E-06	1,93E-03	5,65E-04

Tabla 6.39 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 25º y 100 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,403	-19,431	-23,054	-27,336	-32,180	-38,155	-44,968	-53,030	-62,143	-73,000
m_{DPM} (kg/s)	0,099	0,298	0,548	0,896	1,200	1,700	2,293	2,917	3,341	3,895
F_P (N)	8,023	13,101	22,185	36,969	57,033	92,082	146,343	236,402	349,979	532,688
F_S (N)	-5,895	-8,822	-13,022	-18,708	-25,965	-36,554	-51,449	-73,366	-102,960	-146,283
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,842	-10,359	-23,237	-46,149	-74,825	-128,804	-210,277	-333,933	-472,156	-689,855
ΔM_X (N)	-0,713	-6,039	-13,983	-27,707	-43,498	-72,814	-114,587	-169,674	-223,498	-301,096
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,04E+06	-5,83E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-1,00E+07	-1,23E+07	-1,58E+07	-2,01E+07
E_{DPM} (W)	-2,44E+05	-7,31E+05	-1,35E+06	-2,20E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,63E+06	-7,18E+06	-8,24E+06	-9,62E+06
Imbal. (kg/s)	-3,04E-07	6,76E-07	7,23E-07	4,86E-07	-4,47E-06	-3,25E-06	4,75E-06	5,96E-05	7,88E-05	1,79E-06
Imbal. % m_{in}	1,86E-06	3,53E-06	3,21E-06	1,84E-06	1,44E-05	8,91E-06	1,11E-05	1,19E-04	1,34E-04	2,60E-06
Imbal. (N)	0,000	-0,041	-0,091	-0,181	-0,258	-0,463	-0,796	-1,223	-1,639	-2,354
Imbal. % F_S	0,004	0,467	0,702	0,965	0,995	1,266	1,548	1,667	1,591	1,609
Imbal. (W)	-96,318	-123,566	-166,140	-192,008	99,199	83,775	-46,533	-134,428	-129,026	-52,557
Imbal. % E_{in}	2,43E-03	2,46E-03	2,60E-03	2,39E-03	9,85E-04	6,64E-04	2,97E-04	6,91E-04	5,37E-04	1,77E-04

Tabla 6.40 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 25º y 150 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,402	-19,428	-23,054	-27,315	-32,118	-37,997	-44,654	-52,522	-61,400	-72,314
m_{DPM} (kg/s)	0,098	0,295	0,548	0,876	1,138	1,542	1,979	2,409	2,596	3,206
F_P (N)	8,053	12,914	22,095	38,325	60,731	103,031	171,480	285,151	414,352	484,776
F_S (N)	-5,917	-8,695	-13,020	-19,020	-26,447	-37,590	-53,462	-78,874	-120,329	-151,761
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,820	-10,277	-23,238	-46,631	-75,778	-131,762	-217,465	-348,390	-473,939	-583,724
ΔM_X (N)	-0,682	-6,015	-14,073	-27,167	-41,241	-65,871	-98,714	-140,947	-178,305	-248,846
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,04E+06	-5,88E+06	-7,27E+06	-8,81E+06	-1,07E+07	-1,34E+07	-1,75E+07	-2,17E+07
E_{DPM} (W)	-2,42E+05	-7,26E+05	-1,35E+06	-2,16E+06	-2,80E+06	-3,81E+06	-4,91E+06	-6,01E+06	-6,52E+06	-8,04E+06
Imbal. (kg/s)	4,54E-07	8,48E-07	3,25E-07	-8,55E-07	-9,09E-06	-6,97E-07	2,41E-04	1,75E-04	-1,93E-03	-2,88E-03
Imbal. % m_{in}	2,78E-06	4,43E-06	1,44E-06	3,23E-06	2,93E-05	1,91E-06	5,66E-04	3,50E-04	3,28E-03	4,17E-03
Imbal. (N)	-0,002	-0,043	-0,090	-0,159	-0,252	-0,450	-0,732	-1,166	-1,610	-1,864
Imbal. % F_S	0,030	0,494	0,694	0,835	0,952	1,197	1,370	1,478	1,338	1,228
Imbal. (W)	-91,264	-180,764	-221,247	-19,148	42,948	50,191	-540,092	-434,330	4207,093	6399,865
Imbal. % E_{in}	2,30E-03	3,59E-03	3,46E-03	2,38E-04	4,26E-04	3,98E-04	3,45E-03	2,23E-03	1,75E-02	2,15E-02

Tabla 6.41 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 25º y 200 µm (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,401	-19,431	-23,051	-27,338	-32,180	-38,155	-44,975	-53,113	-62,302	-73,305
m_{DPM} (kg/s)	0,097	0,298	0,546	0,898	1,200	1,700	2,300	3,000	3,500	4,200
F_P (N)	7,684	12,101	19,850	32,379	49,427	78,844	123,909	194,184	284,310	424,151
F_S (N)	-5,874	-8,797	-12,914	-18,511	-25,595	-35,903	-50,378	-71,444	-99,927	-140,706
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,508	-9,363	-20,920	-41,793	-67,629	-116,403	-189,902	-299,806	-422,026	-612,398
ΔM_x (N)	-0,697	-6,021	-13,899	-27,780	-43,554	-73,079	-115,722	-176,067	-236,264	-326,889
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,05E+06	-5,83E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-9,99E+06	-1,21E+07	-1,54E+07	-1,94E+07
E_{DPM} (W)	-2,38E+05	-7,31E+05	-1,34E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,65E+06	-7,37E+06	-8,60E+06	-1,03E+07
Imbal. (kg/s)	-7,72E-07	6,13E-07	5,27E-07	-2,03E-07	2,25E-06	-5,06E-06	1,32E-04	-6,33E-06	-3,64E-06	7,60E-06
Imbal. % m_{in}	4,74E-06	3,20E-06	2,34E-06	7,68E-07	7,27E-06	1,39E-05	3,09E-04	1,26E-05	6,19E-06	1,10E-05
Imbal. (N)	0,000	-0,038	-0,084	-0,145	-0,244	-0,383	-0,649	-1,000	-1,379	-2,064
Imbal. % F_S	0,002	0,427	0,652	0,784	0,954	1,068	1,288	1,399	1,380	1,467
Imbal. (W)	-85,472	-124,047	-193,105	-185,683	-6,697	243,528	-222,415	190,346	85,229	-285,510
Imbal. % E_{in}	2,16E-03	2,47E-03	3,02E-03	2,31E-03	6,65E-05	1,93E-03	1,42E-03	9,79E-04	3,55E-04	9,61E-04

Tabla 6.42 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 35º y 100 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,401	-19,428	-23,056	-27,340	-32,180	-38,155	-44,949	-52,912	-61,766	-72,843
m_{DPM} (kg/s)	0,097	0,295	0,550	0,900	1,200	1,700	2,274	2,799	2,965	3,738
F_P (N)	7,753	11,917	19,854	32,671	50,042	80,645	130,266	222,396	362,134	502,590
F_S (N)	-5,887	-8,661	-12,958	-18,866	-26,230	-37,431	-53,750	-80,682	-125,437	-161,096
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,508	-9,289	-21,082	-41,875	-67,630	-116,418	-190,504	-305,318	-439,592	-631,199
ΔM_x (N)	-0,642	-5,995	-14,115	-27,928	-43,600	-72,800	-113,339	-162,636	-201,637	-288,047
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,04E+06	-5,82E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-1,01E+07	-1,25E+07	-1,66E+07	-2,05E+07
E_{DPM} (W)	-2,38E+05	-7,26E+05	-1,35E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,59E+06	-6,91E+06	-7,37E+06	-9,26E+06
Imbal. (kg/s)	9,56E-07	1,42E-06	-3,54E-07	-1,60E-07	-1,38E-05	2,22E-06	8,04E-05	7,86E-07	3,00E-06	-3,00E-06
Imbal. % m_{in}	5,87E-06	7,43E-06	1,57E-06	6,07E-07	4,45E-05	6,08E-06	1,88E-04	1,57E-06	5,11E-06	4,34E-06
Imbal. (N)	0,000	-0,038	-0,072	-0,142	-0,217	-0,404	-0,649	-0,968	-1,258	-1,658
Imbal. % F_S	0,006	0,444	0,556	0,754	0,828	1,078	1,207	1,200	1,003	1,029
Imbal. (W)	-96,371	-162,220	-37,223	15,269	8,795	17,956	-206,584	-26,452	15,917	-269,908
Imbal. % E_{in}	2,43E-03	3,23E-03	5,83E-04	1,90E-04	8,73E-05	1,42E-04	1,32E-03	1,36E-04	6,63E-05	9,08E-04

Tabla 6.43 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 35º y 150 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,402	-19,432	-23,050	-27,297	-32,074	-37,997	-44,653	-52,627	-61,674	-72,444
m_{DPM} (kg/s)	0,099	0,299	0,544	0,857	1,093	1,542	1,978	2,514	2,873	3,339
F_P (N)	7,783	11,907	19,978	34,934	56,667	102,002	152,840	237,919	345,078	516,474
F_S (N)	-5,905	-8,504	-12,913	-19,176	-26,946	-42,783	-54,820	-72,549	-97,415	-133,531
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,568	-9,418	-21,146	-42,425	-69,311	-121,397	-197,197	-312,806	-442,194	-645,478
ΔM_x (N)	-0,671	-5,969	-14,006	-26,527	-39,379	-61,812	-98,656	-146,720	-193,664	-261,494
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,05E+06	-5,92E+06	-7,37E+06	-8,81E+06	-1,07E+07	-1,32E+07	-1,69E+07	-2,14E+07
E_{DPM} (W)	-2,44E+05	-7,36E+05	-1,34E+06	-2,11E+06	-2,70E+06	-3,81E+06	-4,91E+06	-6,25E+06	-7,16E+06	-8,34E+06
Imbal. (kg/s)	7,83E-04	5,85E-04	1,49E-07	-3,33E-04	-3,36E-06	-6,97E-07	-7,42E-07	1,13E-06	-3,67E-08	-1,72E-04
Imbal. % m_{in}	4,80E-03	3,06E-03	6,64E-07	1,26E-03	1,08E-05	1,91E-06	1,74E-06	2,26E-06	6,24E-08	2,49E-04
Imbal. (N)	-0,019	-0,047	-0,075	-0,139	-0,212	-0,366	-0,522	-0,716	-0,867	-1,040
Imbal. % F_S	0,320	0,552	0,584	0,726	0,785	0,854	0,951	0,987	0,890	0,779
Imbal. (W)	-1974,106	-1486,591	-16,683	775,941	-1,159	50,191	-17,721	-3,023	-3,435	385,696
Imbal. % E_{in}	4,98E-02	2,96E-02	2,61E-04	9,66E-03	1,15E-05	3,98E-04	1,13E-04	1,56E-05	1,43E-05	1,30E-03

Tabla 6.44 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 35º y 200 µm (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,401	-19,431	-23,054	-27,339	-32,180	-38,155	-44,975	-53,113	-62,302	-73,305
m_{DPM} (kg/s)	0,097	0,298	0,549	0,900	1,200	1,700	2,300	3,000	3,500	4,200
F_P (N)	7,383	10,645	16,781	26,448	39,900	62,587	97,560	152,958	226,776	342,137
F_S (N)	-5,852	-8,617	-12,705	-18,306	-25,326	-35,561	-49,961	-71,079	-99,785	-141,613
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,165	-8,082	-18,166	-36,130	-58,379	-100,491	-163,935	-258,801	-364,301	-528,633
ΔM_x (N)	-0,634	-6,018	-13,985	-27,840	-43,589	-73,116	-115,747	-175,984	-236,043	-326,339
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,04E+06	-5,83E+06	-7,12E+06	-8,45E+06	-9,99E+06	-1,21E+07	-1,54E+07	-1,94E+07
E_{DPM} (W)	-2,38E+05	-7,31E+05	-1,35E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,18E+06	-5,65E+06	-7,37E+06	-8,60E+06	-1,03E+07
Imbal. (kg/s)	3,59E-07	8,46E-07	1,07E-03	4,39E-04	-1,05E-07	4,07E-05	2,72E-06	9,86E-06	5,92E-06	5,75E-06
Imbal. % m_{in}	2,20E-06	4,42E-06	4,77E-03	1,66E-03	3,39E-07	1,12E-04	6,36E-06	1,97E-05	1,01E-05	8,32E-06
Imbal. (N)	0,000	-0,035	-0,105	-0,148	-0,215	-0,349	-0,589	-0,938	-1,267	-1,770
Imbal. % F_S	0,000	0,410	0,827	0,807	0,850	0,980	1,179	1,320	1,269	1,250
Imbal. (W)	-103,093	-151,656	-2875,235	-1200,909	-0,267	-121,190	136,516	-57,262	1,300	-13,112
Imbal. % E_{in}	2,60E-03	3,02E-03	4,50E-02	1,49E-02	2,66E-06	9,60E-04	8,73E-04	2,95E-04	5,41E-06	4,41E-05

Tabla 6.45 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 45º y 100 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,401	-19,432	-23,056	-27,340	-32,180	-38,145	-44,784	-52,912	-62,059	-72,988
m_{DPM} (kg/s)	0,097	0,299	0,550	0,900	1,200	1,690	2,108	2,799	3,258	3,883
F_P (N)	7,408	10,523	16,671	26,694	40,678	66,113	121,311	187,846	257,576	375,748
F_S (N)	-5,872	-8,425	-12,650	-18,586	-25,986	-37,706	-59,080	-82,196	-103,558	-135,571
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,165	-8,114	-18,201	-36,147	-58,379	-100,691	-168,332	-265,718	-372,267	-541,091
ΔM_x (N)	-0,629	-5,987	-14,108	-27,901	-43,468	-71,913	-105,501	-159,235	-217,181	-299,530
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,30E+06	-5,04E+06	-5,82E+06	-7,12E+06	-8,47E+06	-1,04E+07	-1,25E+07	-1,60E+07	-2,01E+07
E_{DPM} (W)	-2,38E+05	-7,34E+05	-1,35E+06	-2,21E+06	-2,95E+06	-4,15E+06	-5,21E+06	-6,91E+06	-8,04E+06	-9,59E+06
Imbal. (kg/s)	1,02E-06	3,63E-07	8,94E-06	-4,77E-07	3,67E-06	8,26E-05	-5,08E-04	7,86E-07	4,66E-07	-1,05E-06
Imbal. % m_{in}	6,26E-06	1,90E-06	3,97E-05	1,80E-06	1,18E-05	2,27E-04	1,19E-03	1,57E-06	7,92E-07	1,52E-06
Imbal. (N)	0,001	-0,029	-0,072	-0,138	-0,219	-0,371	-0,599	-0,833	-1,069	-1,384
Imbal. % F_S	0,010	0,340	0,566	0,745	0,843	0,984	1,015	1,014	1,032	1,021
Imbal. (W)	-105,247	-76,071	-35,420	0,654	3,466	-188,903	1106,267	-26,452	7,233	32,925
Imbal. % E_{in}	2,66E-03	1,51E-03	5,54E-04	8,14E-06	3,44E-05	1,50E-03	7,07E-03	1,36E-04	3,01E-05	1,11E-04

Tabla 6.46 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 45º y 150 µm (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	16,304	19,133	22,506	26,440	30,980	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-16,403	-19,433	-23,051	-27,287	-32,108	-38,000	-44,670	-52,581	-61,558	-72,217
m_{DPM} (kg/s)	0,099	0,300	0,545	0,847	1,127	1,544	1,995	2,468	2,756	3,112
F_P (N)	7,487	11,039	16,973	29,722	45,973	72,824	117,714	191,559	287,034	442,661
F_S (N)	-5,890	-8,380	-12,438	-18,984	-27,236	-35,558	-47,651	-65,033	-88,636	-122,583
$F_{DPM,X}$ (N)	-2,217	-8,145	-18,254	-36,838	-59,532	-103,383	-170,528	-272,410	-387,115	-568,373
ΔM_x (N)	-0,623	-5,467	-13,655	-25,962	-40,578	-65,795	-100,013	-145,276	-187,958	-247,325
E_{in} (W)	3,96E+06	5,03E+06	6,39E+06	8,03E+06	1,01E+07	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-3,72E+06	-4,29E+06	-5,05E+06	-5,94E+06	-7,29E+06	-8,81E+06	-1,07E+07	-1,33E+07	-1,71E+07	-2,19E+07
E_{DPM} (W)	-2,44E+05	-7,37E+05	-1,34E+06	-2,09E+06	-2,78E+06	-3,82E+06	-4,95E+06	-6,15E+06	-8,89E+06	-7,82E+06
Imbal. (kg/s)	4,64E-08	9,88E-08	-3,92E-07	-3,45E-04	-4,69E-04	-6,84E-04	-5,22E-04	-3,45E-06	-2,63E-06	-2,37E-06
Imbal. % m_{in}	2,84E-07	5,17E-07	1,74E-06	1,31E-03	1,52E-03	1,88E-03	1,22E-03	6,89E-06	4,48E-06	3,44E-06
Imbal. (N)	0,004	-0,018	-0,065	-0,138	-0,218	-0,322	-0,452	-0,608	-0,759	-0,971
Imbal. % F_S	0,061	0,217	0,523	0,728	0,799	0,906	0,949	0,936	0,856	0,792
Imbal. (W)	-33,058	-13,486	-3,133	793,718	1070,072	1561,835	1192,153	-5,869	-6,923	-1,129
Imbal. % E_{in}	8,34E-04	2,68E-04	4,90E-05	9,88E-03	1,06E-02	1,24E-02	7,62E-03	3,02E-05	2,88E-05	3,80E-06

Tabla 6.47 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 45º y 200 µm (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

En las tablas 6.48 a 6.58 y gráficos 6.10 a 6.14 se resume el procedimiento de verificación y validación seguido con el fin de validar los resultados del estudio de interacción de fases aquí planteado.

V (m/s)	θ (°)	\varnothing (μm)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
2x	25	100	8,34E -06	3,06E -03	3,43E -06	3,08E -06	4,73E -04	5,30E -07	2,45E -06	2,21E -07	8,12E -06	9,94E -06
		150	3,82E -06	1,14E -06	2,24E -06	2,07E -04	2,34E -05	1,61E -03	2,35E -05	5,03E -06	2,74E -05	1,45E -03
		200	1,76E -05	4,77E -07	3,67E -08	3,30E -06	7,73E -06	1,22E -05	8,95E -06	1,85E -03	1,58E -03	1,03E -06
	35	100	4,65E -06	9,67E -05	4,64E -06	3,27E -06	-2,95E -06	1,34E -05	1,66E -05	1,46E -06	5,19E -06	1,39E -05
		150	3,00E -06	1,76E -06	6,02E -07	1,16E -06	1,63E -05	3,79E -04	2,35E -05	1,82E -03	3,57E -06	2,44E -05
		200	2,81E -05	2,06E -06	3,16E -06	6,34E -07	2,01E -05	2,51E -05	2,47E -05	5,32E -06	7,41E -05	6,01E -03
	45	100	4,80E -03	3,52E -06	2,06E -07	3,29E -06	2,98E -05	3,40E -05	3,05E -04	2,75E -06	4,81E -05	2,46E -05
		150	1,27E -05	1,52E -06	9,30E -03	1,44E -06	5,79E -04	4,16E -06	1,05E -03	2,43E -03	7,82E -04	4,67E -04
		200	4,62E -06	1,03E -05	3,45E -06	3,84E -06	8,42E -06	4,99E -04	2,25E -04	1,64E -06	3,13E -03	1,08E -03
3x	25	100	3,18E -06	6,13E -03	2,13E -06	1,32E -06	4,53E -09	1,97E -06	6,42E -04	4,03E -07	7,84E -06	2,34E -06
		150	1,34E -06	4,79E -06	2,63E -06	9,60E -07	2,76E -06	1,98E -06	8,22E -07	1,15E -05	1,24E -03	2,30E -03
		200	1,38E -06	4,04E -06	5,65E -06	3,44E -06	2,06E -04	6,84E -06	5,80E -06	2,82E -06	3,50E -03	9,72E -06
	35	100	9,58E -03	6,13E -03	8,96E -07	4,90E -07	2,37E -04	3,40E -05	3,96E -05	4,48E -06	4,24E -05	2,91E -06
		150	2,57E -06	1,54E -06	4,48E -06	1,47E -06	3,30E -05	9,16E -06	2,74E -05	1,48E -06	7,79E -04	8,62E -06
		200	3,14E -05	6,60E -07	3,68E -03	3,05E -06	7,48E -04	5,94E -06	9,48E -04	2,79E -03	2,24E -03	2,67E -06
	45	100	6,15E -06	5,86E -07	2,86E -07	1,35E -06	1,73E -07	8,48E -06	4,56E -05	1,75E -05	3,55E -05	8,66E -06
		150	1,54E -05	1,13E -06	7,94E -06	4,14E -04	3,41E -05	3,66E -04	9,36E -04	2,42E -06	3,02E -04	2,21E -03
		200	1,37E -05	9,89E -03	8,59E -07	3,84E -07	6,62E -04	3,53E -06	2,19E -06	3,68E -06	2,13E -03	1,39E -05
4x	25	100	9,59E -03	3,06E -03	1,32E -06	9,59E -08	7,17E -06	2,28E -05	1,70E -06	1,75E -06	9,67E -06	5,59E -08
		150	1,86E -06	3,53E -06	3,21E -06	1,84E -06	1,44E -05	8,91E -06	1,11E -05	1,19E -04	1,34E -04	2,60E -06
		200	2,78E -06	4,43E -06	1,44E -06	3,23E -06	2,93E -05	1,91E -06	5,66E -04	3,50E -04	3,28E -03	4,17E -03
	35	100	4,74E -06	3,20E -06	2,34E -06	7,68E -07	7,27E -06	1,39E -05	3,09E -04	1,26E -05	6,19E -06	1,10E -05
		150	5,87E -06	7,43E -06	1,57E -06	6,07E -07	4,45E -05	6,08E -06	1,88E -04	1,57E -06	5,11E -06	4,34E -06
		200	4,80E -03	3,06E -03	6,64E -07	1,26E -03	1,08E -05	1,91E -06	1,74E -06	2,26E -06	6,24E -08	2,49E -04
	45	100	2,20E -06	4,42E -06	4,77E -03	1,66E -03	3,39E -07	1,12E -04	6,36E -06	1,97E -05	1,01E -05	8,32E -06
		150	6,26E -06	1,90E -06	3,97E -05	1,80E -06	1,18E -05	2,27E -04	1,19E -03	1,57E -06	7,92E -07	1,52E -06
		200	2,84E -07	5,17E -07	1,74E -06	1,31E -03	1,52E -03	1,88E -03	1,22E -03	6,89E -06	4,48E -06	3,44E -06

Tabla 6.48 Imbal. % m_{in} ecuación continuidad correspondiente al estudio de interacción de fases (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Imbal. med. % m_{in}	1,07E -03	1,17E -03	6,61E -04	1,81E -04	1,75E -04	1,96E -04	2,90E -04	3,51E -04	7,18E -04	6,70E -04

Tabla 6.49 Valores medios imbal. % m_{in} ecuación continuidad del estudio de interacción de fases (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

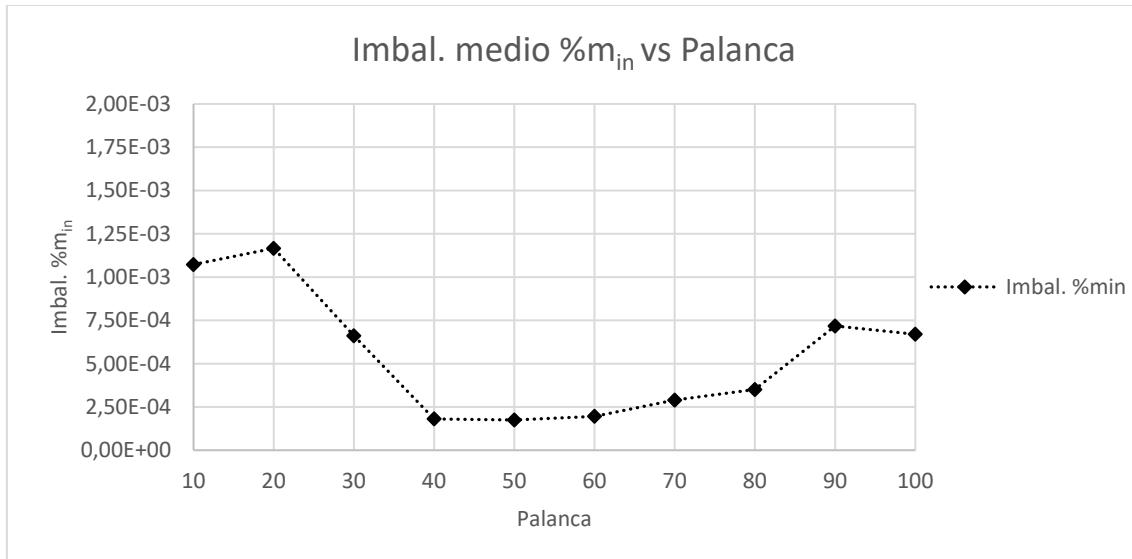


Gráfico 6.10 Imbal. medio %m_{in} de la ecuación de continuidad vs grado de palanca (elaboración propia)

V (m/s)	θ (°)	ϕ (μm)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
2x	25	100	0,039	0,466	0,631	0,777	0,966	1,178	1,410	1,558	1,525	1,457
		150	0,067	0,356	0,605	0,744	0,913	1,184	1,218	1,373	1,274	1,340
		200	0,033	0,387	0,667	0,701	0,815	1,012	1,137	1,194	1,121	1,137
	35	100	0,074	0,210	0,631	0,768	0,868	1,077	1,366	1,365	1,403	1,254
		150	0,029	0,330	0,540	0,733	0,805	1,050	1,155	1,259	1,189	1,142
		200	0,040	0,308	0,454	0,689	0,717	0,868	0,971	1,032	0,999	1,075
	45	100	0,114	0,273	0,658	0,701	0,819	0,996	1,176	1,307	1,211	1,230
		150	0,051	0,279	0,873	0,727	0,784	0,968	1,111	1,257	1,145	1,136
		200	0,044	0,223	0,389	0,593	0,628	0,787	0,949	0,935	1,025	0,927
3x	25	100	0,018	0,788	0,711	0,924	0,915	1,263	1,513	1,626	1,601	1,669
		150	0,008	0,430	0,654	0,856	0,911	1,198	1,451	1,528	1,474	1,456
		200	0,048	0,485	0,678	0,892	0,868	1,079	1,224	1,313	1,329	1,119
	35	100	0,499	0,729	0,593	0,807	0,913	1,025	1,298	1,458	1,346	1,337
		150	0,611	0,417	0,626	0,720	0,873	1,052	1,219	1,245	1,184	1,151
		200	0,043	0,331	0,615	0,769	0,793	0,926	0,947	1,046	1,030	0,958
	45	100	0,021	0,393	0,594	0,787	0,830	1,005	1,148	1,275	1,227	1,231
		150	0,012	0,308	0,598	0,720	0,791	0,983	1,088	1,127	0,935	1,063
		200	0,061	0,872	0,451	0,672	0,750	0,854	0,973	1,018	0,998	0,888
4x	25	100	0,819	0,667	0,733	0,950	0,951	1,337	1,658	1,796	1,737	1,816
		150	0,004	0,467	0,702	0,965	0,995	1,266	1,548	1,667	1,591	1,609
		200	0,030	0,494	0,694	0,835	0,952	1,197	1,370	1,478	1,338	1,228
	35	100	0,002	0,427	0,652	0,784	0,954	1,068	1,288	1,399	1,380	1,467
		150	0,006	0,444	0,556	0,754	0,828	1,078	1,207	1,200	1,003	1,029
		200	0,320	0,552	0,584	0,726	0,785	0,854	0,951	0,987	0,890	0,779
	45	100	0,000	0,410	0,827	0,807	0,850	0,980	1,179	1,320	1,269	1,250
		150	0,010	0,340	0,566	0,745	0,843	0,984	1,015	1,014	1,032	1,021
		200	0,061	0,217	0,523	0,728	0,799	0,906	0,949	0,936	0,856	0,792

Tabla 6.50 Imbal. %F_s ecuación momento correspondiente al estudio de interacción de fases (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Imbal. med. %F _s	0,113	0,430	0,622	0,773	0,849	1,044	1,204	1,286	1,226	1,206

Tabla 6.51 Valores medios imbal. %F_s ecuación momento del estudio de interacción de fases (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

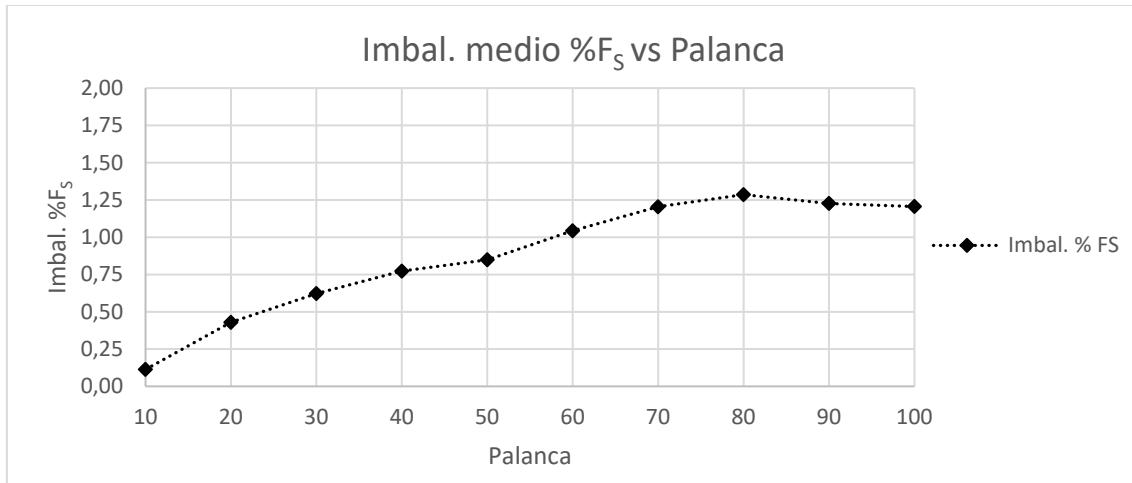


Gráfico 6.11 Imbal. medio %F_S de la ecuación de momento vs grado de palanca (elaboración propia)

V (m/s)	θ (°)	Ø (μm)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
2x	25	100	1,86E-03	2,79E-02	5,79E-04	1,63E-03	3,96E-03	2,84E-05	1,63E-03	1,53E-05	1,90E-03	5,32E-04
		150	3,44E-03	4,27E-03	3,03E-03	4,11E-04	1,87E-04	8,80E-03	1,68E-04	1,92E-04	3,95E-04	7,29E-03
		200	4,48E-03	6,55E-03	4,53E-03	6,67E-04	2,94E-04	1,57E-04	1,85E-04	1,12E-02	8,80E-03	2,96E-05
	35	100	2,36E-03	3,14E-04	2,71E-03	2,85E-03	8,03E-04	3,13E-04	2,22E-03	6,10E-05	1,60E-03	6,77E-04
		150	5,14E-03	3,71E-03	6,00E-04	7,70E-05	6,31E-05	2,42E-03	1,68E-04	1,06E-02	3,01E-05	1,00E-04
		200	4,21E-03	4,10E-03	2,06E-03	1,02E-03	2,80E-04	8,53E-05	5,48E-05	8,03E-05	1,33E-04	3,11E-02
	45	100	5,08E-02	1,58E-03	5,20E-03	5,03E-04	6,89E-04	2,37E-04	4,11E-03	7,57E-05	3,51E-04	5,78E-04
		150	2,50E-03	3,39E-03	8,38E-02	1,43E-03	3,32E-03	3,15E-05	6,24E-03	1,43E-02	4,34E-03	2,27E-03
		200	1,33E-03	2,46E-03	1,40E-03	1,15E-03	9,58E-05	3,38E-03	1,21E-03	2,41E-05	1,75E-02	5,72E-03
3x	25	100	1,63E-03	5,98E-02	4,25E-03	2,77E-03	1,56E-05	1,66E-05	4,38E-03	1,48E-06	4,22E-04	6,44E-04
		150	3,02E-03	2,97E-03	2,66E-03	2,91E-03	1,08E-03	6,43E-05	2,15E-04	3,51E-05	7,07E-03	1,24E-02
		200	3,10E-03	4,39E-03	3,36E-03	3,85E-03	1,45E-03	3,13E-04	1,78E-04	1,14E-05	1,95E-02	7,10E-04
	35	100	9,95E-02	6,01E-02	2,79E-03	3,24E-03	1,81E-03	9,22E-05	3,56E-04	1,14E-03	3,48E-04	5,06E-04
		150	3,77E-03	4,89E-03	3,58E-03	3,06E-04	4,83E-05	2,84E-04	1,08E-04	1,06E-05	4,38E-03	5,89E-06
		200	3,05E-03	3,51E-03	3,00E-02	2,22E-03	5,19E-03	6,72E-05	5,99E-03	1,62E-02	1,24E-02	2,44E-05
	45	100	3,13E-03	3,50E-03	3,71E-03	4,29E-03	3,01E-05	1,40E-04	6,05E-04	1,18E-04	1,30E-04	1,09E-04
		150	2,95E-03	3,29E-03	3,09E-03	3,13E-03	7,32E-05	2,23E-03	5,90E-03	6,36E-05	1,56E-03	1,15E-02
		200	1,12E-03	9,53E-02	2,10E-04	6,18E-05	4,79E-03	4,38E-04	7,88E-05	3,18E-05	1,19E-02	3,29E-05
4x	25	100	9,90E-02	3,05E-02	3,14E-03	1,90E-03	6,49E-05	1,11E-03	7,17E-05	4,54E-06	1,93E-03	5,65E-04
		150	2,43E-03	2,46E-03	2,60E-03	2,39E-03	9,85E-04	6,64E-04	2,97E-04	6,91E-04	5,37E-04	1,77E-04
		200	2,30E-03	3,59E-03	3,46E-03	2,38E-04	4,26E-04	3,98E-04	3,45E-03	2,23E-03	1,75E-02	2,15E-02
	35	100	2,16E-03	2,47E-03	3,02E-03	2,31E-03	6,65E-05	1,93E-03	1,42E-03	9,79E-04	3,55E-04	9,61E-04
		150	2,43E-03	3,23E-03	5,83E-04	1,90E-04	8,73E-05	1,42E-04	1,32E-03	1,36E-04	6,63E-05	9,08E-04
		200	4,98E-02	2,96E-02	2,61E-04	9,66E-03	1,15E-05	3,98E-04	1,13E-04	1,56E-05	1,43E-05	1,30E-03
	45	100	2,60E-03	3,02E-03	4,50E-02	1,49E-02	2,66E-06	9,60E-04	8,73E-04	2,95E-04	5,41E-06	4,41E-05
		150	2,66E-03	1,51E-03	5,54E-04	8,14E-06	3,44E-05	1,50E-03	7,07E-03	1,36E-04	3,01E-05	1,11E-04
		200	8,34E-04	2,68E-04	4,90E-05	9,88E-03	1,06E-02	1,24E-02	7,62E-03	3,02E-05	2,88E-05	3,80E-06

Tabla 6.52 Imbal. %E_{in} ecuación energía correspondiente al estudio de interacción de fases (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Imbal. med. %E _{in}	1,34E-02	1,37E-02	8,01E-03	2,74E-03	1,35E-03	1,43E-03	2,08E-03	2,17E-03	4,20E-03	3,70E-03

Tabla 6.53 Valores medios imbal. %E_{in} ecuación energía del estudio de interacción de fases (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

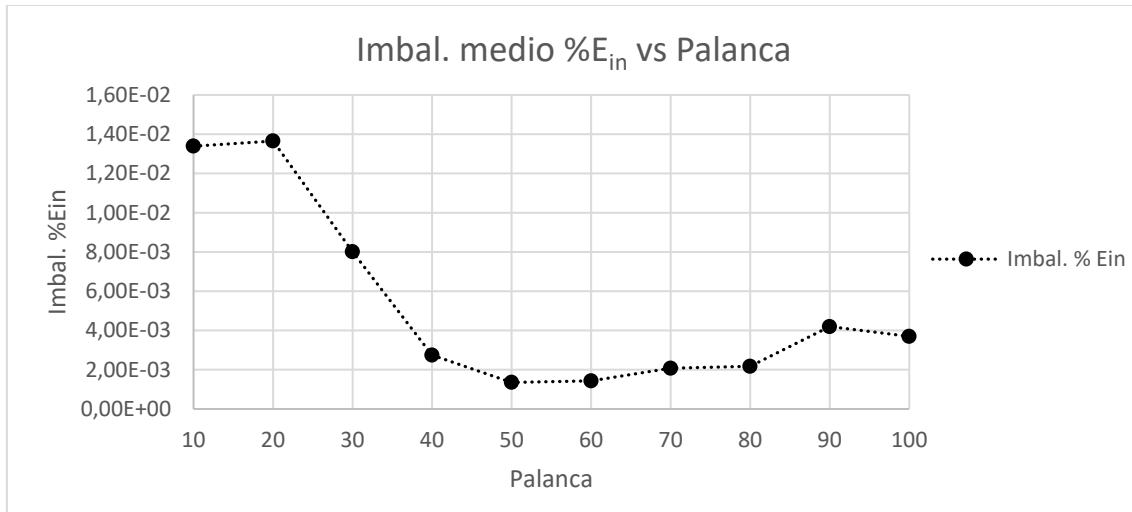


Gráfico 6.12 Imbal. medio %E_{in} de la ecuación de energía vs grado de palanca (elaboración propia)

V (m/s)	θ (°)	Ø (μm)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
2x	25	100	3,75E-03	3,72E-03	3,75E-03	3,74E-03	3,63E-03	3,49E-03	3,39E-03	3,32E-03	3,27E-03	3,23E-03
		150	3,76E-03	3,68E-03	3,74E-03	3,79E-03	3,70E-03	3,59E-03	3,53E-03	3,49E-03	3,43E-03	3,39E-03
		200	3,77E-03	3,70E-03	3,73E-03	3,83E-03	3,75E-03	3,67E-03	3,70E-03	3,61E-03	3,54E-03	3,51E-03
	35	100	3,74E-03	3,67E-03	3,71E-03	3,72E-03	3,63E-03	3,50E-03	3,42E-03	3,36E-03	3,30E-03	3,26E-03
		150	3,76E-03	3,65E-03	3,68E-03	3,74E-03	3,66E-03	3,57E-03	3,53E-03	3,51E-03	3,45E-03	3,43E-03
		200	3,78E-03	3,70E-03	3,67E-03	3,75E-03	3,70E-03	3,65E-03	3,64E-03	3,65E-03	3,88E-03	3,95E-03
	45	100	3,74E-03	3,61E-03	3,63E-03	3,66E-03	3,57E-03	3,45E-03	3,37E-03	3,31E-03	3,25E-03	3,20E-03
		150	3,75E-03	3,63E-03	3,59E-03	3,65E-03	3,59E-03	3,52E-03	3,48E-03	3,48E-03	3,44E-03	3,50E-03
		200	3,76E-03	3,68E-03	3,65E-03	3,66E-03	3,61E-03	3,56E-03	4,07E-03	3,58E-03	3,29E-03	
3x	25	100	3,78E-03	3,89E-03	3,94E-03	3,93E-03	3,81E-03	3,68E-03	3,61E-03	3,56E-03	3,27E-03	3,47E-03
		150	3,78E-03	3,85E-03	3,95E-03	3,99E-03	3,89E-03	3,81E-03	3,77E-03	3,76E-03	3,71E-03	3,68E-03
		200	3,80E-03	3,81E-03	3,94E-03	4,02E-03	3,96E-03	3,91E-03	3,91E-03	3,94E-03	3,97E-03	4,43E-03
	35	100	3,77E-03	3,84E-03	3,92E-03	3,93E-03	3,83E-03	3,72E-03	3,67E-03	3,63E-03	3,58E-03	3,51E-03
		150	3,78E-03	3,77E-03	3,89E-03	3,98E-03	3,90E-03	3,84E-03	3,85E-03	3,89E-03	3,90E-03	4,09E-03
		200	3,79E-03	3,75E-03	3,88E-03	3,98E-03	3,96E-03	3,97E-03	4,28E-03	4,21E-03	3,82E-03	3,56E-03
	45	100	3,76E-03	3,76E-03	3,85E-03	3,88E-03	3,78E-03	3,68E-03	3,63E-03	3,60E-03	3,55E-03	3,52E-03
		150	3,77E-03	3,70E-03	3,79E-03	3,90E-03	3,83E-03	3,80E-03	3,86E-03	4,12E-03	4,56E-03	3,93E-03
		200	3,78E-03	3,72E-03	3,76E-03	3,90E-03	3,88E-03	4,32E-03	3,81E-03	3,55E-03	3,35E-03	3,20E-03
4x	25	100	3,82E-03	4,03E-03	4,10E-03	4,08E-03	3,96E-03	3,86E-03	3,81E-03	3,78E-03	3,73E-03	3,69E-03
		150	3,81E-03	4,00E-03	4,12E-03	4,15E-03	4,06E-03	4,00E-03	3,99E-03	4,00E-03	3,97E-03	3,96E-03
		200	3,83E-03	3,94E-03	4,12E-03	4,22E-03	4,14E-03	4,11E-03	4,14E-03	4,30E-03	4,63E-03	4,11E-03
	35	100	3,80E-03	3,99E-03	4,09E-03	4,11E-03	4,00E-03	3,93E-03	3,90E-03	3,90E-03	3,85E-03	3,81E-03
		150	3,81E-03	3,93E-03	4,10E-03	4,19E-03	4,10E-03	4,09E-03	4,17E-03	4,40E-03	4,83E-03	4,37E-03
		200	3,82E-03	3,86E-03	4,09E-03	4,26E-03	4,21E-03	4,68E-03	4,25E-03	3,96E-03	3,75E-03	3,62E-03
	45	100	3,79E-03	3,91E-03	4,02E-03	4,06E-03	3,96E-03	3,89E-03	3,87E-03	3,88E-03	3,84E-03	3,84E-03
		150	3,80E-03	3,82E-03	4,00E-03	4,13E-03	4,06E-03	4,12E-03	4,58E-03	4,48E-03	3,99E-03	3,67E-03
		200	3,81E-03	3,80E-03	3,94E-03	4,21E-03	4,26E-03	3,89E-03	3,69E-03	3,55E-03	3,41E-03	3,32E-03

Tabla 6.54 Valores C_f correspondientes al estudio de interacción de fases (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
C _F	4,02E -03	3,93E -03	3,84E -03	3,77E -03	3,69E -03	3,61E -03	3,54E -03	3,47E -03	3,41E -03	3,37E -03
C _{F,EXP}	4,00E -03	3,89E -03	3,79E -03	3,69E -03	3,59E -03	3,49E -03	3,40E -03	3,31E -03	3,22E -03	3,13E -03

Tabla 6.55 Valores medios C_F y C_{F,EXP} correspondientes al estudio de interacción de fases (elaboración propia)

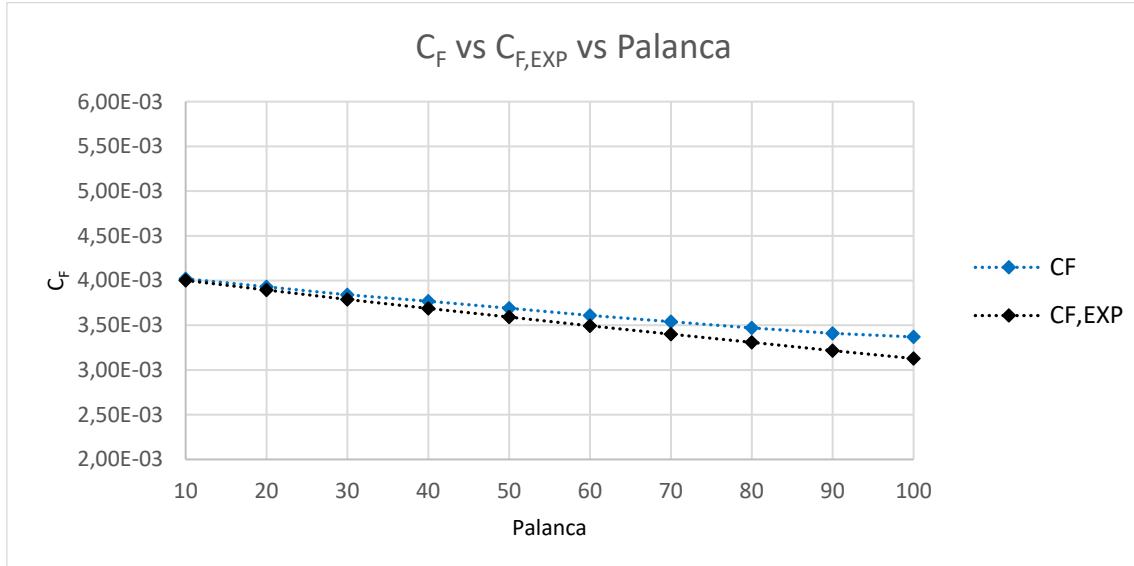


Gráfico 6.13 Comparativa entre C_F medio y C_{F,EXP} en función del grado de palanca (elaboración propia)

V (m/s)	θ (°)	ϕ (μm)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
2x	25	100	524	526	527	525	534	535	536	539	556	570
		150	523	527	529	527	536	538	540	545	563	577
		200	524	530	534	535	546	550	553	558	574	583
	35	100	524	527	528	525	533	534	534	537	554	569
		150	523	527	530	528	537	538	538	541	557	569
		200	524	530	536	538	549	552	523	550	546	566
	45	100	524	527	530	527	535	534	535	538	555	569
		150	522	527	533	531	540	540	540	540	553	552
		200	522	530	538	543	555	556	536	529	557	586
3x	25	100	525	524	524	521	528	528	527	530	546	560
		150	524	525	525	522	530	529	528	531	547	560
		200	523	527	528	526	537	539	539	539	547	557
	35	100	525	524	524	520	527	526	525	527	544	557
		150	524	526	526	522	529	526	522	521	533	537
		200	523	527	531	526	537	534	520	532	558	582
	45	100	524	526	525	521	528	527	525	526	542	555
		150	524	528	528	523	529	524	517	506	525	550
		200	524	528	534	530	528	511	528	547	573	598
4x	25	100	525	522	522	517	524	523	521	523	540	554
		150	524	523	523	518	525	523	520	521	536	546
		200	523	525	525	522	531	530	528	524	540	568
	35	100	525	523	522	517	522	521	519	520	537	549
		150	524	524	523	517	523	517	510	505	521	544
		200	524	526	526	521	526	511	524	540	565	589
	45	100	525	524	522	517	524	521	519	518	533	543
		150	524	526	524	516	520	509	496	509	535	560
		200	525	529	526	508	510	524	537	554	579	603

Tabla 6.56 Temperatura gases (T_{out}) a la salida del dominio del estudio de interacción de fases (elaboración propia)

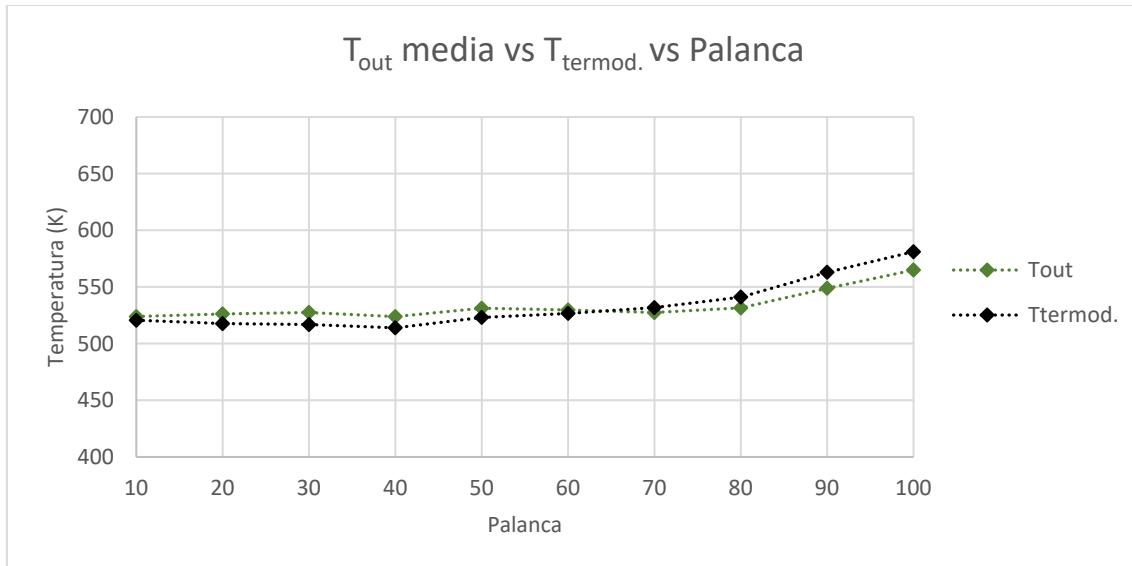
REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

V (m/s)	θ (°)	\varnothing (μm)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
2x	25	100	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,65E +06	7,37E +06	8,60E +06	1,04E +07
		150	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,14E +06	5,49E +06	7,00E +06	8,07E +06	9,52E +06
		200	2,29E +05	6,55E +05	1,17E +06	1,94E +06	2,62E +06	3,63E +06	4,76E +06	6,02E +06	6,85E +06	7,99E +06
	35	100	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,65E +06	7,37E +06	8,60E +06	1,04E +07
		150	2,46E +05	7,36E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,14E +06	5,49E +06	7,00E +06	8,03E +06	9,40E +06
		200	2,04E +05	5,72E +05	1,15E +06	1,94E +06	2,57E +06	3,51E +06	4,56E +06	5,66E +06	6,43E +06	7,65E +06
	45	100	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,65E +06	7,37E +06	8,60E +06	1,04E +07
		150	2,44E +05	7,22E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,93E +06	4,09E +06	5,39E +06	6,82E +06	7,70E +06	8,90E +06
		200	2,29E +05	5,99E +05	1,17E +06	1,91E +06	2,48E +06	3,34E +06	4,34E +06	5,63E +06	6,70E +06	7,91E +06
3x	25	100	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,65E +06	7,37E +06	8,60E +06	1,04E +07
		150	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,60E +06	7,14E +06	8,22E +06	9,66E +06
		200	2,46E +05	6,87E +05	1,32E +06	2,16E +06	2,75E +06	3,76E +06	4,89E +06	6,11E +06	6,88E +06	7,62E +06
	35	100	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,65E +06	7,37E +06	8,60E +06	1,04E +07
		150	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,59E +06	7,07E +06	8,03E +06	9,12E +06
		200	2,45E +05	6,96E +05	1,29E +06	2,12E +06	2,67E +06	3,60E +06	4,58E +06	5,99E +06	6,98E +06	8,23E +06
	45	100	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,65E +06	7,37E +06	8,60E +06	1,04E +07
		150	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,16E +06	5,44E +06	6,63E +06	7,26E +06	9,19E +06
		200	2,46E +05	7,34E +05	1,30E +06	2,04E +06	2,61E +06	3,62E +06	4,85E +06	6,13E +06	6,98E +06	8,06E +06
4x	25	100	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,65E +06	7,37E +06	8,60E +06	1,04E +07
		150	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,63E +06	7,18E +06	8,24E +06	9,62E +06
		200	2,43E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,15E +06	2,80E +06	3,81E +06	4,91E +06	6,01E +06	6,52E +06	8,03E +06
	35	100	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,65E +06	7,37E +06	8,60E +06	1,04E +07
		150	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,59E +06	6,91E +06	7,38E +06	9,25E +06
		200	2,46E +05	7,37E +05	1,34E +06	2,11E +06	2,70E +06	3,59E +06	4,91E +06	6,26E +06	7,16E +06	8,34E +06
	45	100	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,65E +06	7,37E +06	8,60E +06	1,04E +07
		150	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,15E +06	5,21E +06	6,79E +06	8,04E +06	9,59E +06
		200	2,46E +05	7,37E +05	1,34E +06	2,09E +06	2,78E +06	3,82E +06	4,95E +06	6,15E +06	6,89E +06	7,82E +06

Tabla 6.57 Potencia calorífica (W) intercambiada entre fases del estudio de interacción de fases (elaboración propia)

PAL	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
T _{in} (K)	535	554	574	593	613	633	652	672	691	711
T _{out} (K)	521	518	517	514	523	527	532	541	563	581
Pot. med. (kW)	243	719	1324	2158	2869	3987	5298	6772	7768	9245
\dot{m} (kg/s)	16,4	19,2	22,5	26,5	31	36,4	42,8	50,2	58,9	69,1
C _p (kJ/kgK)	1,10	1,11	1,11	1,12	1,12	1,13	1,14	1,14	1,15	1,15
T _{termod.} (K)	524	526	528	524	531	530	527	532	549	565

Tabla 6.58 Temperaturas medias T_{out} y T_{termod.} del estudio de interacción de fases (elaboración propia)

Gráfico 6.14 Comparativa entre T_{out} media y $T_{termod.}$ en función del grado de palanca (elaboración propia)

A partir del gráfico 6.13 donde se comparan los valores medios del coeficiente de fricción (C_F) obtenidos por simulación y el coeficiente de fricción según datos experimentales ($C_{F,EXP}$), se puede observar que las diferencias entre ambos, si bien reducidas, aumentan conforme se incrementa el régimen de funcionamiento de la GT, fenómeno análogo al observado para el caso de la validación del modelo de turbulencia según el gráfico 6.6.

En este sentido, la variación media del coeficiente C_F respecto del $C_{F,EXP}$ ha sido del 3,8%.

Para el caso concreto de la validación de modelo de interacción de fases, proceso resumido en las tablas 6.56, 6.57 y 6.58 donde se recogen, por un lado, las temperaturas medias de los gases a la salida del dominio y las potencias caloríficas intercambiadas entre fases, y por otro, el resumen de la obtención de la temperatura $T_{termod.}$ según las leyes de la termodinámica, se observan temperaturas muy parecidas entre las curvas de temperaturas T_{out} y $T_{termod.}$.

En este caso, la variación media de la temperatura T_{out} respecto de $T_{termod.}$ ha sido del 1,65%.

Por lo tanto, desde el punto de vista de la verificación y validación del modelo, a partir de los desequilibrios en el punto de convergencia de las ecuaciones de gobierno y las comparativas de coeficientes de fricción y temperaturas medias resultantes respecto de valores experimentales y leyes físicas respectivamente, este queda verificado y validado gracias a los reducidos porcentajes de variación obtenidos en cada caso.

6.2.7 Presentación de resultados del estudio de interacción de fases

Como se indicó con anterioridad, la presentación de resultados se realiza generalmente de dos formas, mediante representación gráfica y representación numérica.

La representación gráfica permitirá una visión rápida y global de los resultados obtenidos, mientras que la representación numérica se centrará en zonas de interés para un análisis de resultados más detallado.

Las ilustraciones 6.11, 6.12, 6.13, 6.14 y 6.15 muestran, a modo de ejemplo, los resultados gráficos obtenidos para las diferentes variables en las siguientes condiciones:

- Fase continua, gases de GT para un régimen de PAL 50.
- Fase discreta, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\emptyset = 150 \mu\text{m}$.



Ilustración 6.11 Presiones estudio interacción de fases: PAL 50, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\emptyset = 150 \mu\text{m}$ (cortesía ANSYS, Inc.)

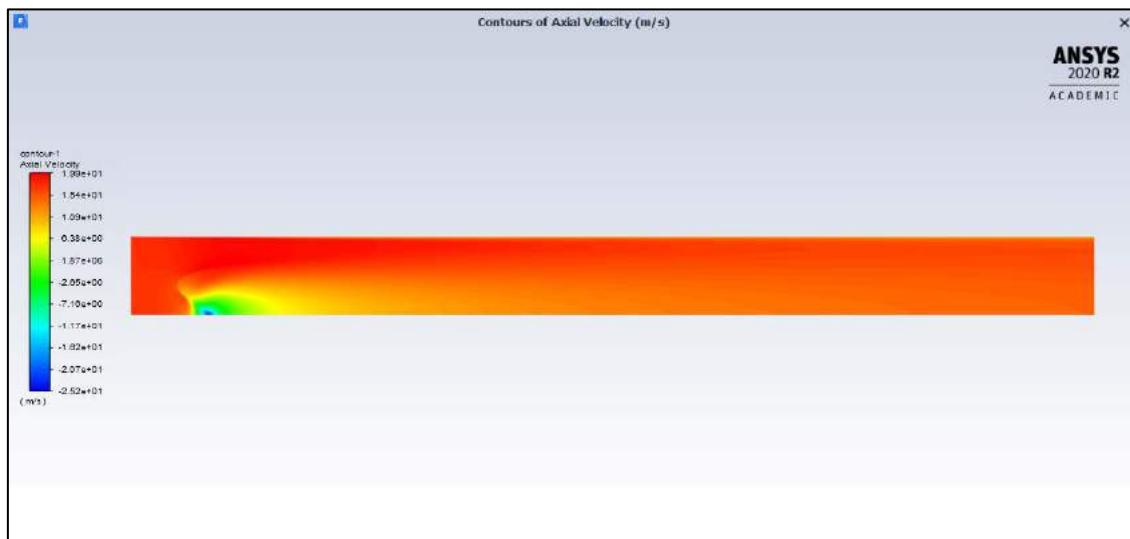


Ilustración 6.12 Velocidades estudio interacción de fases: PAL 50, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\emptyset = 150 \mu\text{m}$ (cortesía ANSYS Inc.)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

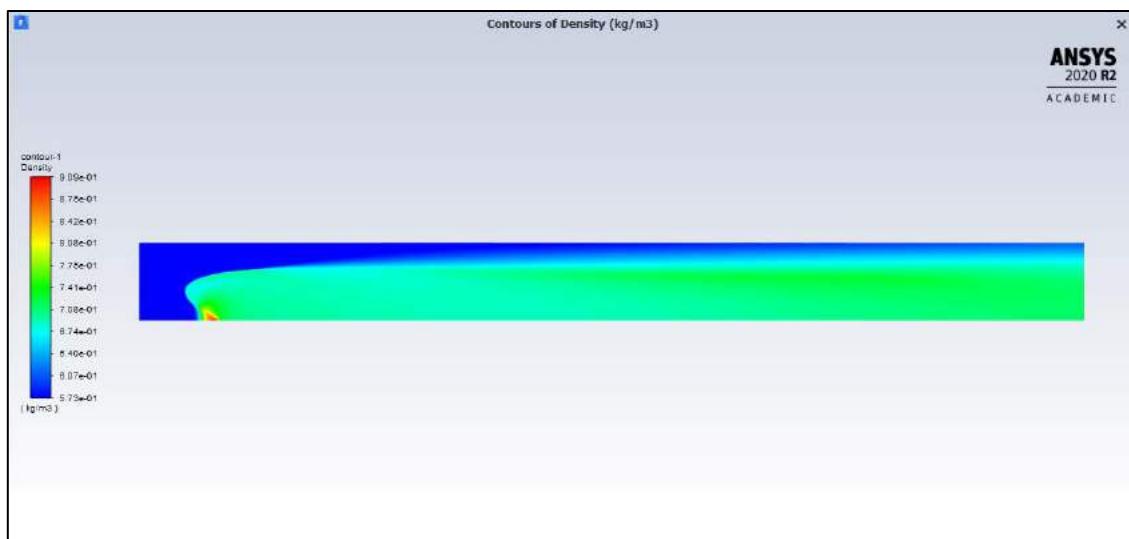


Ilustración 6.13 Densidades estudio interacción de fases: PAL 50, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 150 \mu\text{m}$ (cortesía ANSYS, Inc.)

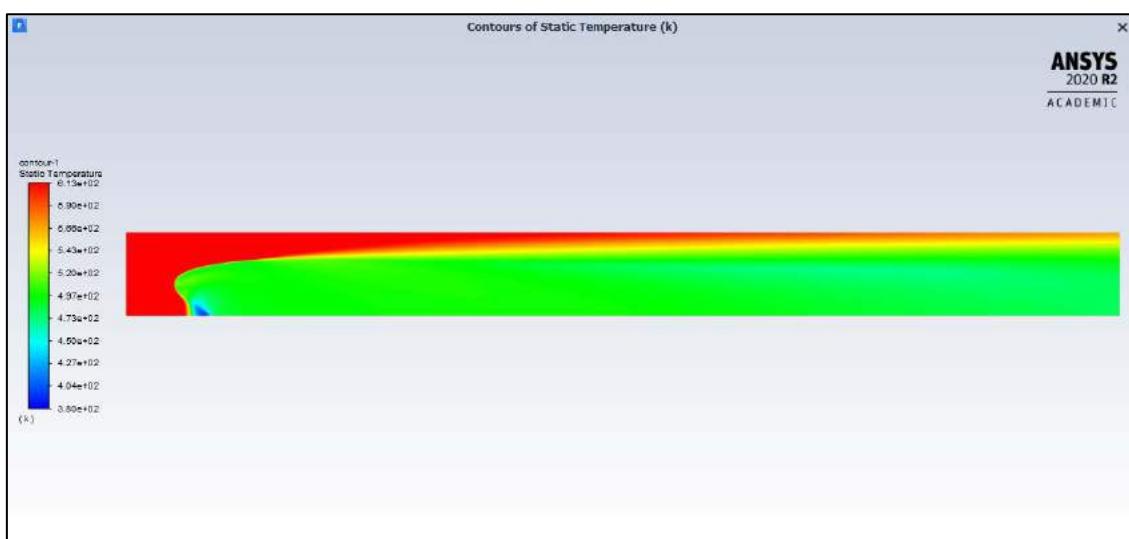


Ilustración 6.14 Temp. estudio interacción de fases: PAL 50, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 150 \mu\text{m}$ (cortesía ANSYS, Inc.)

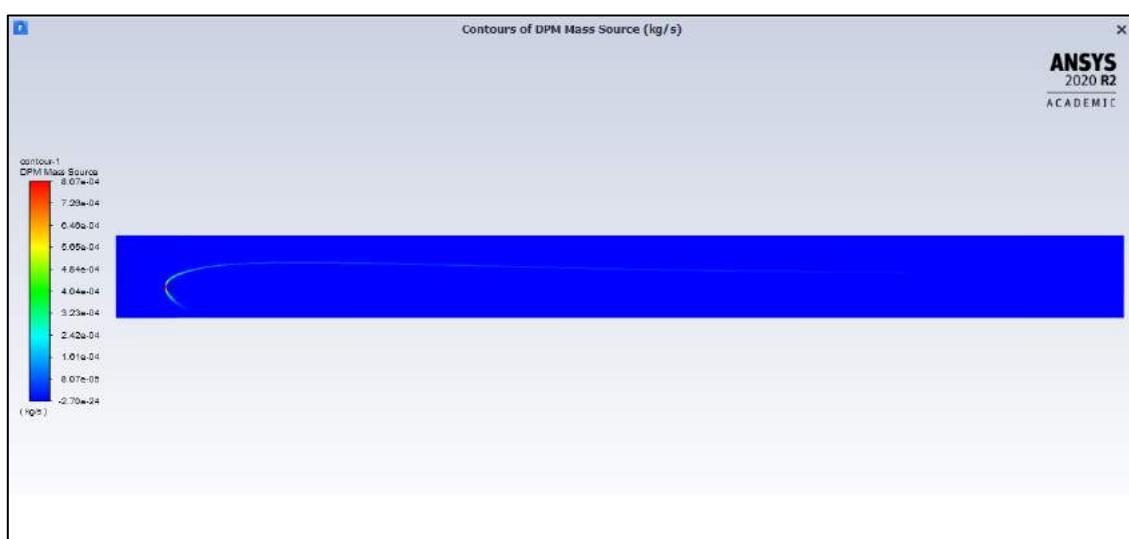


Ilustración 6.15 Masa DPM estudio interacción de fases: PAL 50, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 150 \mu\text{m}$ (cortesía ANSYS, Inc.)

Las ilustraciones 6.11 y 6.12 representan los campos de presiones y velocidades respectivamente a lo largo del dominio, para el régimen de GT de palanca 50 y una inyección de fase discreta con las siguientes características: $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 150 \mu\text{m}$.

En ambos casos se puede comprobar cómo, en la zona próxima a la de inyección de la fase discreta, se produce una reducción en los valores de presión y velocidad de los gases (fase continua), debido al proceso de interacción de fases.

También se puede comprobar cómo se mantienen los valores correspondientes a las condiciones de contorno definidas tanto para el caso de la presión ($p_{out} = 0 \text{ Pa}$) como de la velocidad ($u_{in} = 17,2 \text{ m/s}$).

En lo que respecta a las ilustraciones 6.13 y 6.14 correspondientes al campo de densidades y temperaturas de la fase continua, puede observarse fácilmente el efecto de la interacción de fases en estas variables correspondientes a la fase continua.

En el caso de las densidades de la fase continua, estas aumentan aguas abajo del punto de inyección de fase discreta debido al efecto de la masa de la fase discreta que pasa a formar parte de la fase continua (de menor densidad esta última). En este caso, la densidad media de la fase continua a la salida del dominio es de $0,656 \text{ kg/m}^3$, superior a la densidad de los gases a la entrada del dominio, que en este caso (PAL 50) es de $0,574 \text{ kg/m}^3$.

Para las temperaturas, a diferencia de las densidades, estas se reducen a partir del punto de inyección de fase discreta debido a la cesión de calor de la fase continua a la fase discreta. Esto se traduce en una temperatura de entrada de los gases en el dominio de 613 K , mientras que la temperatura media de la fase continua (gases + vapor de agua disuelto) a la salida del dominio resulta igual a 523 K .

Respecto de la ilustración 6.15, en la que se representa la concentración de fase discreta a lo largo del dominio, se puede comprobar una concentración grande justo en la zona de inyección, y como esta disminuye hasta desaparecer conforme se aproxima la salida del dominio.

Respecto a esto último, se puede comprobar como la fase discreta se aproxima a la entrada del dominio, hasta una distancia de $0,587 \text{ m}$. (valor numérico), y desaparece cuando lleva recorridos $10,373 \text{ m}$. (valor numérico) desde la entrada del dominio, lo que significa que únicamente va a alcanzar la salida del dominio la fase continua, esto es, gases más vapor de agua disuelto.

La condición de evaporación total de la fase discreta antes de su salida del dominio será la situación más ventajosa, debido a que la cesión de calor desde la fase continua a la discreta será mucho mayor como calor latente – cambio de estado (vaporización), que como calor sensible – cambio de temperatura.

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

En cuanto a la representación numérica de los resultados del estudio de interacción de fases, en la tabla 6.59 se resumen los valores correspondientes a las distancias alcanzadas por la fase discreta, respecto de la entrada del dominio, en función del diámetro de fase discreta, velocidad relativa y ángulo de inyección para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

El color verde de todos los valores recogidos en la tabla 6.59 significa que en ningún caso la fase discreta ha abandonado el dominio por alcance de la entrada (condición de contorno inlet).

\varnothing (μm)	V (m/s)	θ ($^{\circ}$)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
100	2x	25	0,803	0,692	0,625	0,566	0,545	0,512	0,485	0,466	0,469	0,464
		35	0,866	0,792	0,743	0,701	0,683	0,659	0,639	0,624	0,624	0,619
		45	0,910	0,862	0,830	0,801	0,789	0,771	0,756	0,745	0,744	0,740
	3x	25	0,762	0,642	0,567	0,504	0,479	0,441	0,410	0,386	0,382	0,369
		35	0,828	0,742	0,688	0,640	0,621	0,591	0,567	0,547	0,542	0,532
		45	0,879	0,821	0,784	0,750	0,736	0,714	0,695	0,680	0,676	0,668
	4x	25	0,729	0,602	0,524	0,457	0,429	0,387	0,352	0,322	0,312	0,290
		35	0,797	0,705	0,645	0,595	0,572	0,538	0,509	0,484	0,475	0,461
		45	0,853	0,789	0,747	0,711	0,694	0,668	0,647	0,627	0,619	0,607
150	2x	25	0,784	0,682	0,616	0,566	0,540	0,503	0,473	0,448	0,442	0,427
		35	0,846	0,781	0,736	0,694	0,676	0,650	0,626	0,604	0,597	0,584
		45	0,891	0,848	0,819	0,791	0,777	0,758	0,739	0,723	0,716	0,705
	3x	25	0,719	0,606	0,531	0,469	0,440	0,394	0,355	0,321	0,303	0,278
		35	0,789	0,711	0,657	0,613	0,587	0,551	0,518	0,489	0,474	0,452
		45	0,846	0,794	0,756	0,724	0,704	0,676	0,652	0,629	0,615	0,596
	4x	25	0,660	0,542	0,462	0,394	0,356	0,302	0,256	0,208	0,182	0,147
		35	0,738	0,654	0,594	0,541	0,508	0,466	0,427	0,389	0,365	0,336
		45	0,804	0,746	0,704	0,664	0,639	0,605	0,575	0,547	0,526	0,503
200	2x	25	0,752	0,655	0,591	0,539	0,508	0,466	0,431	0,396	0,380	0,358
		35	0,815	0,752	0,708	0,667	0,643	0,611	0,582	0,554	0,538	0,518
		45	0,864	0,823	0,792	0,763	0,745	0,721	0,699	0,678	0,663	0,648
	3x	25	0,659	0,550	0,473	0,404	0,366	0,311	0,261	0,213	0,183	0,145
		35	0,734	0,660	0,603	0,551	0,517	0,474	0,433	0,394	0,368	0,335
		45	0,798	0,748	0,708	0,670	0,643	0,610	0,578	0,548	0,527	0,501
	4x	25	0,572	0,456	0,370	0,293	0,241	0,173	0,110	0,046	0,036	0,126
		35	0,657	0,574	0,509	0,448	0,403	0,351	0,300	0,250	0,213	0,172
		45	0,734	0,678	0,630	0,585	0,549	0,509	0,470	0,436	0,401	0,369

Tabla 6.59 Distancia alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

En la tabla 6.60 se resumen los valores correspondientes a las distancias alcanzadas por la fase discreta, respecto de la entrada del dominio, en función del diámetro de fase discreta, velocidad relativa y ángulo de inyección para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

El color rojo en algunos de los valores recogidos en la tabla 6.60 significa que en estos casos la fase discreta ha alcanzado la salida del dominio (condición de contorno outlet).

La salida de fase discreta del dominio supone el no cumplimiento de la condición de evaporación total de la fase discreta antes de su salida del dominio, o lo que es lo mismo, que no se ha producido la evaporación de la totalidad de la masa de fase discreta inyectada en el interior del dominio.

\varnothing (μm)	V (m/s)	θ ($^{\circ}$)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
100	2x	25	5,373	6,633	7,073	7,520	7,053	7,847	8,307	8,860	8,987	9,387
		35	5,807	6,560	6,860	7,320	7,200	7,773	8,233	8,767	8,913	9,360
		45	6,307	6,987	7,160	7,587	7,600	7,960	8,413	8,887	9,080	9,493
	3x	25	4,120	4,833	5,140	5,827	6,047	6,573	7,160	7,767	8,040	8,507
		35	4,227	4,880	5,287	5,807	6,040	6,560	7,173	7,780	8,053	8,546
		45	4,373	5,133	5,527	5,953	6,233	6,733	7,307	7,907	8,220	8,767
	4x	25	3,607	4,173	4,560	5,127	5,413	5,953	6,600	7,260	7,593	8,113
		35	3,673	4,213	4,600	5,147	5,460	6,020	6,667	7,333	7,700	8,253
		45	3,887	4,407	4,847	5,333	5,633	6,180	6,833	7,533	7,973	8,740
150	2x	25	10,633	11,673	11,093	11,893	11,980	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
		35	11,627	12,000	11,453	11,687	11,953	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
		45	12,000	12,000	12,000	11,913	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
	3x	25	7,640	8,073	8,553	9,527	10,400	11,560	12,000	12,000	12,000	12,000
		35	7,887	8,133	8,460	9,807	10,373	11,573	12,000	12,000	12,000	12,000
		45	7,740	8,927	9,240	10,287	11,087	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
	4x	25	6,460	6,920	7,627	8,593	9,653	10,940	12,000	12,000	12,000	12,000
		35	6,613	6,967	7,967	8,967	9,747	11,140	12,000	12,000	12,000	12,000
		45	6,740	7,720	8,547	9,600	10,593	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
200	2x	25	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
		35	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
		45	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
	3x	25	11,453	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
		35	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
		45	9,513	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
	4x	25	12,000	11,793	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
		35	9,240	11,800	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000
		45	8,573	10,833	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000

Tabla 6.60 Distancia alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio (elaboración propia)

En la tabla 6.61 se resumen los valores medios correspondientes a las distancias alcanzadas por la fase discreta, respecto de la entrada del dominio, en función del diámetro de la fase discreta e independientemente de la velocidad relativa y ángulo de inyección de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

Al igual que en la tabla 6.60, el color rojo en algunos de valores recogidos en la tabla 6.61 significa que en estos casos la fase discreta ha alcanzado la salida del dominio.

\emptyset (μm)		PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
Inlet	100	0,825	0,739	0,684	0,636	0,616	0,587	0,562	0,542	0,538	0,528
	150	0,786	0,707	0,653	0,606	0,581	0,545	0,513	0,484	0,469	0,448
	200	0,731	0,655	0,598	0,547	0,513	0,470	0,429	0,391	0,368	0,352
Outlet	100	4,597	5,313	5,673	6,180	6,298	6,844	7,410	8,010	8,284	8,796
	150	8,593	9,157	9,438	10,253	10,865	11,690	12,000	12,000	12,000	12,000
	200	10,976	11,825	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000	12,000

Tabla 6.61 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio (elaboración propia)

En el gráfico 6.15 se representan los valores medios correspondientes a las distancias alcanzadas por la fase discreta recogidos en la tabla 6.61.

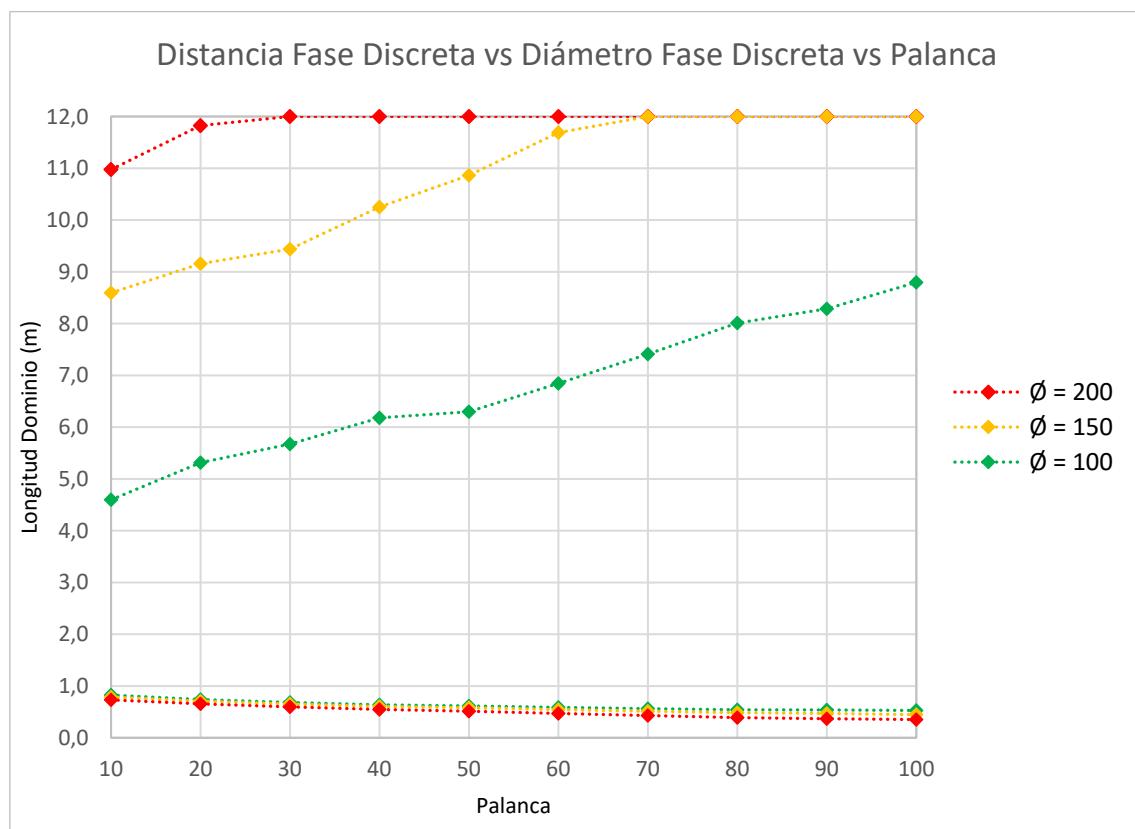


Gráfico 6.15 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

En la tabla 6.62 se resumen los valores correspondientes al porcentaje de masa de la fase discreta que se evapora antes de que esta alcance la salida del dominio, en función del diámetro de fase discreta, velocidad relativa y ángulo de inyección para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

Al igual que en las tablas 6.60 y 6.61, el color rojo en algunos de valores recogidos en la tabla 6.62 significa que en estos casos la fase discreta ha alcanzado la salida del dominio sin producirse la evaporación total de su masa.

Como en casos anteriores, esto significa que en estos casos la fase discreta ha alcanzado la salida del dominio.

\varnothing (μm)	V (m/s)	θ ($^{\circ}$)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
100	2x	25	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
		35	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
		45	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
	3x	25	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
		35	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
		45	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
	4x	25	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
		35	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
		45	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
150	2x	25	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	99,1	96,9	94,6	93,4	91,7
		35	100,0	99,9	100,0	100,0	100,0	99,1	97,0	94,6	92,9	90,4
		45	98,4	97,8	100,0	100,0	99,3	97,7	95,0	92,0	88,8	85,3
	3x	25	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	99,0	96,7	95,2	93,1
		35	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	98,8	95,6	92,9	87,5
		45	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	99,6	96,0	89,2	83,3	88,3
	4x	25	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	99,7	97,2	95,5	92,7
		35	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	98,9	93,3	84,8	88,9
		45	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	99,4	91,7	91,6	93,1	92,5
200	2x	25	92,7	88,2	85,7	86,9	88,0	86,0	83,2	80,3	78,2	75,9
		35	82,0	76,3	84,3	87,1	86,2	83,1	79,3	75,2	72,9	72,3
		45	93,0	80,3	85,7	85,5	83,0	78,7	75,3	74,8	76,3	75,0
	3x	25	100,0	92,9	97,3	96,4	92,8	89,4	85,7	81,7	78,6	72,0
		35	99,9	94,1	95,2	96,4	90,0	85,2	79,8	80,0	79,9	78,3
		45	100,0	99,5	96,3	91,8	87,8	85,7	84,8	82,0	79,8	76,6
	4x	25	98,9	100,0	99,9	97,1	94,8	90,7	86,1	80,3	74,1	76,3
		35	100,0	100,0	98,9	95,2	91,1	84,9	86,0	83,8	82,1	79,5
		45	100,0	100,0	99,1	94,1	93,9	90,8	86,7	82,3	78,7	74,1

Tabla 6.62 % de evaporación de masa de fase discreta antes de alcanzar la salida del dominio (elaboración propia)

En la tabla 6.63 se resumen los valores medios correspondientes al % de evaporación de masa de fase discreta antes de alcanzar la salida del dominio, en función del diámetro de la fase discreta e independientemente de la velocidad relativa y ángulo de inyección de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

Al igual que en casos anteriores, el color rojo en algunos de valores recogidos en la tabla 6.63 significa que en estos casos la fase discreta ha alcanzado la salida del dominio sin haberse alcanzado el total (100%) de evaporación de su masa.

\varnothing (μm)		PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
OUTLET (% evap.)	100	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0
	150	99,8	99,7	100,0	100,0	99,9	99,4	97,0	93,9	91,1	90,0
	200	96,3	92,4	93,6	92,3	89,7	86,1	83,0	80,0	77,9	75,5

Tabla 6.63 % medio de evaporación de fase discreta antes de alcanzar la salida del dominio (elaboración propia)

En el gráfico 6.16 se representan los valores correspondientes a los % medios de evaporación de la masa correspondiente a la fase discreta antes de abandonar el dominio recogidos en la tabla 6.63.

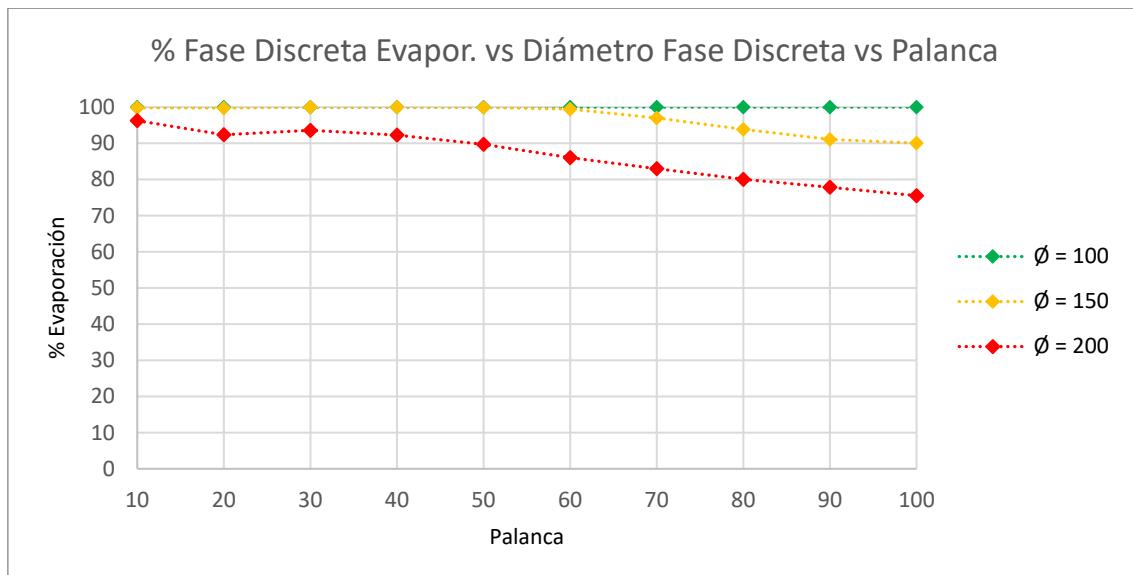


Gráfico 6.16 % medio de evaporación de fase discreta antes de alcanzar la salida del dominio (elaboración propia)

En la tabla 6.64 se resumen los valores correspondientes a las potencias caloríficas “sensibles” cedidas por la fase continua (gases) a la fase discreta (agua nebulizada) durante el proceso de interacción de fases, en función del diámetro de fase discreta, velocidad relativa y ángulo de inyección para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

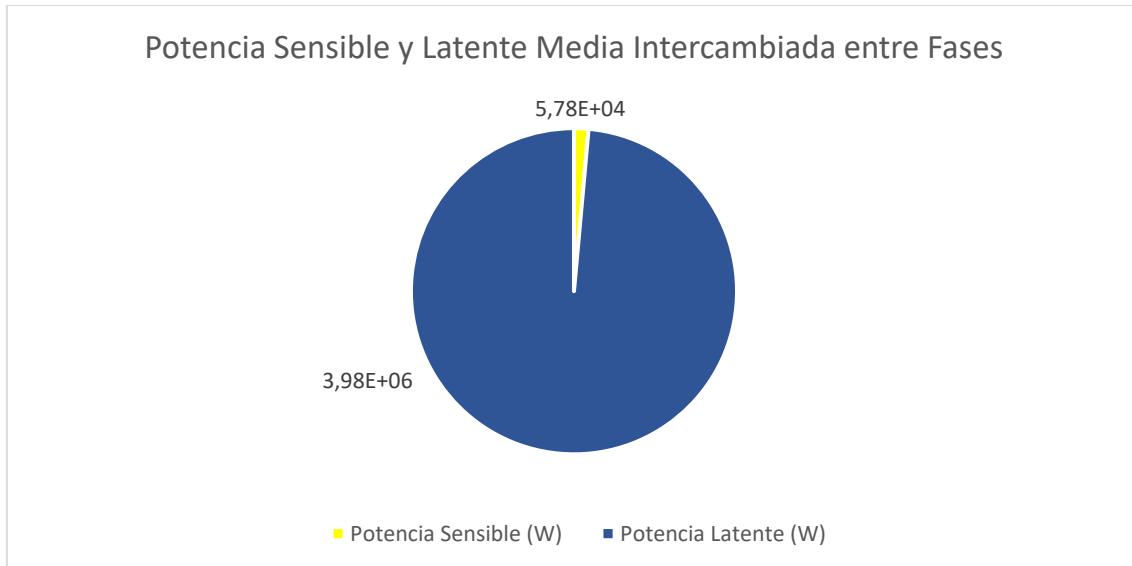


Gráfico 6.17 Proporción media de potencias sensible y latente intercambiadas entre fases (elaboración propia)

Como se puede comprobar en el gráfico 6.17, la potencia calorífica correspondiente al cambio de estado – vaporización o latente de la fase discreta es muy superior a la correspondiente al calentamiento inerte o sensible de esta.

Por esta razón, los valores medios de potencias intercambiadas entre fases han supuesto un 98,6% de potencia calorífica latente frente a un 1,4% de potencia calorífica sensible.

En la tabla 6.66 se resumen los valores medios de las potencias caloríficas totales intercambiadas por las fases, en función del diámetro de la fase discreta e independientemente de la velocidad relativa y ángulo de inyección de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

\varnothing (μm)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
100	2,46E +05	7,37E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,18E +06	5,65E +06	7,37E +06	8,60E +06	1,04E +07
150	2,46E +05	7,35E +05	1,35E +06	2,21E +06	2,97E +06	4,15E +06	5,49E +06	6,95E +06	7,88E +06	9,36E +06
200	2,37E +05	6,84E +05	1,27E +06	2,05E +06	2,66E +06	3,63E +06	4,75E +06	6,00E +06	6,82E +06	7,96E +06

Tabla 6.66 Medias de potencias caloríficas totales cedidas por la fase continua a la fase discreta (elaboración propia)

En el gráfico 6.18 se representan los valores medios correspondientes a las potencias caloríficas totales intercambiadas por las fases en función del diámetro de la fase discreta e independientemente de la velocidad relativa y ángulo de inyección de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

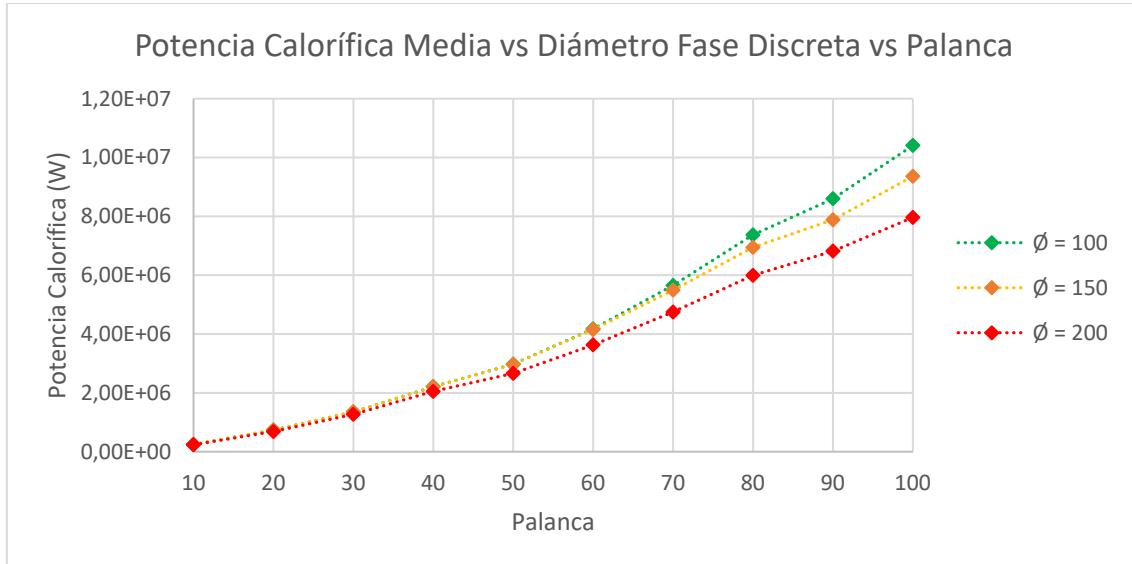


Gráfico 6.18 Potencias medias caloríficas totales intercambiadas entre fases (elaboración propia)

En la tabla 6.67 se resumen los valores correspondientes a las temperaturas medias resultantes del proceso de interacción de fases, una vez que estas abandonan el dominio, en función del diámetro de fase discreta, velocidad relativa y ángulo de inyección para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

A diferencia de la anterior tabla 6.56 en la que también aparecen representadas las temperaturas medias resultantes del proceso de interacción de fases, en este caso se ha procedido a reordenar dicha tabla con el fin de proceder posteriormente al cálculo de las temperaturas medias en función de los diámetros de la fase discreta e independientemente de la velocidad relativa y ángulo de inyección de esta, para cada régimen de GT seleccionado.

En este caso concreto, y a diferencia de lo que cabría esperar, las temperaturas medias de los gases a su salida del dominio son menores para diámetros de fase discreta de 150 μm . que para diámetros de 100 μm ., a partir de un régimen de funcionamiento de la GT de palanca 60.

Este hecho en sí mismo supone un contradicción debido a que, como se puede comprobar en la tabla 6.66 y gráfico 6.18, las potencias caloríficas medias involucradas en el proceso de interacción de fases son siempre mayores para diámetros de fase discreta de 100 μm . que para diámetros de 150 μm .

La solución a esta contradicción surge del hecho de que las partículas de mayores diámetros presentan un mayor momento lineal que las de menor diámetro, por lo que serán capaces de penetrar más en el dominio de la fase continua.

El resultado final es que con partículas de diámetro de 100 μm las temperaturas mínimas de fase continua son menores, mientras que las temperaturas medias son mayores respecto al empleo de partículas de diámetro 150 μm .

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

\varnothing (μm)	V (m/s)	θ ($^\circ$)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
100	2x	25	524	526	527	525	534	535	536	539	556	570
		30	524	527	528	525	533	534	534	537	554	569
		45	524	527	530	527	535	534	535	538	555	569
	3x	25	525	524	524	521	528	528	527	530	546	560
		30	525	524	524	520	527	526	525	527	544	557
		45	524	526	525	521	528	527	525	526	542	555
	4x	25	525	522	522	517	524	523	521	523	540	554
		30	525	523	522	517	522	521	519	520	537	549
		45	525	524	522	517	524	521	519	518	533	543
150	2x	25	523	527	529	527	536	538	540	545	563	577
		30	523	527	530	528	537	538	538	541	557	569
		45	522	527	533	531	540	540	540	540	553	552
	3x	25	524	525	525	522	530	529	528	531	547	560
		30	524	526	526	522	529	526	522	521	533	537
		45	524	528	528	523	529	524	517	506	525	550
	4x	25	524	523	523	518	525	523	520	521	536	546
		30	524	524	523	517	523	517	510	505	521	544
		45	524	526	524	516	520	509	496	509	535	560
200	2x	25	524	530	534	535	546	550	553	558	574	583
		30	524	530	536	538	549	552	523	550	546	566
		45	522	530	538	543	555	556	536	529	557	586
	3x	25	523	527	528	526	537	539	539	539	547	557
		30	523	527	531	526	537	534	520	532	558	582
		45	524	528	534	530	528	511	528	547	573	598
	4x	25	523	525	525	522	531	530	528	524	540	568
		30	524	526	526	521	526	511	524	540	565	589
		45	525	529	526	508	510	524	537	554	579	603

Tabla 6.67 Temperaturas medias de la fase continua del proceso de interacción de fases (elaboración propia)

En la tabla 6.68 se resumen los valores medios de las temperaturas de la fase continua (gases) resultantes del proceso de interacción de fases, en función del diámetro de la fase discreta e independientemente de la velocidad relativa y ángulo de inyección de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

\varnothing (μm)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
100	524	525	525	521	528	528	527	529	545	559
150	524	526	527	523	530	527	524	524	541	555
200	524	528	531	528	535	534	532	541	560	581

Tabla 6.68 Temperaturas medias de la fase continua en función de los diámetros de fase discreta (elaboración propia)

En el gráfico 6.19 se representan los valores medios de las temperaturas medias alcanzadas por la fase continua a su salida del dominio representadas en la tabla 6.68, en función del diámetro de la fase discreta e independientemente de la velocidad relativa y ángulo de inyección de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

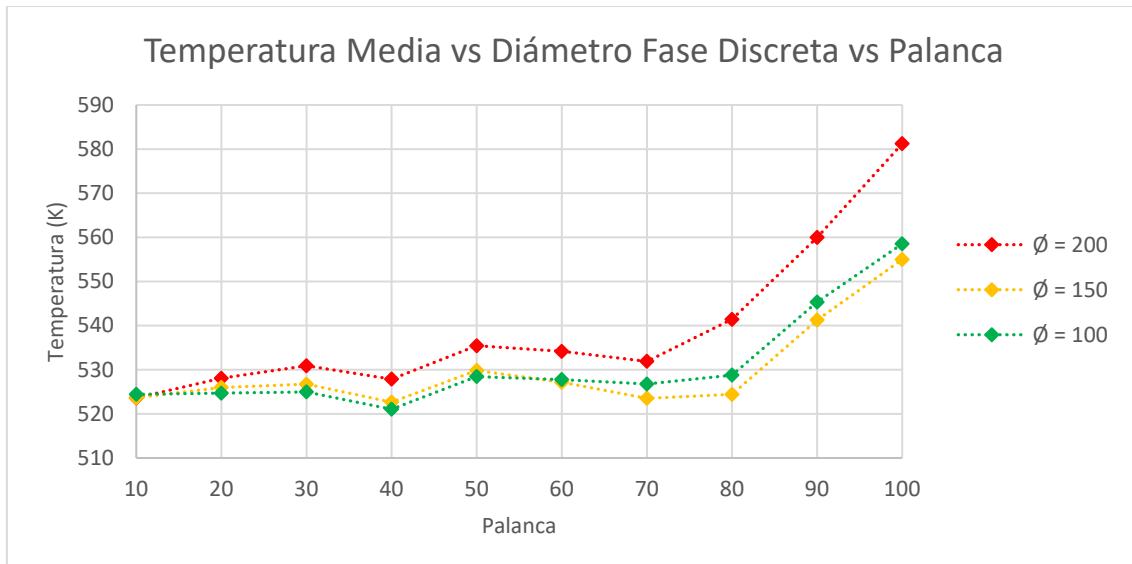


Gráfico 6.19 Temperaturas medias de la fase continua en función de los diámetros de fase discreta (elaboración propia)

Respecto a la incidencia de la velocidad inicial de la fase discreta en la distancia alcanzada por esta en el interior del dominio, en la tabla 6.69 se resumen los valores medios correspondientes a las distancias alcanzadas por la fase discreta, respecto de la entrada del dominio, en función de la velocidad inicial e independientemente del diámetro y ángulo de inyección de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

V (m/s)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100	
Inlet	2x	0,837	0,765	0,718	0,677	0,656	0,628	0,603	0,582	0,575	0,562
	3x	0,779	0,697	0,641	0,592	0,566	0,529	0,496	0,468	0,452	0,431
	4x	0,727	0,638	0,576	0,521	0,488	0,444	0,405	0,368	0,348	0,334
Outlet	2x	9,750	10,206	10,182	10,436	10,421	10,620	10,773	10,946	10,998	11,138
	3x	7,661	8,442	8,690	9,245	9,576	10,111	10,404	10,606	10,701	10,869
	4x	6,755	7,647	8,239	8,752	9,167	9,804	10,233	10,459	10,585	10,790

Tabla 6.69 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio (elaboración propia)

En el gráfico 6.20 se representan los valores medios correspondientes a las distancias alcanzadas por la fase discreta recogidos en la tabla 6.69.

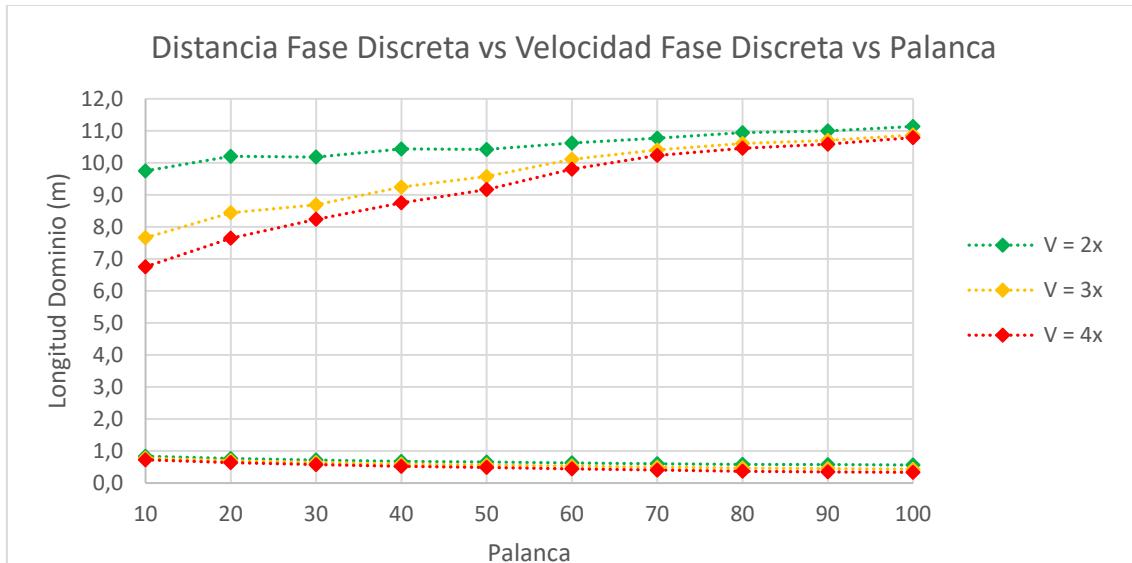


Gráfico 6.20 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio (elaboración propia)

En la tabla 6.70 se resumen los valores medios de las temperaturas de la fase continua (gases) resultantes del proceso de interacción de fases, en función de la velocidad de la fase discreta e independientemente del diámetro y ángulo de inyección de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

V (m/s)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
2x	523	528	532	531	541	542	537	542	557	571
3x	524	526	527	523	530	527	526	529	546	562
4x	524	525	524	517	523	520	519	524	543	562

Tabla 6.70 Temperaturas medias de la fase continua en función de la velocidad de fase discreta (elaboración propia)

En el gráfico 6.21 se representan los valores medios de las temperaturas medias alcanzadas por la fase continua a su salida del dominio representadas en la tabla 6.70, en función de la velocidad de la fase discreta e independientemente del diámetro y ángulo de inyección de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

Como se puede comprobar en el gráfico 6.21, la temperatura media de los gases a la salida del dominio se reduce conforme aumenta la velocidad inicial de inyección de fase discreta en el interior del dominio.

La reducción en la temperatura como consecuencia de la velocidad de inyección de fase discreta muestra su máximo en regímenes medios de la GT (palanca 50 a 70), reduciéndose dicha contribución a partir de palanca 80 en adelante.

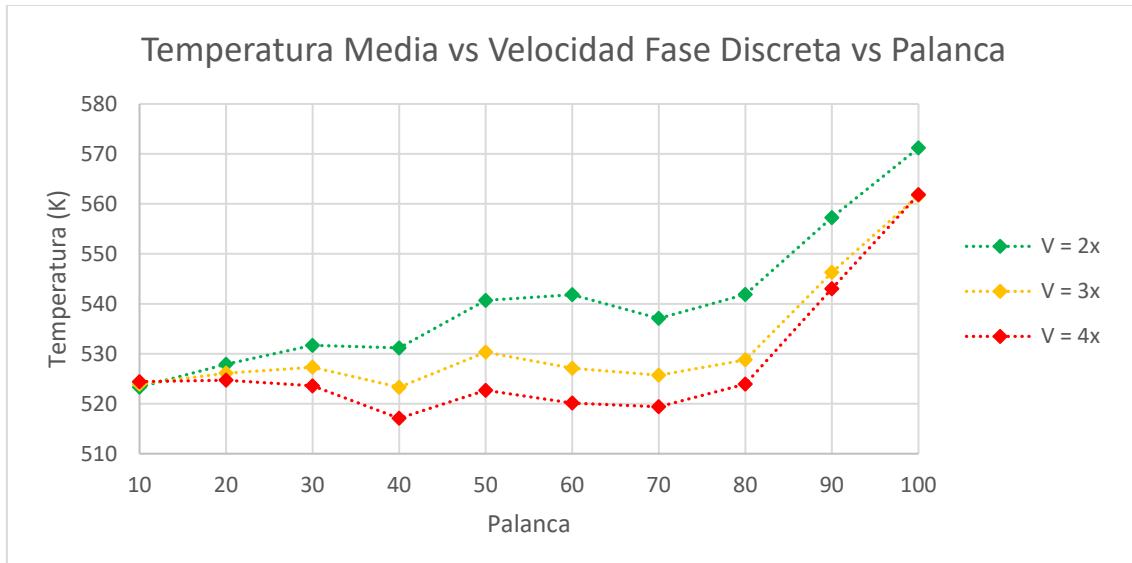


Gráfico 6.21 Temperaturas medias de la fase continua en función de la velocidad de fase discreta (elaboración propia)

Respecto a la incidencia del ángulo de inyección de la fase discreta en la distancia alcanzada por esta en el interior del dominio, en la tabla 6.71 se resumen los valores medios correspondientes a las distancias alcanzadas por la fase discreta, respecto de la entrada del dominio, en función del ángulo de inyección de fase discreta e independientemente del diámetro y velocidad de inyección de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

θ (°)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100	
Inlet	25	0,715	0,603	0,529	0,466	0,434	0,388	0,348	0,312	0,299	0,289
	35	0,785	0,708	0,654	0,605	0,579	0,543	0,511	0,482	0,466	0,446
	45	0,842	0,790	0,752	0,718	0,697	0,670	0,646	0,624	0,610	0,593
Outlet	25	8,143	8,678	8,894	9,387	9,616	10,097	10,452	10,654	10,736	10,890
	35	8,119	8,728	8,959	9,415	9,641	10,119	10,453	10,653	10,741	10,907
	45	7,904	8,890	9,258	9,630	9,905	10,319	10,506	10,703	10,808	11,000

Tabla 6.71 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio (elaboración propia)

En el gráfico 6.22 se representan los valores medios correspondientes a las distancias alcanzadas por la fase discreta recogidos en la tabla 6.71.

Nótese que en este caso, la variación en el ángulo de inyección de la fase discreta en el interior del dominio apenas tiene incidencia en la distancia media recorrida por la fase discreta en el interior del dominio.

En este sentido, parece que para regímenes bajos de GT la distancia media recorrida por la fase discreta es ligeramente inferior conforme se reduce el ángulo de inyección de la fase discreta en el interior del dominio.

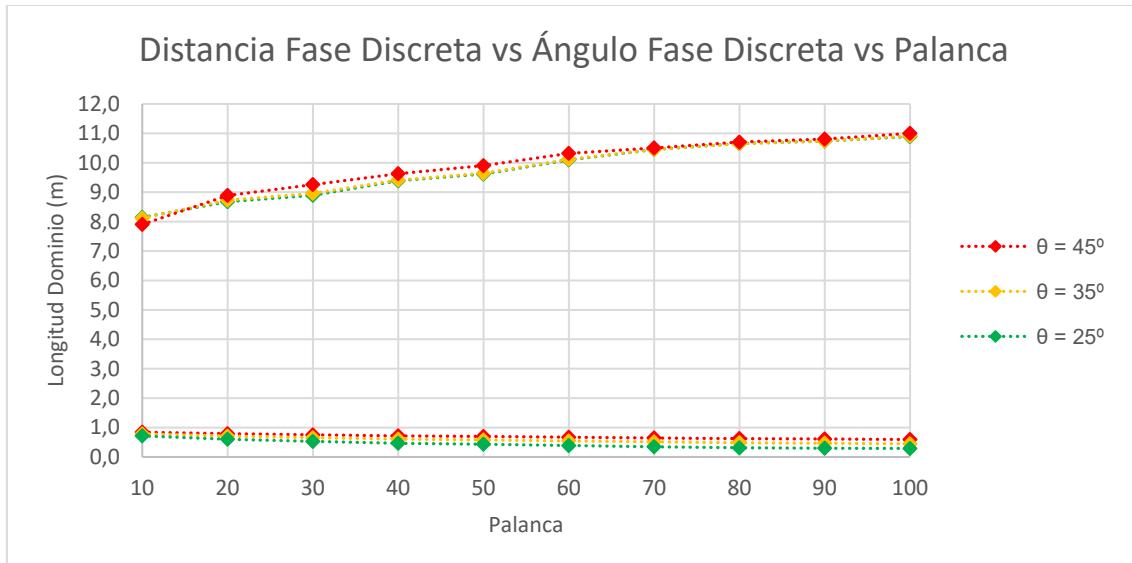


Gráfico 6.22 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio (elaboración propia)

En la tabla 6.72 se muestran los valores medios de las temperaturas de la fase continua (gases) resultantes del proceso de interacción de fases, en función del ángulo de inyección de la fase discreta en el interior del dominio e independientemente del diámetro y velocidad inicial de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

θ (°)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
25	524	525	526	524	532	533	532	534	550	564
35	524	526	527	524	532	529	524	530	546	562
45	524	527	529	524	530	527	526	530	550	568

Tabla 6.72 Temperaturas medias de la fase continua en función de la velocidad de fase discreta (elaboración propia)

En el gráfico 6.23 se representan los valores medios de las temperaturas medias alcanzadas por la fase continua a su salida del dominio representadas en la tabla 6.72, en función del ángulo de inyección de la fase discreta e independientemente del diámetro y velocidad de inyección de esta, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

En este caso concreto, las temperaturas medias de los gases, a su salida del dominio, son menores para ángulos de inyección de fase discreta de $\theta = 35^\circ$, respecto del resto de ángulos de inyección considerados, a partir de regímenes elevados de GT (de palanca 70 en adelante).

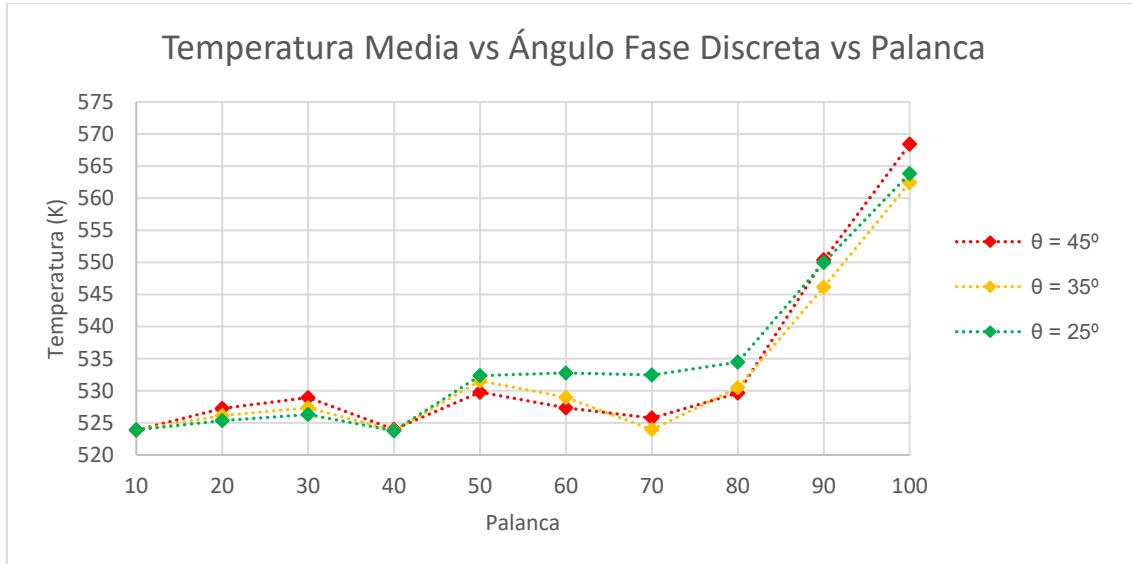


Gráfico 6.23 Temperaturas medias de fase continua en función del ángulo inyección fase discreta (elaboración propia)

En cuanto a los resultados del estudio de interacción de fases correspondientes a la presión de entrada, en las tablas 6.73, 6.74 y 6.75 se resumen los valores de las presiones a la entrada del dominio en función de la velocidad de inyección, diámetro y ángulo de fase discreta respectivamente, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

V (m/s)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
2x	2,27	2,61	3,10	3,75	5,27	7,43	11,46	18,99	30,83	50,00
3x	2,44	3,22	4,61	6,82	10,31	16,25	25,62	41,22	63,26	96,86
4x	2,63	3,94	6,26	10,16	15,54	25,11	40,02	63,96	95,25	138,76

Tabla 6.73 Presiones medias a la entrada del dominio en función de la velocidad de fase discreta (elaboración propia)

\varnothing (μm)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
100	2,42	3,17	4,50	6,43	9,25	13,74	20,56	31,70	48,30	73,99
150	2,44	3,19	4,53	6,62	9,75	14,89	24,22	40,34	63,71	96,25
200	2,47	3,41	4,94	7,68	12,13	20,15	32,32	52,13	77,34	115,38

Tabla 6.74 Presiones medias a la entrada del dominio en función del diámetro de fase discreta (elaboración propia)

θ ($^\circ$)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
25	2,50	3,46	5,09	7,66	11,44	17,68	27,66	44,31	67,15	100,49
35	2,46	3,28	4,74	7,06	10,76	17,15	27,04	43,62	67,08	102,02
45	2,37	3,02	4,13	6,01	8,93	13,96	22,39	36,24	55,12	83,11

Tabla 6.75 Presiones medias a la entrada del dominio en función del ángulo de fase discreta (elaboración propia)

En los gráficos 6.24, 6.25 y 6.26 se representan las presiones a la entrada del dominio en función de la velocidad, diámetro y ángulo inyección de fase discreta:

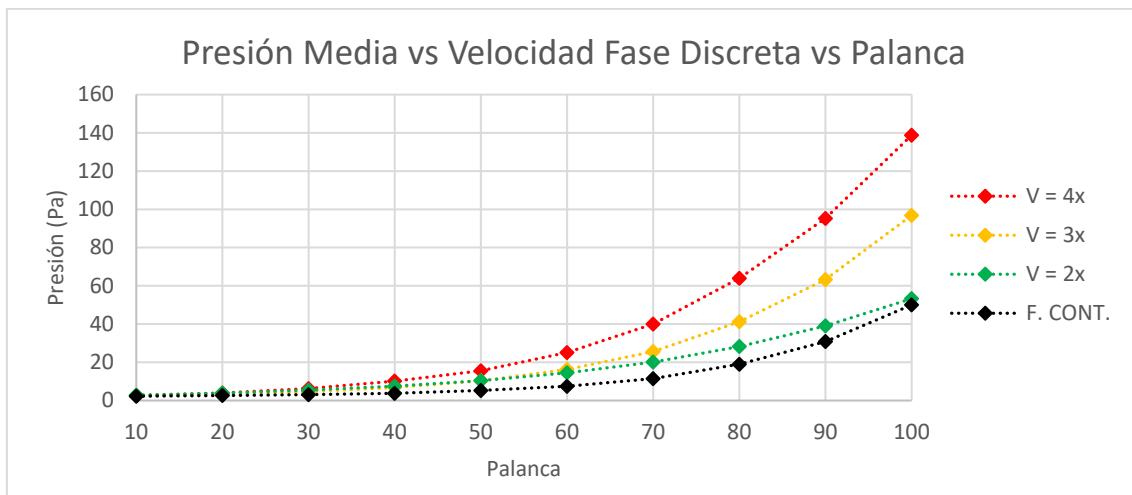


Gráfico 6.24 Presiones medias a la entrada del dominio en función de la velocidad de fase discreta (elaboración propia)

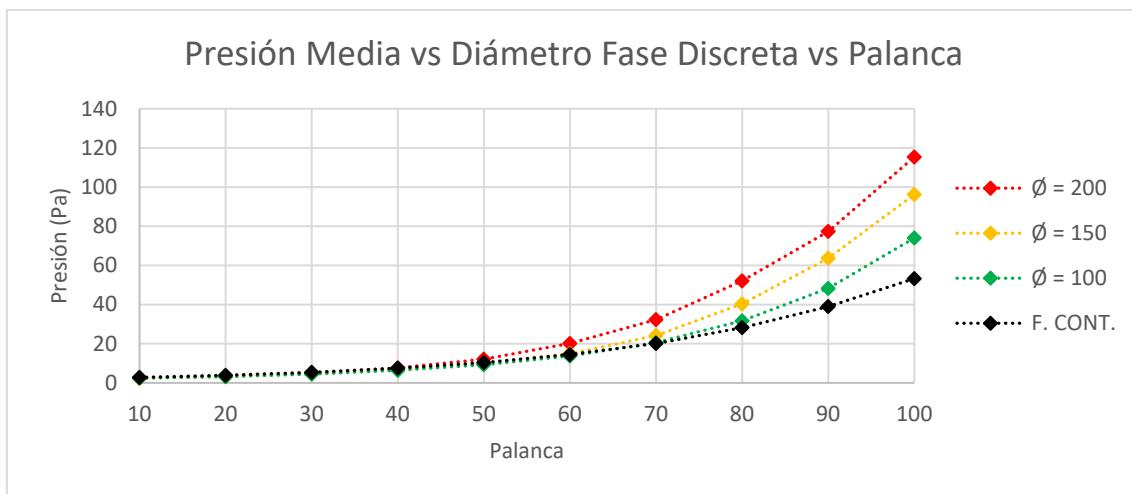


Gráfico 6.25 Presiones medias a la entrada del dominio en función del diámetro de fase discreta (elaboración propia)

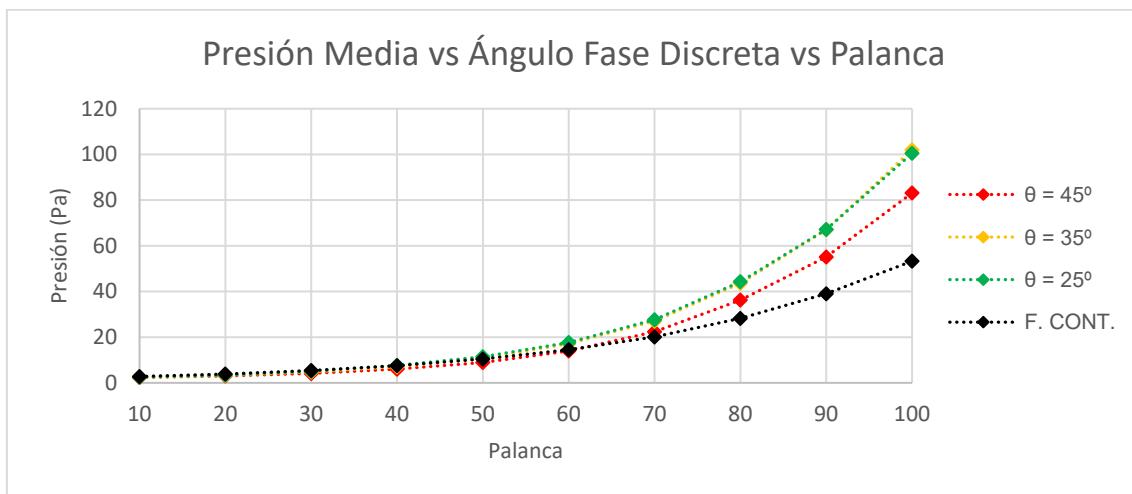


Gráfico 6.26 Presiones medias a la entrada del dominio en función del ángulo de fase discreta (elaboración propia)

Y finalmente, en cuanto a los resultados del estudio de interacción de fases correspondientes a la velocidad media de salida del dominio de la fase continua, en las tablas 6.76, 6.77 y 6.78 se resumen los valores de las velocidades medias, en función de la velocidad de inyección, diámetro y ángulo de fase discreta respectivamente, para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca:

V (m/s)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
2x	7,041	8,435	10,085	11,956	14,379	17,213	20,503	24,636	30,041	36,545
3x	7,046	8,481	10,151	12,006	14,448	17,286	20,557	24,666	30,081	36,689
4x	7,063	8,516	10,183	12,040	14,476	17,310	20,583	24,711	30,149	36,665

Tabla 6.76 Velocidades medias a la salida del dominio en función de la velocidad de fase discreta (elaboración propia)

\varnothing (μm)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
100	7,058	8,492	10,125	11,958	14,376	17,151	20,364	24,393	29,744	36,129
150	7,045	8,486	10,149	12,001	14,415	17,231	20,472	24,569	29,980	36,526
200	7,047	8,454	10,145	12,044	14,511	17,427	20,806	25,052	30,546	37,243

Tabla 6.77 Velocidades medias a la salida del dominio en función del diámetro de fase discreta (elaboración propia)

θ ($^{\circ}$)	PAL 10	PAL 20	PAL 30	PAL 40	PAL 50	PAL 60	PAL 70	PAL 80	PAL 90	PAL 100
25	7,060	8,509	10,142	11,979	14,406	17,219	20,494	24,607	30,031	36,548
30	7,049	8,477	10,154	12,005	14,444	17,293	20,581	24,709	30,123	36,682
45	7,041	8,446	10,122	12,018	14,452	17,297	20,568	24,698	30,117	36,668

Tabla 6.78 Velocidades medias a la salida del dominio en función del ángulo de fase discreta (elaboración propia)

En los gráficos 6.27, 6.28 y 6.29 se representan las velocidades medias a la salida del dominio en función de la velocidad, diámetro y ángulo inyección de fase discreta:

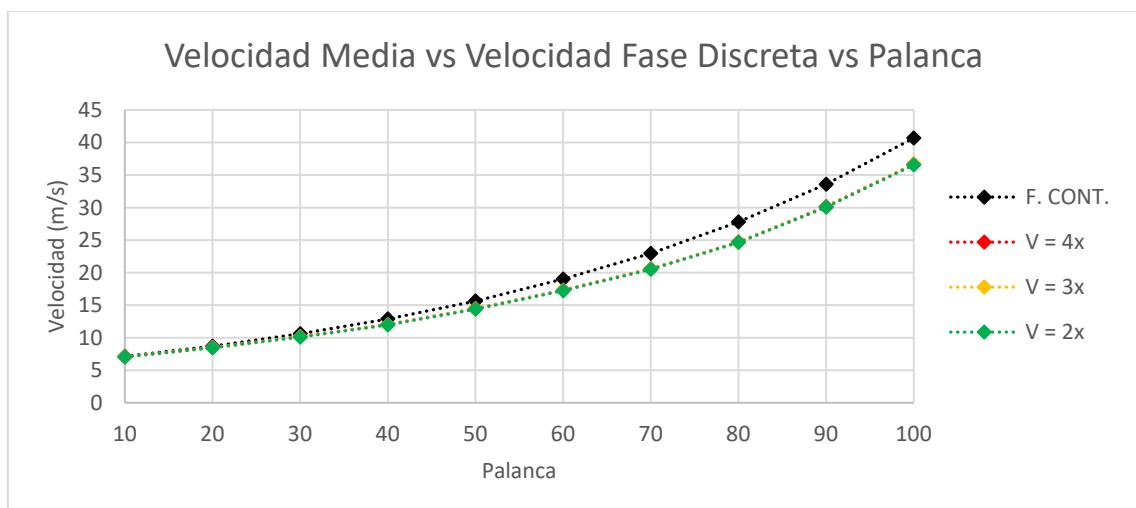


Gráfico 6.27 Velocidades medias a salida del dominio en función de la velocidad de fase discreta (elaboración propia)

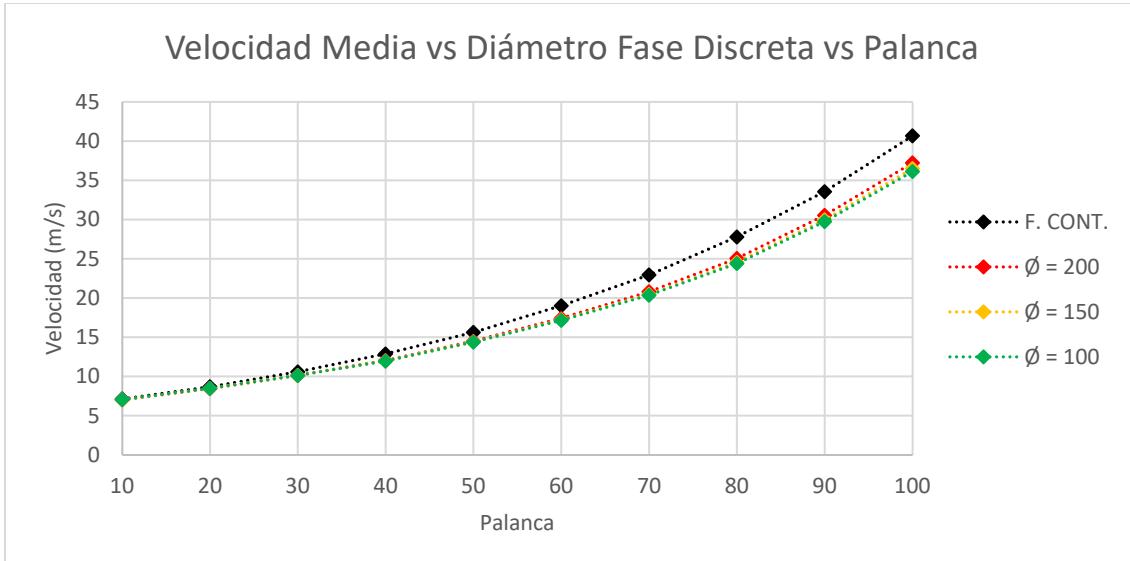


Gráfico 6.28 Velocidades medias a la salida del dominio en función del diámetro de fase discreta (elaboración propia)

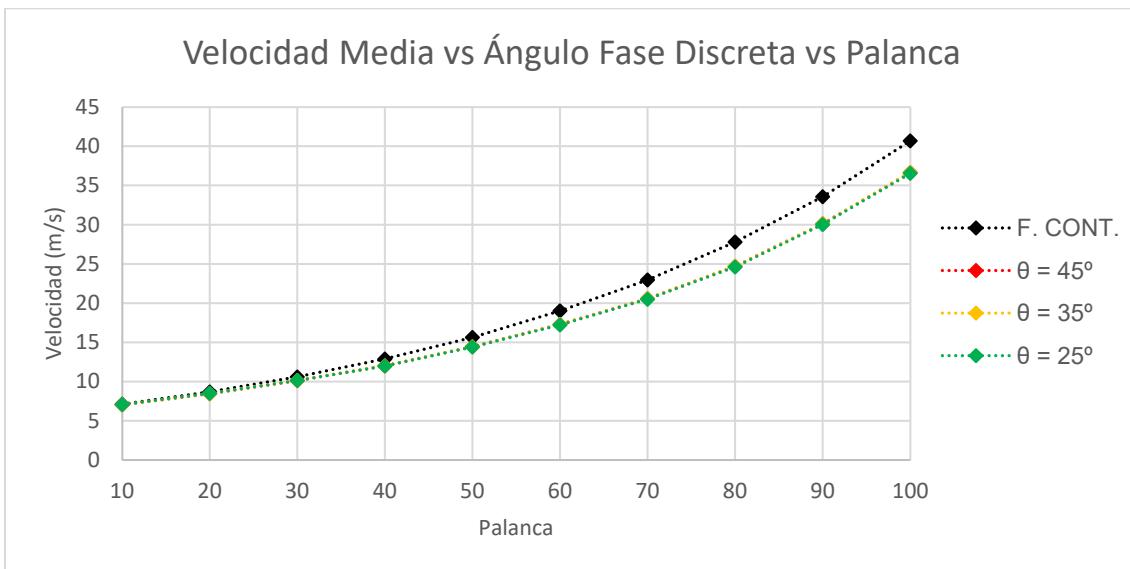


Gráfico 6.29 Velocidades medias a la salida del dominio en función del ángulo de fase discreta (elaboración propia)

A partir de los gráficos 6.24, 6.25 y 6.26 referidos a la presión estática media de entrada de los gases en el interior del dominio, se puede concluir que dicha presión se verá afectada en relación directa a la velocidad y diámetro de fase discreta y en relación inversa con el ángulo de inyección de la fase discreta.

También, de los gráficos 6.27, 6.28 y 6.29 se puede concluir que la inyección de fase discreta en el torrente de gases correspondientes a la fase continua va a tener incidencia en la velocidad media de salida del dominio.

Sin embargo, la velocidad media de los gases a la salida del dominio no se va a ver afectada por variaciones en la velocidad, diámetro y ángulo de inyección de la fase discreta en el torrente de gases correspondientes a la fase continua.

6.2.8 Verificación y validación del estudio de viabilidad operativa del desarrollo

En el apartado 5.9, correspondiente al estudio de viabilidad operativa del sistema, se establecieron los requisitos a cumplir, desde el punto de vista operativo, del desarrollo propuesto en esta Tesis Doctoral.

En concreto, se estableció la necesidad de comprobar su integración dentro del subsistema de contramedidas EW – ECM de un buque de guerra de superficie como una técnica más dentro del conjunto de contramedidas conocidas como técnicas de engaño, basadas en el lanzamiento de señuelos IR.

Y más concretamente, haciendo coincidir su activación/desactivación junto con el lanzamiento de señuelos IR con el fin de potenciar el efecto de seducción de estos últimos mediante el incremento de la diferencia de emisiones IR entre el señuelo y el sistema de exhaustión de la GT del propio buque.

Respecto a esto último, en el momento del disparo de los señuelos IR el buque deberá maniobrar a gran velocidad con el fin de apartarse de la trayectoria de estos y, por lo tanto, del más que posible destino final de la amenaza, por lo que habrá que dimensionar el desarrollo propuesto para elevados grados de palanca de GT.

En definitiva, los requisitos operativos a cumplir por el desarrollo aquí propuesto quedaron fijados en los siguientes:

- Capacidad de despliegue rápido.
- Capacidad de repliegue rápido.
- Disponibilidad para régimen de GT desde palanca 60 a 100.
- Un solo tipo de spray con combinación óptima de parámetros.
- Flujo fijo de agua (fase discreta).
- Compatibilidad de funcionamiento con el sistema pasivo ED.
- Supervisión/control en remoto del sistema a través de subsistema ECM.

De los resultados del estudio de interacción de fases se pueden establecer las siguientes conclusiones preliminares, a falta de las conclusiones a la investigación correspondientes al siguiente capítulo en cuanto a la capacidad del desarrollo aquí propuesto de evaporar fase discreta:

- Relación directa respecto la velocidad de inyección.
- Relación inversa respecto del diámetro de gota.
- Relación inversa respecto del ángulo de inyección.

Sin embargo, en el mismo estudio de interacción de fases, se han encontrado las siguientes particularidades en cuanto a la temperatura media de la fase continua al abandonar el dominio de cálculo:

- Menor temperatura para diámetros de fase discreta de 150 µm. en vez de 100 µm., a partir de un régimen de la GT de palanca 60.
- Menor temperatura para ángulos de inyección de fase discreta de $\theta = 35^\circ$ en vez de 25° , a partir de un régimen de la GT de palanca 70.

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

En base a los resultados preliminares anteriores, en la tabla 6.79 se resume las características de fase continua y discreta consideradas en el estudio de viabilidad operativa del sistema. La selección del diámetro de gota de 100 μm asegura la evaporación total de la fase discreta, simplificándose de esta manera el posterior proceso de validación.

Fase continua	Régimen GT (palanca)	60,70,80,90,100
Fase discreta	Flujo (kg/s)	$\dot{m} = 3,0$
	Diámetro (μm)	$\varnothing = 100$
	Ángulo inyección ($^{\circ}$)	$\theta = 35$
	Velocidad inyección (m/s)	$V_x = -145,8$
		$V_y = 102,1$

Tabla 6.79 Características de fases continua y discreta consideradas (elaboración propia)

En las tablas 6.80 a 6.85 y gráficos 6.30 a 6.34 se resume el proceso de verificación y validación seguido en relación con los anteriores requisitos recogidos para el estudio de viabilidad operativa del desarrollo aquí propuesto.

PAL	60	70	80	90	100
m_{in} (kg/s)	36,455	42,675	50,113	58,802	69,105
m_{out} (kg/s)	-39,268	-45,487	-53,019	-61,708	-71,918
m_{DPM} (kg/s)	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000
F_P (N)	329,403	329,630	329,725	329,928	329,918
F_S (N)	-49,024	-57,229	-76,525	-99,888	-123,294
$F_{DPM,x}$ (N)	-423,731	-423,731	-423,731	-423,731	-423,731
ΔM_x (N)	-143,221	-151,494	-170,793	-194,124	-216,542
E_{in} (W)	1,26E+07	1,56E+07	1,94E+07	2,40E+07	2,97E+07
E_{out} (W)	-5,72E+06	-8,73E+06	-1,23E+07	-1,69E+07	-2,28E+07
E_{DPM} (W)	-6,91E+06	-6,91E+06	-7,14E+06	-7,14E+06	-6,91E+06
Imbal. (kg/s)	1,88E-01	1,88E-01	9,38E-02	9,38E-02	1,88E-01
Imbal. % m_{in}	5,14E-01	4,39E-01	1,87E-01	1,60E-01	2,71E-01
Imbal. (N)	-0,131	0,164	0,262	0,433	-0,565
Imbal. % F_S	0,267	0,287	0,342	0,434	0,458
Imbal. (W)	-1628,200	-2258,700	-2033,700	-2267,700	-3326,400
Imbal. % E_{in}	1,29E-02	1,44E-02	1,05E-02	9,44E-03	1,12E-02

Tabla 6.80 Verificación del estudio de viabilidad operativa del desarrollo para 4x, 35° y 100 μm (elaboración propia)

PAL	60	70	80	90	100
Imbal. % m_{in}	5,14E-01	4,39E-01	1,87E-01	1,60E-01	2,71E-01

Tabla 6.81 Imbal. % m_{in} ecuación continuidad del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

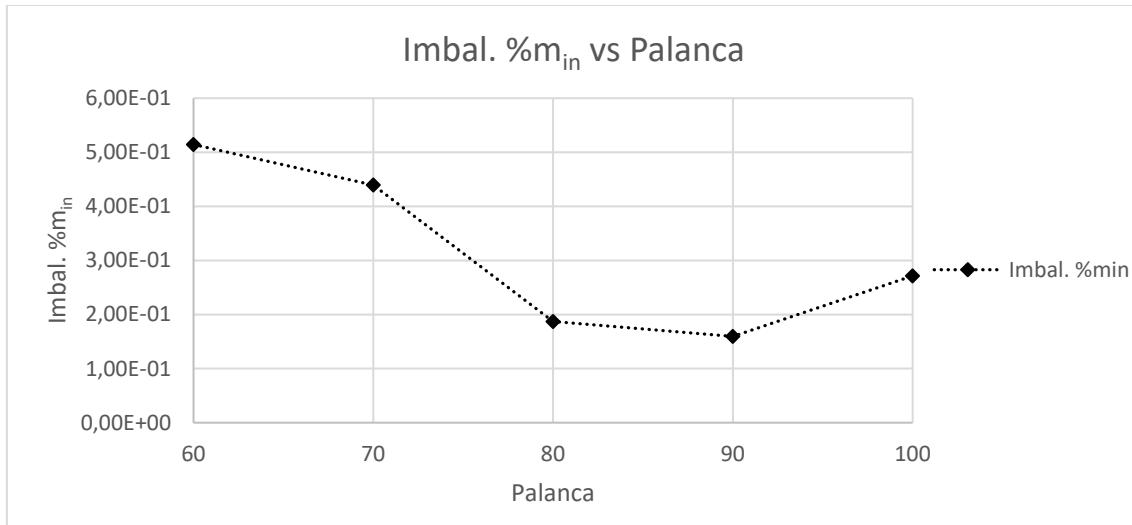


Gráfico 6.30 Imbal. %m_{in} ecuación de continuidad del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

PAL	60	70	80	90	100
Imbal. %F _s	0,267	0,287	0,342	0,434	0,458

Tabla 6.82 Imbal. %F_s ecuación de momento del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

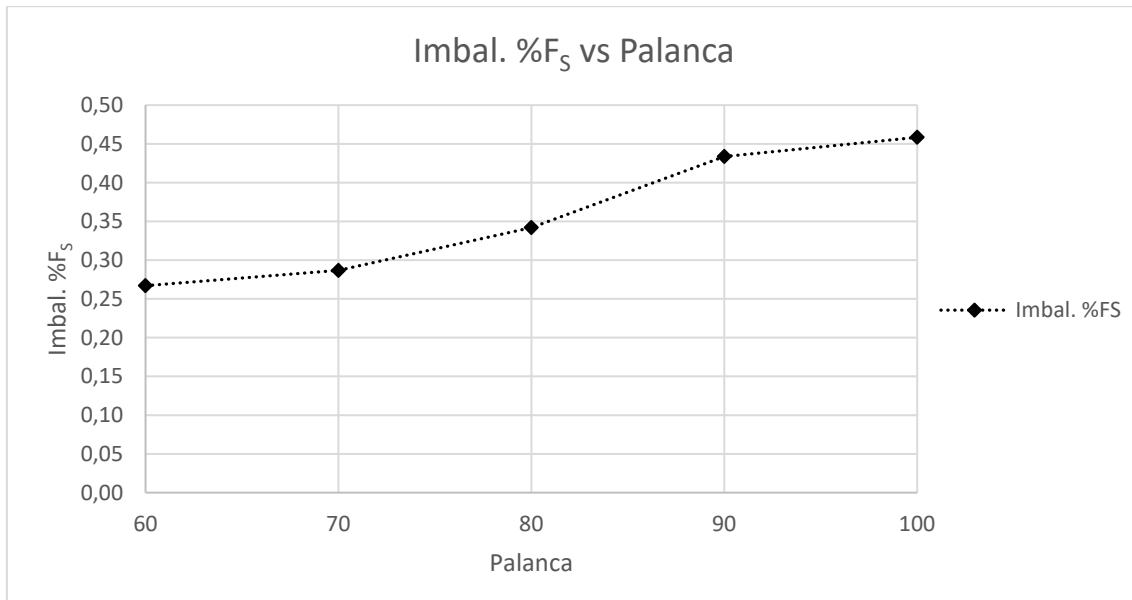


Gráfico 6.31 Imbal. %F_s ecuación de momento del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

PAL	60	70	80	90	100
Imbal. %E _{in}	1,29E-02	1,44E-02	1,05E-02	9,44E-03	1,12E-02

Tabla 6.83 Imbal. %E_{in} ecuación de energía del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

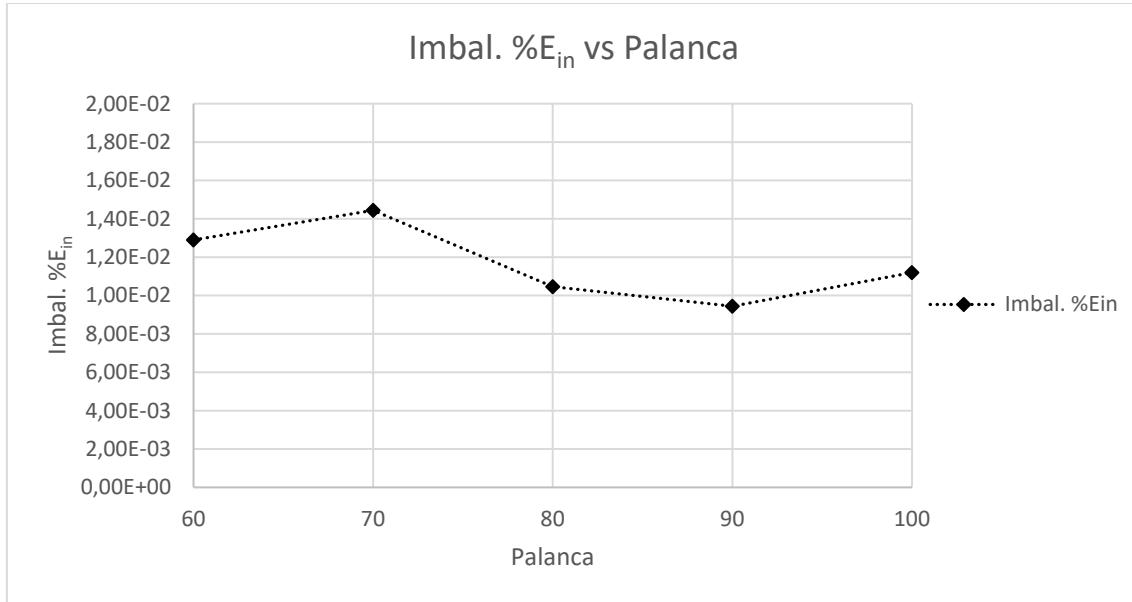


Gráfico 6.32 Imbal. %E_{in} ecuación de energía del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

PAL	60	70	80	90	100
C _F	3,86E-03	3,67E-03	3,42E-03	3,65E-03	3,50E-03
C _{F, EXP}	3,61E-03	3,54E-03	3,47E-03	3,41E-03	3,37E-03

Tabla 6.84 Valores C_F y C_{F,EXP} del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

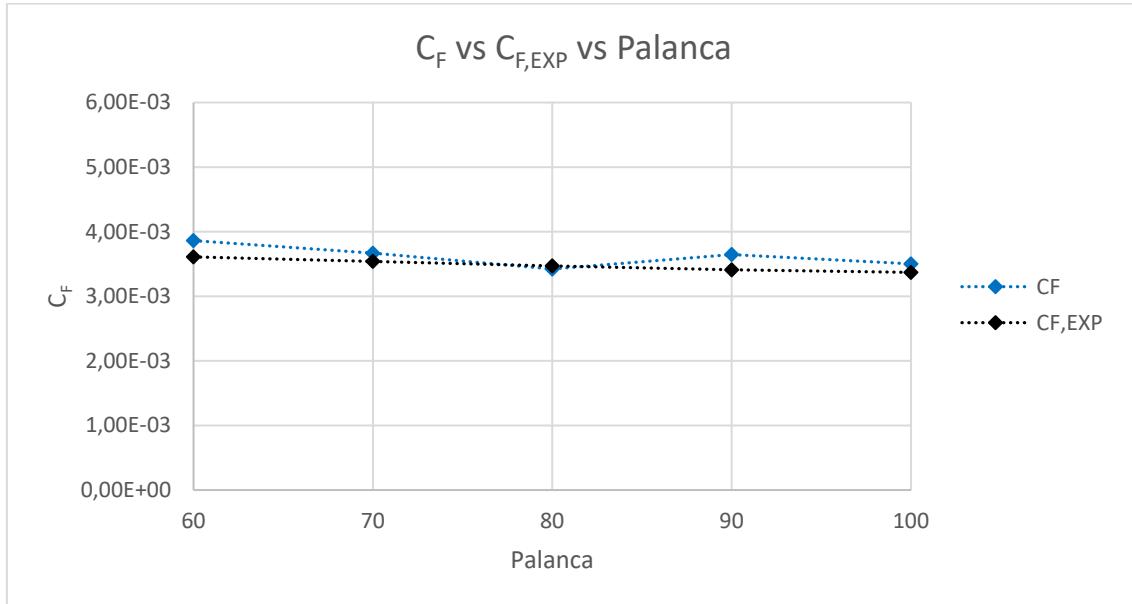
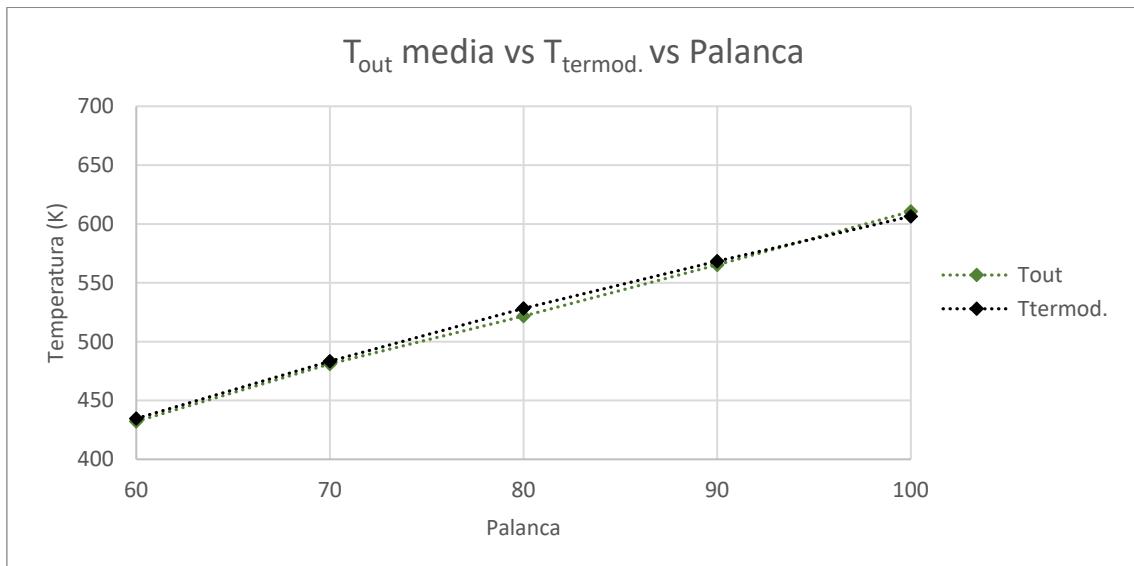


Gráfico 6.33 Comparativa entre C_F y C_{F,EXP} del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

PAL	60	70	80	90	100
T _{in} (K)	633	652	672	691	711
Pot. med. (kW)	7436	7436	7436	7436	7436
m̄ (kg/s)	36,4	42,8	50,2	58,9	69,1
c _p (kJ/kgK)	1,13	1,14	1,14	1,15	1,15
T _{out} (K)	432	481	522	565	611
T _{termod.} (K)	435	483	528	568	607

 Tabla 6.85 Temperaturas medias T_{out} y T_{termod.} del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

 Gráfico 6.34 Comparativa entre T_{out} media y T_{termod.} del estudio viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

A partir del gráfico 6.33 donde se comparan los valores del coeficiente de fricción (C_F) obtenidos por simulación y según datos experimentales ($C_{F,EXP}$), la variación media del coeficiente C_F respecto del $C_{F,EXP}$ del estudio de viabilidad operativa del desarrollo ha sido del 3,6%.

En lo que respecta a las temperaturas media de salida de los gases (T_{out}) y las correspondientes la potencia calorífica intercambiada entre fases según las leyes de la termodinámica ($T_{termod.}$), se observan temperaturas muy parecidas entre las curvas de temperaturas T_{out} y $T_{termod.}$ según muestra el gráfico 6.34, siendo en este caso la variación media de la temperatura T_{out} respecto de $T_{termod.}$ del 0,7%.

Por lo tanto, desde el punto de vista de la verificación y validación del modelo a partir de los desequilibrios en el punto de convergencia de las ecuaciones de gobierno y las comparativas de coeficientes de fricción y temperaturas medias resultantes respecto de valores experimentales y leyes físicas, este queda verificado y validado gracias a los reducidos porcentajes de variación obtenidos en cada caso.

6.2.9 Resultados del estudio de viabilidad operativa del desarrollo

Como se ha comentado con anterioridad, la presentación de resultados se realiza generalmente de dos formas, mediante representación gráfica y representación numérica.

La representación gráfica permitirá una visión rápida y global de los resultados obtenidos, mientras que la representación numérica se centrará en zonas de interés para un análisis de resultados más detallado.

Las ilustraciones 6.16, 6.17, 6.18, 6.19 y 6.20 muestran, a modo de ejemplo, los resultados gráficos obtenidos del estudio de viabilidad operativa del sistema, para las diferentes variables y en las siguientes condiciones:

- Fase continua, gases de GT para un régimen de PAL 100.
- Fase discreta, $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$, $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$.



Ilustración 6.16 Presiones estudio viabilidad operativa: PAL 100, $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$, $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$ (cortesía ANSYS, Inc.)

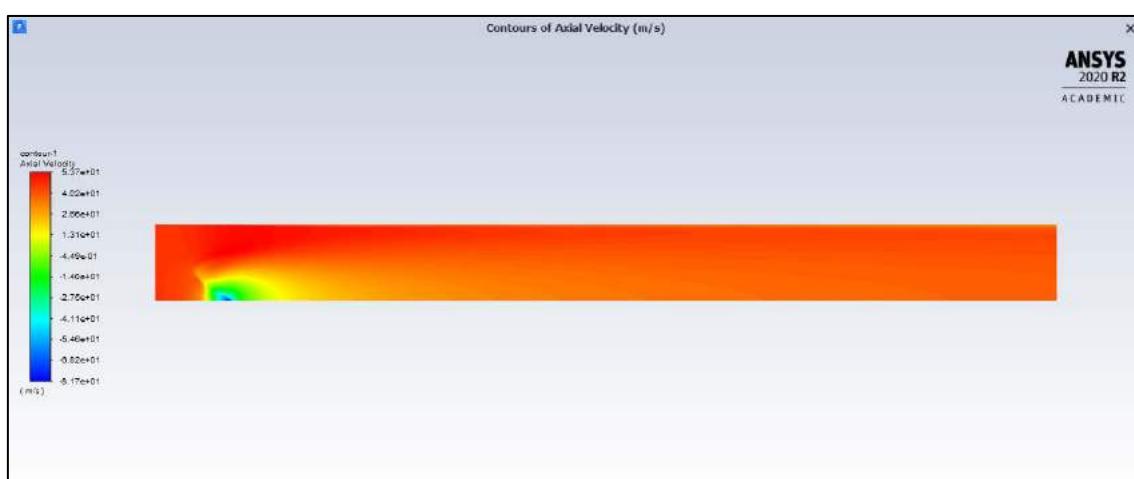


Ilustración 6.17 Velocidad estudio viabilidad operativa: PAL 100, $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$, $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$ (cortesía ANSYS, Inc.)

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

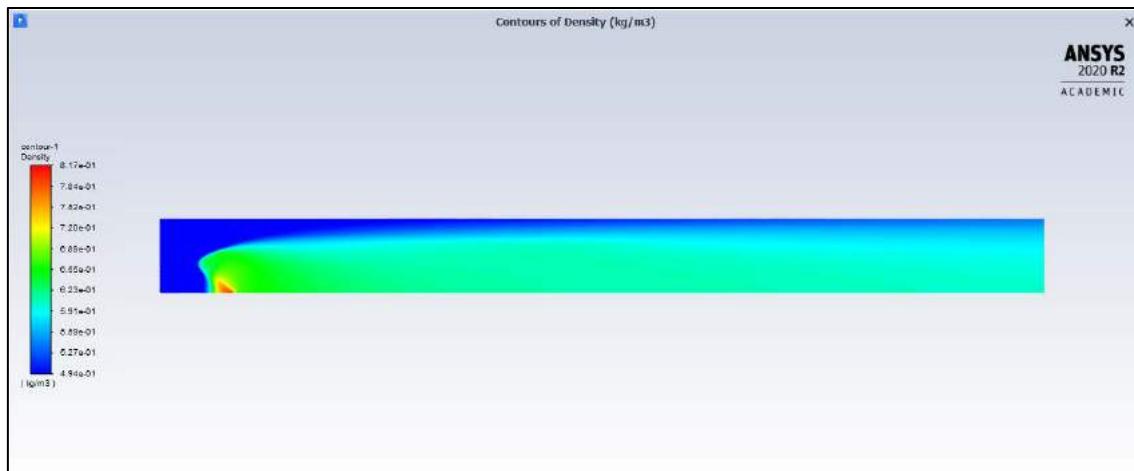


Ilustración 6.18 Densidad estudio viabilidad operativa: PAL 100, $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$, $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$ (cortesía ANSYS, Inc.)

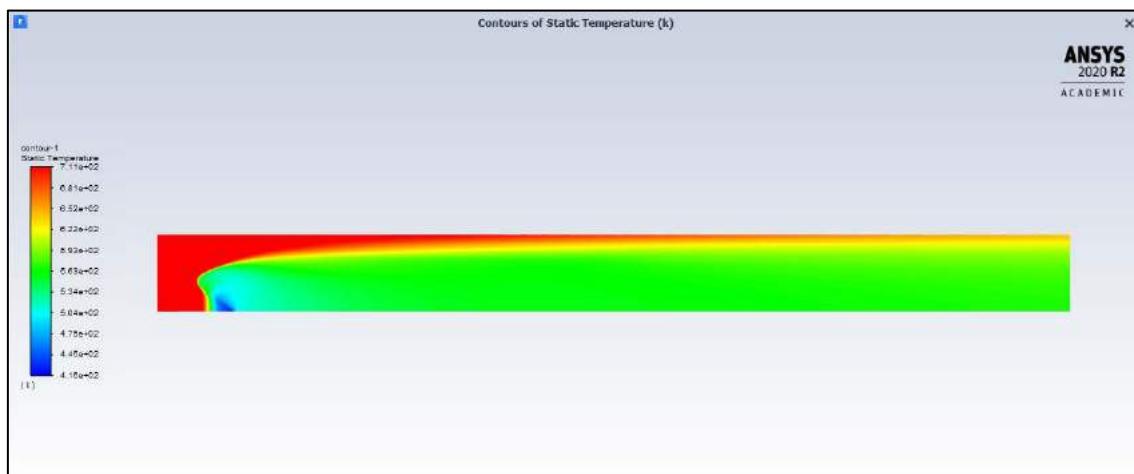


Ilustración 6.19 Temperat. estudio viabilidad operativa: PAL 100, $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$, $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$ (cortesía ANSYS, Inc.)

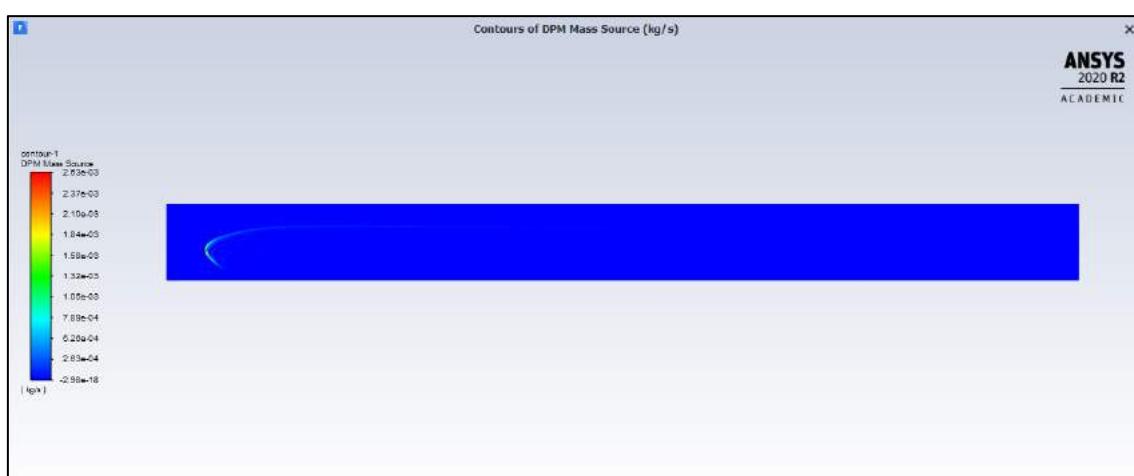


Ilustración 6.20 Masa DPM estudio viabilidad operativa: PAL 100, $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$, $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$ (cortesía ANSYS, Inc.)

En cuanto a la representación numérica de los resultados del estudio de viabilidad operativa del sistema, en la tabla 6.86 se resumen los valores correspondientes a las distancias alcanzadas por la fase discreta para cada una de las situaciones operativas estudiadas (régimen de GT desde PAL 60 a 100).

El color verde de todos los valores recogidos en la tabla 6.86 significa que en ningún caso la fase discreta ha abandonado el dominio por alcance de la entrada/salida (condiciones de contorno inlet/outlet).

PAL	60	70	80	90	100
L _{DPM} MIN. (m)	0,272	0,337	0,394	0,453	0,515
L _{DPM} MAX. (m)	7,167	6,233	6,240	6,200	6,340

Tabla 6.86 Distancia alcanzada DPM respecto de la entrada al dominio estudio viabilidad operativa (elaboración propia)

En el gráfico 6.35 se representan los valores correspondientes a las distancias alcanzadas por la fase discreta recogidos en la tabla 6.86.

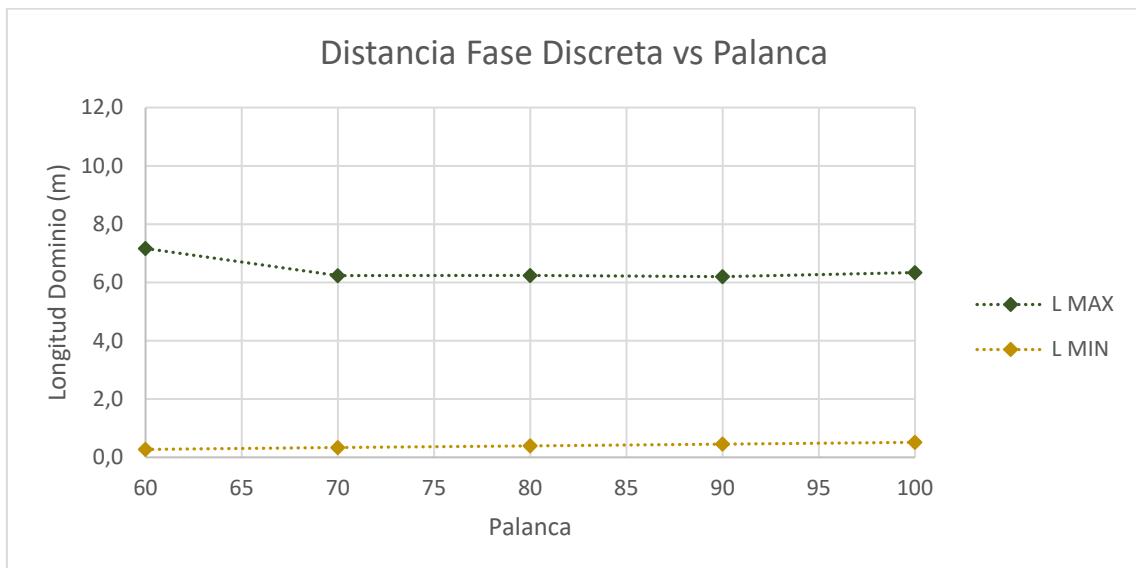


Gráfico 6.35 Distancia DPM respecto de la entrada al dominio del estudio de viabilidad operativa (elaboración propia)

En la tabla 6.87 se resumen los valores correspondientes a las potencias caloríficas sensibles y latentes cedidas por la fase continua (gases) a la fase discreta (agua nebulizada) durante el proceso de interacción de fases correspondiente al estudio de viabilidad operativa del desarrollo para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

Los valores totales de potencia calorífica intercambiada de la tabla 6.87 son los mismos debido a que se ha empleado la misma cantidad de fase discreta para cada grado de palanca de GT, cumpliéndose en todos los casos la condición de evaporación total de la fase discreta.

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

PAL	60	70	80	90	100
q _{sensible} (W)	6,46E+04	6,46E+04	6,46E+04	6,46E+04	6,46E+04
q _{latente} (W)	7,31E+06	7,31E+06	7,31E+06	7,31E+06	7,31E+06
TOTAL	7,37E+06	7,37E+06	7,37E+06	7,37E+06	7,37E+06

Tabla 6.87 Potencias caloríficas intercambiadas del estudio de viabilidad operativa (elaboración propia)

En la tabla 6.88 se resumen los valores medios de temperaturas de la fase continua a la entrada al dominio (T_{in}), los resultantes del proceso de interacción de fases del estudio de viabilidad operativa a la salida del dominio (T_{out}), los umbrales IRSS III (523 K) e IRSS IV (423 K) definidos en el apartado 3.5 Niveles de supresión de firma IR o IRSS, y la temperatura final resultante de superponer la curva de temperaturas T_{out} con la curva de enfriamiento correspondiente al ED para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

PAL	60	70	80	90	100
T_{in} (K)	633	652	672	691	711
IRSS III (K)	523	523	523	523	523
T_{out} (K)	432	481	522	565	611
IRSS IV (K)	423	423	423	423	423
$T_{out} + ED$ (K)	322	352	373	397	423

Tabla 6.88 Temperaturas medias T_{out} y T_{termo} del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

En el gráfico 6.36 se representan los valores correspondientes a las temperaturas alcanzadas por la fase continua recogidos en la tabla 6.88.

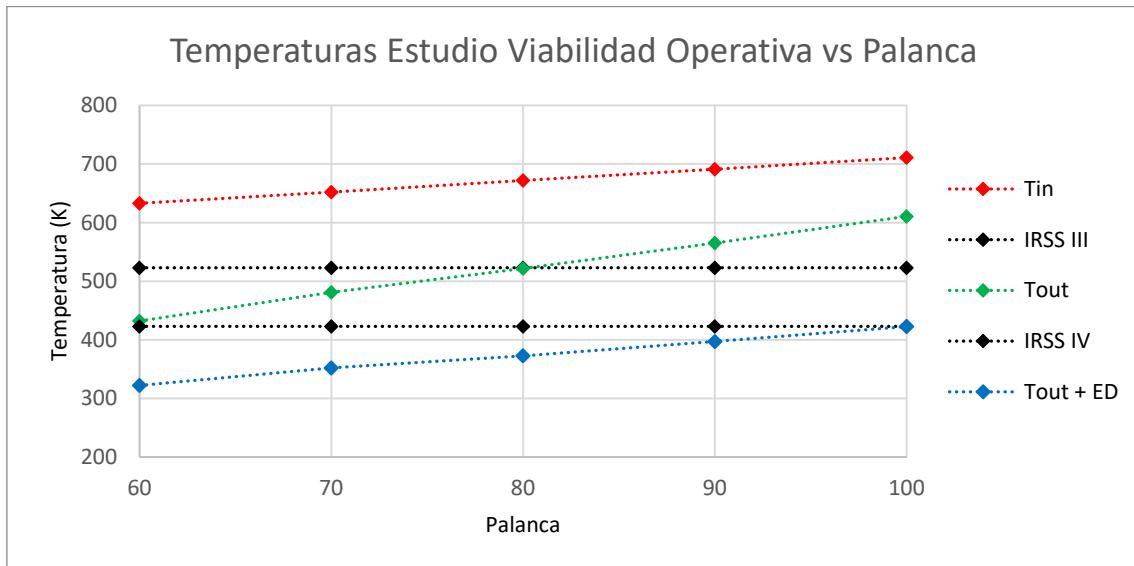


Gráfico 6.36 Temperaturas resultantes del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

En cuanto a los resultados del estudio de viabilidad operativa del desarrollo correspondientes a la presión de entrada y velocidad de salida del dominio, en la tabla 6.89 y gráficos 6.37 y 6.38 se resumen los valores de las presiones de entrada (p_{in}) y velocidades de salida del dominio (u_{out}), para cada régimen de GT representado por el correspondiente grado de palanca.

PAL	60	70	80	90	100
p_{in} (Pa)	90,84	92,29	96,58	98,56	100,26
u_{out} (m/s)	15,531	19,638	24,569	30,592	38,087

Tabla 6.89 Presiones (entrada) y velocidades (salida) del dominio del estudio de viabilidad operativa (elaboración propia)

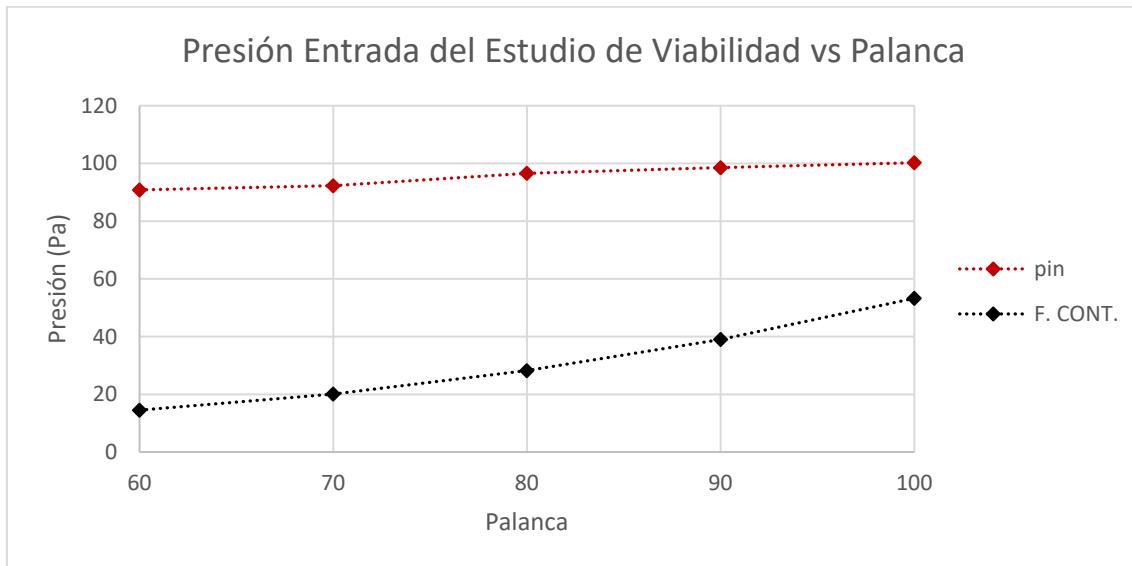


Gráfico 6.37 Presiones a la entrada del dominio del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

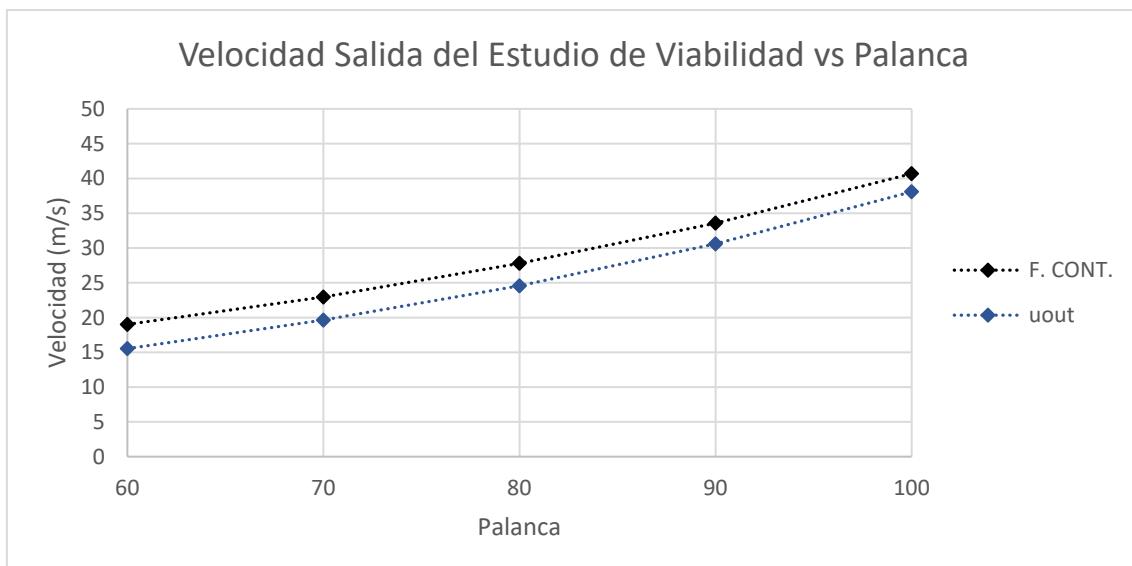


Gráfico 6.38 Velocidades a la salida del dominio del estudio de viabilidad operativa del desarrollo (elaboración propia)

7. CONCLUSIONES A LA INVESTIGACIÓN

En términos generales, los resultados obtenidos a partir de la realización de la presente Tesis Doctoral han resultado plenamente satisfactorios por diferentes motivos.

En primer lugar, debido a la consecución del objetivo principal que consistía, según quedó establecido en el capítulo 2 Objetivos, en la comprobación de la viabilidad de utilizar agua nebulizada en el interior de conductos de exhaustación de turbinas de gas marinas (GT), con el fin de reducir la temperatura de los gases de exhaustación.

Esta reducción de la temperatura de los gases de exhaustación queda patente si se comprueban los resultados obtenidos, tanto para el caso del estudio de interacción de fases (apartado 6.2.7), como el de viabilidad operativa del desarrollo (apartado 6.2.9).

Además, dicha reducción de temperatura de los gases de exhaustación se logra con uno de los agentes extintores (agua nebulizada) empleados habitualmente en cámaras de máquinas de buques de guerra naval de superficie, junto con espumas AFFF (siglas en inglés de “*Aqueous Fire Fighting Foam*”), agua salada, polvo seco químico y CO₂ (estos dos últimos en extintores portátiles).

Queda también demostrado que la reducción de la temperatura de los gases de exhaustación de la GT es compatible con el nivel de supresión de firma IR de tercer nivel o IRSS III definido en el capítulo 3 Estado del Arte, nivel alcanzado igualmente por los sistemas pasivos de enfriamiento de gases de exhaustación en base a eductores – difusores (ED) instalados en el tramo final de los conductos de exhaustación de motores de combustión interna.

Queda demostrado, igualmente, que mediante la combinación más ventajosa de variables de agua nebulizada obtenidas del estudio de interacción de fases (diámetro, ángulo y velocidad de inyección de partículas), junto con la curva de enfriamiento para sistemas pasivos de enfriamiento por ED, se consigue reducir la temperatura de los gases por debajo del cuarto nivel de supresión de firma IR o IRSS IV, como se corrobora en el apartado 6.2.9 relativo al estudio de viabilidad operativa del desarrollo propuesto.

Dicha reducción por debajo del nivel de firma IRSS IV supone, como se especifica en el apartado 3.5 Niveles de supresión de firma IR o IRSS, una reducción aún mayor de la susceptibilidad IR del buque, además de un incremento del tiempo disponible para el lanzamiento de seúuelos. En este caso, la amenaza potencial precisará de más tiempo para fijar la posición del buque.

En este sentido, el desarrollo aquí propuesto va a suponer un salto cuantitativo en la capacidad de defensa antiaérea en buques de guerra de superficie debido a la adopción, de forma generalizada, del nivel de supresión de firma IRSS III en la actualidad.

7.1 Conclusiones relativas a la resolución numérica del problema

Se han realizado un total de 44 simulaciones relativas al estudio de fase continua (11 por modelo de turbulencia) y 270 del estudio de interacción de fases, con un total de 5309 y 158114 iteraciones y horas invertidas en computación de 1,77 y 52,70 horas respectivamente (con un ratio aproximado de 50 iter/min.).

En cuanto al mallado, a pesar de la excelente asimetría y ortogonalidad alcanzada, se ha echado en falta la posibilidad de una mayor discretización del medio, debido a la limitación en el número de celdas/volúmenes finitos impuesta por la licencia del código CFD seleccionado, lo que hubiera supuesto una reducción aún mayor del error de discretización. Por el contrario, la reducción del dominio de 3D a 2D, gracias a la propiedad de simetría axial, ha permitido concentrar todo el recurso de mallado en una región del dominio con un tamaño mucho más reducido.

El proceso de verificación y validación del estudio de fase continua ha permitido la selección del modelo de turbulencia en base al número de iteraciones, desequilibrio de las ecuaciones de gobierno (verificación) y aproximación al coeficiente de fricción experimental en el punto de convergencia (validación).

Así mismo, el modelo de turbulencia Spalart-Allmaras seleccionado ha mostrado mejores resultados que el resto de los modelos, debido a las características relacionadas con el comportamiento lineal en las proximidades de la pared y la necesidad de resolución de una única ecuación de transporte.

Los valores de y^+ obtenidos del estudio de fase continua para todo el régimen de funcionamiento de la GT ($1,43 < y^+ < 4,95$) han permitido resolver de forma directa el perfil de velocidades próximas a la pared, gracias al comportamiento lineal de la función de pared en la subcapa viscosa ($y^+ < 5,0$), mejorándose de esta forma los resultados en la aproximación del coeficiente de fricción respecto de datos experimentales (con un error medio del 3,1%).

En cuanto al método de cálculo de gradientes seleccionado (green gauss) y la elección a su vez de la variante centrada en los nodos se ha conseguido eliminar el error de asimetría, lo que sin duda ha contribuido en la mejora de los resultados obtenidos a partir de la verificación y validación de todas las simulaciones realizadas.

Respecto del modelo de fase discreta seleccionado (Euler – Lagrange), las fracciones de volumen de fase discreta en relación con la fase continua utilizadas se encontraron en todo momento muy por debajo de los valores recomendados para el modelo (10%), incrementándose de esta forma la fiabilidad de la solución.

Por último, los valores residuales de las variables seleccionadas para los estudios de fase continua, interacción de fases y viabilidad operativa fueron de 10^{-6} , excepto en la ecuación de continuidad para los casos de interacción de fases (10^{-4}), por motivos de coste computacional y tiempo de cálculo.

7.2 Conclusiones relativas al estudio de fase continua

Los resultados correspondientes al modelo de fase continua de gases de exhaustación de la GT en todo su rango de funcionamiento han arrojado, en todos los casos analizados, variaciones lineales de la presión estática a lo largo del dominio, compatibles con lo que sucede en el mundo físico.

En cuanto a los campos de velocidades obtenidos, estos se encontraron siempre dominados por la componente axial de la velocidad en una amplia zona del dominio, sin existencia de gradientes y compatible con lo que sucede en los casos de Re elevados, donde los esfuerzos viscosos/difusivos son despreciables frente a los de inercia/convectivos.

Así mismo, en zonas próximas a la pared del conducto, donde los valores de Re son bajos, se reprodujo perfectamente el fenómeno de capa límite, gracias a la implementación del modelo de turbulencia seleccionado (Spalart-Allmaras).

Cabe recordar que en la capa límite los esfuerzos viscosos toman gran importancia, de forma que contribuyen directamente en el cálculo del coeficiente de fricción y, por lo tanto, en el proceso de validación de los resultados obtenidos.

En lo que respecta a la relación de los campos de velocidades obtenidos respecto de las velocidades del sonido para cada una de las condiciones de funcionamiento de la GT, estas se mantuvieron en todo momento por debajo del valor consigna para la condición de flujo incompresible ($M < 0,1$).

La condición de flujo incompresible e isotermo, sumado al cambio de dominio de 3D a 2D, redujo enormemente el sistema de ecuaciones de gobierno a partir de las ecuaciones generales en coordenadas cilíndricas para 3D, lo que ayudó de manera muy significativa a la estabilidad en la convergencia a la solución.

Debido al empleo del solver acoplado basado en la presión (PBS) para la resolución de las ecuaciones de gobierno, el valor de densidad permaneció constante a lo largo del dominio fluido, coincidiendo su valor con el valor seleccionado como condición inicial de los gases a la entrada del dominio y para cada grado de palanca seleccionado de la GT.

En cuanto a los valores de presión estática a la entrada del dominio, estos aumentaron de forma exponencial conforme aumentaba el régimen de funcionamiento de la GT, separándose de igual forma del valor seleccionado como condición de contorno para la presión a la salida del dominio ($p_{out} = 1 \text{ atm}$).

Respecto del campo de velocidades a la salida del dominio, su variación fue también exponencial en función del grado de palanca seleccionado, con valores de velocidad ligeramente por debajo de los valores a la entrada del dominio (condición inicial) para un mismo régimen de GT, fenómeno compatible con el mundo físico debido a la oposición al movimiento que ejercen los esfuerzos de origen viscoso.

7.3 Conclusiones relativas al estudio de interacción de fases

El estudio de los resultados de los modelos de interacción de fases ha puesto de manifiesto los fenómenos físicos sucedidos entre fases, en lo que respeta al intercambio de cantidad masa, cantidad de movimiento y energía.

Más concretamente, en base al acoplamiento bidireccional impuesto entre fases como método de resolución, se ha constatado que la influencia de la fase continua sobre la discreta se realiza vía fuerza de arrastre y turbulencia, mientras que la influencia de la fase discreta sobre la continua se cuantifica a partir de los términos fuente añadidos a las ecuaciones de gobierno de la fase continua, relativos al intercambio de masa, momento y energía.

En cuanto a la dispersión de las partículas de fase discreta como consecuencia de la influencia de la fase continua, no ha sido posible incluir en los cálculos esquema de seguimiento alguno, debido a la limitación impuesta por el modelo de turbulencia seleccionado.

A pesar de lo anterior, a partir de los resultados obtenidos de los procesos de verificación y validación de los modelos de interacción de fases, queda demostrado su efecto despreciable en términos cuantitativos, limitado únicamente por la búsqueda de una mejora en el realismo de la simulación.

A diferencia del estudio de fase continua, como consecuencia de la variación secuencial de las condiciones iniciales variables (diámetros, velocidades y ángulos de inyección de partículas) ha resultado posible evaluar su impacto de modo pormenorizado en los resultados finales del proceso, tanto en lo que respecta a la capacidad de evaporación de la fase discreta, como la temperatura final de la fase continua, presión a la entrada del dominio y velocidad a la salida.

Para el acoplamiento bidireccional entre fases, la fase continua se ha resuelto de forma estacionaria con un número de iteraciones osciló entre 30 y 40 por cada iteración transitoria de fase discreta. Así mismo, se ha demostrado que conforme disminuye el número de iteraciones de fase continua por cada iteración de fase discreta, se incrementa el total de iteraciones hasta la convergencia a la solución, a la vez que se mejora la estabilidad y se reducen los desequilibrios finales alcanzados por las ecuaciones de gobierno.

La conclusión anterior resulta de máxima importancia si se tiene en cuenta que el método de resolución de las ecuaciones de gobierno, PBS, exige la selección de factores de relajación para cada una de las variables, factores configurados por defecto por el código CFD seleccionado con criterios de optimización y que en ningún momento se han modificado.

Por lo tanto, la variación del número de iteraciones de fase continua respecto de la iteración de fase discreta ha permitido, en definitiva, jugar con relajaciones globales del sistema sin necesidad de modificar los factores de relajación configurados por defecto por el CFD seleccionado.

Además de las anteriores conclusiones para el estudio de interacción de fases, a partir del análisis de los resultados numéricos se pueden establecer las siguientes:

Evaporación de fase discreta:

- Varía en relación inversa al \emptyset .
- Varía en relación inversa a la u_i .
- No presenta variación alguna con el θ .

Temperatura media fase continua al abandonar el dominio:

- Varía en relación directa al \emptyset hasta PAL 60. En adelante mín. $\emptyset = 150 \mu\text{m}$.
- Varía en relación inversa a la u_i .
- Variación no concluyente, presenta mín. $\theta = 35^\circ$ a partir de PAL 70.

Presión media fase continua a la entrada del dominio:

- Varía en relación directa al \emptyset de gota.
- Varía en relación directa a la u_i de gota.
- Varía en relación inversa con el θ de gota, idéntico para 25° y 35° .
- Presiones superiores a la correspondiente a la fase continua.

Velocidad media fase continua a la salida del dominio:

- No presenta variación con \emptyset .
- No presenta variación con u_i .
- No presenta variación con θ .
- Velocidades inferiores a la correspondiente a la fase continua.

A partir de las conclusiones anteriores y en base al estudio de interacción de fases realizado en el capítulo anterior, se puede concluir que la incidencia en el proceso de interacción de fases de las anteriores variables será (por orden de importancia) el siguiente:

- Diámetro de gotas (\emptyset).
- Velocidad inicial de inyección de gotas (u_i).
- Ángulo de inyección de gotas (θ).

En cuanto a las potencias caloríficas intercambiadas en el proceso de interacción de fases, se concluye que su relación con el diámetro de gotas (\emptyset) es a la inversa, es decir, aumentan conforme disminuye el diámetro de partícula, siendo las de cambio de estado o latente muy superiores a las de calentamiento inerte o sensible (99% vs 1% aprox.).

Finalmente, en el estudio de interacción de fases no se ha podido incluir parámetro de distribución de diámetros (N) alguno, por la imposibilidad del uso de distribuciones debido al cambio de geometría de 3D a 2D. En cualquier caso, el diámetro medio de partículas resulta el parámetro principal de caracterización del agua nebulizada, por lo que las anteriores conclusiones serán perfectamente válidas para distribuciones con parámetros de distribución (N) elevados.

7.4 Conclusiones relativas al estudio de viabilidad operativa del desarrollo

El desarrollo aquí propuesto resulta plenamente integrable dentro de lo que se conoce como doctrina ASMD para buques de guerra naval de superficie y, más concretamente, dentro del subsistema de contramedidas ECM como una contramedida más del conjunto de las conocidas como técnicas de engaño.

Además de esto, el desarrollo ha sido dimensionado para operaciones a elevada velocidad, esto es, para elevados grados de palanca de GT en los que el buque debe de maniobrar de forma rápida ante las demandas propias de las operaciones de tipo ASMD (grados de palanca PAL 60 a 100).

Todo lo anterior se ha conseguido en base a las siguientes particularidades desde el punto de vista de la tecnología de nebulización:

- Combinación óptima de parámetros a partir del estudio de interacción de fases: $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$.
- Flujo fijo de agua: $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$.
- Compatibilidad de funcionamiento con el sistema pasivo ED.

A partir de los resultados obtenidos del estudio de viabilidad operativa, se pueden establecer las siguientes conclusiones:

- La condición de evaporación total se ha cumplido para todos los puntos de funcionamiento estudiados.
- Las potencias caloríficas intercambiadas han presentado la misma distribución entre calores latentes y sensibles (99% vs 1% aprox.) que en el caso del estudio de interacción de fases.
- Las temperaturas resultantes, resultado de superponer las temperaturas del proceso de interacción de fases junto con las de enfriamiento del sistema pasivo ED se han situado siempre por debajo del nivel de supresión IRSS IV en todo el rango definido como requisito (PAL 60 y 100).
- En cuanto a las presiones a la entrada del dominio y velocidades a la salida, el comportamiento observado no se ha diferenciado mucho del obtenido del estudio de interacción de fases.

Además de la ventajas en cuanto a la reducción de susceptibilidad IR, de incremento en el tiempo disponible para el lanzamiento de contramedidas (señuelos) y de retardos en los tiempos necesarios por parte de las amenazas para fijar la posición del buque como objetivo, la condición de evaporación total en todo el rango de funcionamiento del desarrollo (PAL 60 a 100) permitirá trabajar al desarrollo sin emitir partículas de agua nebulizada a la atmósfera.

El hecho de no enviar partículas a la atmósfera resultará estratégico debido a la posible incidencia en la detectabilidad del buque por RADAR, en lo que se conoce como RCS del buque (siglas en inglés de “Radar Cross-Section”).

7.5 Aprovechamiento energético de los gases de exhaustación

A partir de los cálculos relativos a la potencia total que abandona el conducto de exhaustión de la GT incluidos en el capítulo 5 Metodología Aplicada a la Investigación, se ha podido constatar la enorme cantidad de potencia desaprovechada, con una contribución muy significativa en la banda MWIR del espectro IR.

Además del desarrollo expuesto en esta Tesis Doctoral como medio eficaz para la reducción de la temperatura de los gases de exhaustión, existe otra posibilidad de reducir la temperatura de estos, basada en su aprovechamiento energético.

Mediante la transformación de la energía de los gases en otras formas de energía (mecánica, eléctrica, etc.), se conseguirá reducir la temperatura de estos, incrementándose a su vez el rendimiento del conjunto propulsivo.

Las plantas COGAS de ciclo térmico combinado, también denominado STAG (siglas en inglés de “Steam And Gas Turbine”) y RACER (siglas en inglés de “Rankine Cycle Energy Recovery”) emplean los gases de exhaustión de la turbina de gas para la generación del vapor que moverá otra turbina. La potencia desarrollada por la turbina de vapor se encontrará comprendida entre un 20 y un 35 % de la producida por la turbina de gas [5].

Aunque los sistemas COGAS (ilustración 7.1), y su variante eléctrica COGES, han sido ampliamente implantados en buques civiles (grandes cruceros), apenas han tenido impacto en buques de guerra. De hecho, durante el desarrollo del programa DDG-51 Arleigh Burke en la década de los 80 se contempló la posibilidad de su instalación a bordo, aunque finalmente se canceló [5].

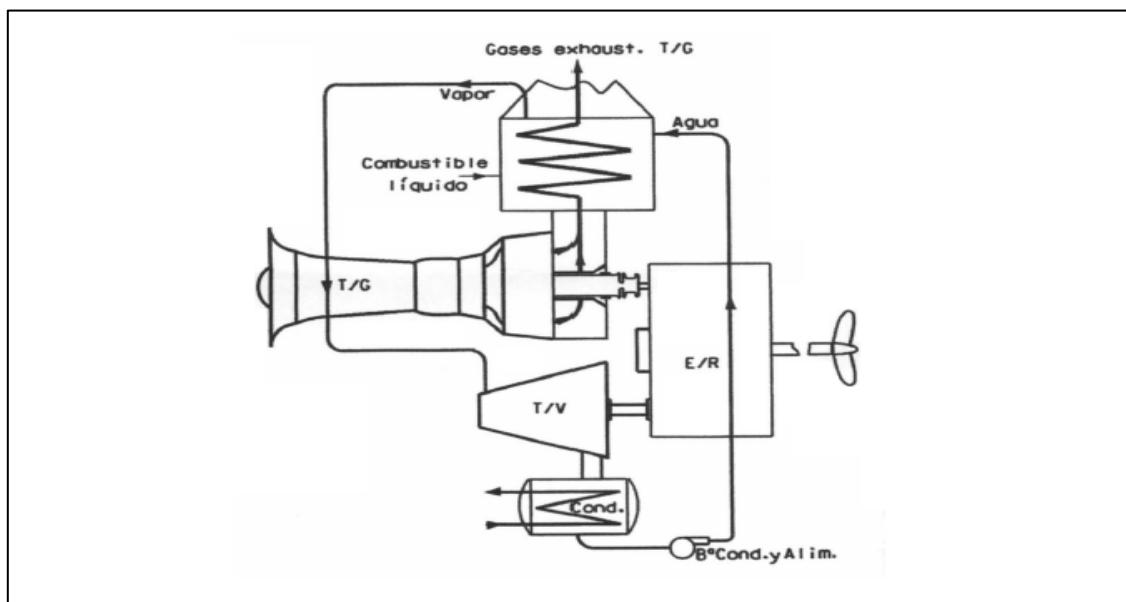


Ilustración 7.1 Planta COGAS de ciclo térmico combinado [5]

7.6 Posibles aplicaciones al desarrollo propuesto

Una de las posibilidades de puesta en práctica de los resultados y conclusiones aportados en esta Tesis Doctoral, tiene que ver con la aplicación del Convenio Internacional para Prevenir la Contaminación por los Buques (MARPOL) a buques en general y, más concretamente, al buque de guerra en particular.

El Convenio Internacional para Prevenir la Contaminación por los Buques MARPOL de 1973, se ocupa de preservar el medio ambiente marino mediante la prevención de la contaminación por petróleo y otras sustancias nocivas y la minimización de la descarga accidental de dichas sustancias [3].

Su contenido técnico se presenta en seis Anexos, de los cuales los cinco primeros han sido adoptados por el Convenio de 1973, modificado por un Protocolo de 1978 (MARPOL 73/78). Estos Anexos cubren la contaminación del mar por hidrocarburos, por sustancias líquidas nocivas a granel, por sustancias nocivas envasadas, por aguas residuales de buques y por basura de buques. El Anexo VI fue adoptado por un Protocolo adicional en 1997 y cubre la contaminación del aire de los buques [3].

El Convenio MARPOL es de obligado cumplimiento para cualquier buque que enarbole el pabellón de alguno de los Estados Parte⁸. En cambio, no deroga los derechos soberanos de los Estados sobre sus aguas [3].

Una de las exenciones a la obligatoriedad del cumplimiento del Convenio MARPOL son los buques de guerra de los Estados. En este caso, el cumplimiento es voluntario [3].

La declaración del cumplimiento del Convenio MARPOL por los buques de guerra de los Estados Parte se realiza mediante la emisión de los denominados “Certificados de Cumplimiento Voluntario MARPOL” [3].

Además del Convenio MARPOL, las Sociedades de Clasificación integradas en la IACS (siglas en inglés de “*International Association of Classification Societies*”) tienen cotas de clase adicionales con el fin de dar cumplimiento al Convenio MARPOL.

Al respecto de buques de guerra, las “*Rules for the Classification of Naval Ships*” de la Sociedad de Clasificación Bureau Veritas, presenta la cota de clase CLEAN SHIP (Pt A, Ch 5, Sec 7) con el fin de dar cumplimiento al Convenio MARPOL para buques de guerra [98].

En el caso concreto del tratamiento del control de emisiones a la atmósfera por parte del Convenio MARPOL, en su Anexo VI se incluyen las siguientes reglas relacionadas con distintos tipos de contaminantes emitidos por buques a la atmósfera [3]:

⁸ Ratificado por España el 22 de junio de 1984.

- Regla 12.- Sustancias que agotan la capa de ozono:
 - Prohibida su emisión deliberada.
 - Prohibidas las instalaciones que tengan sustancias que agoten la capa de ozono en buques construidos o equipos entregados después del 19 de abril de 2005.
- Regla 13.- Óxidos de Nitrógeno (NOx):
 - De aplicación a cualquier motor diésel marino con potencia de salida superior a 130 kW (excepto motores de emergencia).
 - Se definen 3 niveles TIER.
- Regla 14.- Óxidos de azufre (SOx) y materia particulada:
 - Define el contenido máximo de azufre permitido en el combustible diésel (DFM).
- Regla 16.- Incineración a bordo:
 - Define los límites de funcionamiento de los incineradores.
 - Define las sustancias prohibidas para incinerar.

De las anteriores reglas, las reglas 13 y 14 son de aplicabilidad a motores diésel para propulsión y generación eléctrica. Queda excluida la GT, debido al coeficiente de exceso de aire aplicado como requisito de funcionamiento para controlar la temperatura de los productos de combustión. Este coeficiente de exceso de aire supone, en la práctica, la reducción de la concentración de sustancias contaminantes vertidas a la atmósfera.

En el caso concreto de la regla 14 que limita el contenido de SOx en combustibles diésel marinos, desde el 2 de enero de 2020 se encuentra en vigor la norma IMO 2020, también conocida como “*Sulphur 2020*” o MARPOL 2020, la cual limita el contenido de azufre en el DFM al 0,5% (con anterioridad al 3,5%), como medida de control de emisiones de SOx a la atmósfera [98].

En el caso particular de los buques de guerra en cuanto a normativa STANAG (siglas en inglés de “*STANDARDIZATION AGREEMENT*”), el STANAG 1385⁹ “*Guide Specification (Minimum Quality Standards) for Fuel, Naval Distillate (F-75 and F-76)*”, establece los requisitos mínimos de calidad para el combustible diésel (F-76) de uso a bordo de buques de países de la NATO [99].

En base al anterior STANAG, la norma militar MIL-PRF-16884K de 14 de noviembre de 2002, de uso común en buques de la NATO, establece para el combustible diésel naval F-76 un contenido máximo de azufre del 1,0%.

En la actualidad, la norma militar MIL-DTL-16884P de 26 de septiembre de 2017, establece para el combustible diésel naval F-76 un contenido máximo de azufre del 0,0015% en masa, por lo que queda asegurado el cumplimiento de la norma IMO 2020 en cuanto al contenido máximo de SOx en combustibles diésel marinos (F-76) para el caso de buques de guerra.

⁹ Ratificado por España el 1 de agosto de 2017.

En cuanto a la regla 13, la normativa MARPOL establece su aplicación a cualquier motor diésel marino con potencia mayor de 130 kW en base a tres niveles de emisiones en función de los estándares TIER I, TIER II y TIER III [100].

El estándar TIER I fue introducido por primera vez junto con la versión de 1997 del Anexo VI del Convenio MARPOL, mientras que los estándares TIER II y TIER III lo fueron como enmiendas al Anexo VI en 2008 [100].

En este sentido, el alcance de los estándares TIER en función de la normativa MARPOL aparece resumido en la tabla 7.1 y gráfico 7.1:

Tier	Date	NOx Limit, g/kWh		
		$n < 130$	$130 \leq n < 2000$	$n \geq 2000$
Tier I	2000	17.0	$45 \cdot n^{-0.2}$	9.8
Tier II	2011	14.4	$44 \cdot n^{-0.23}$	7.7
Tier III	2016†	3.4	$9 \cdot n^{-0.2}$	1.96

† In NOx Emission Control Areas (Tier II standards apply outside ECAs).

Tabla 7.1 Resumen del alcance de los estándares de emisiones MARPOL – TIER [100]

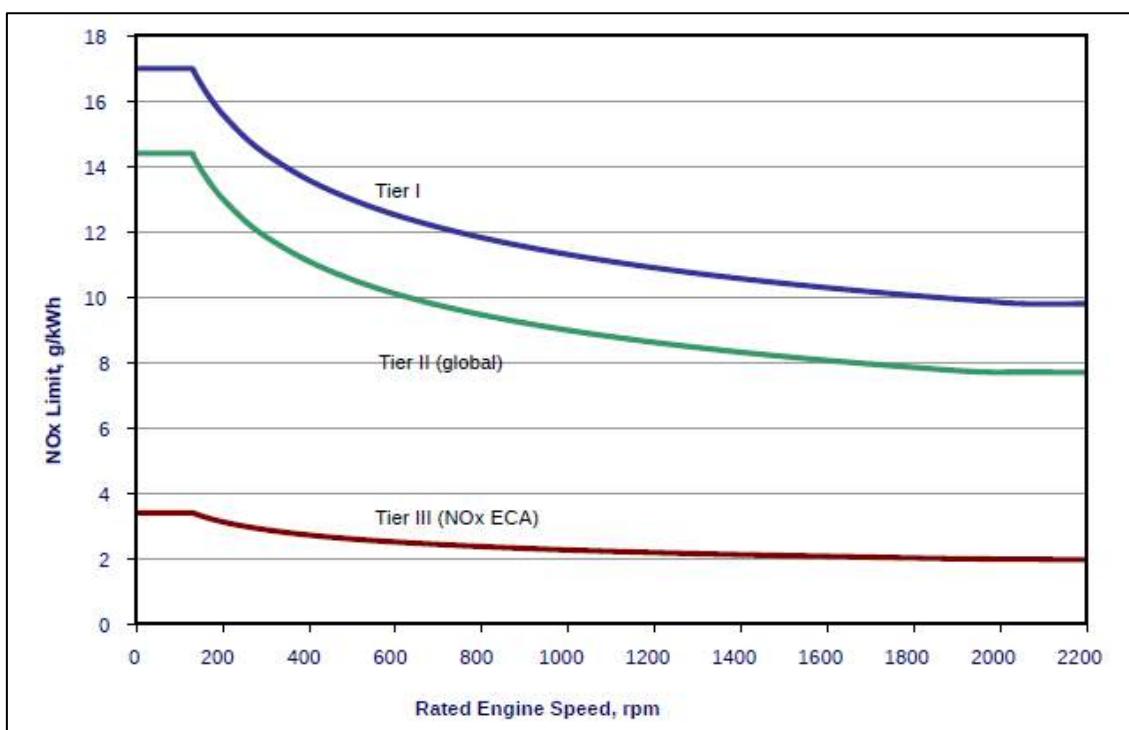


Gráfico 7.1 Representación gráfica del alcance de los estándares de emisiones MARPOL – TIER [100]

Actualmente, los estándares TIER I y TIER II se aplican a nivel global, mientras que el TIER III se aplica únicamente en las áreas de control de NOx conocidas como ECA (siglas en inglés de “Emission Control Areas”) (ilustración 7.2):

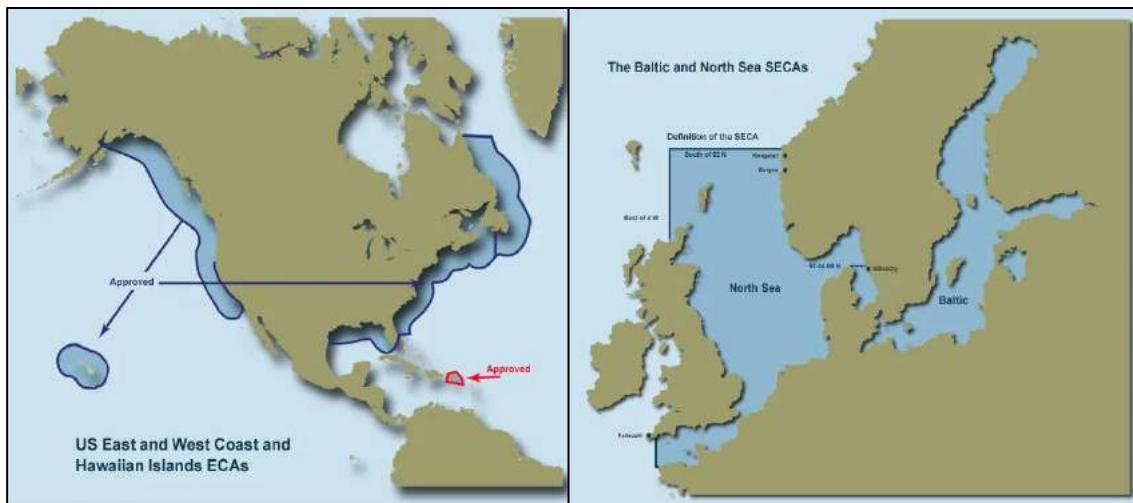


Ilustración 7.2 Distribución de las áreas de control de emisiones [100]

Si bien las limitaciones del estándar TIER II se pueden cumplir mediante la aplicación de procesos de optimización de la combustión, para el estándar TIER III se precisan tecnologías de control de emisiones basadas en la introducción de agua en el proceso de combustión, recirculación de gases de exhaustación, procesos de reducción catalítica selectiva, etc., [100].

Y es precisamente en este caso en el que se pueden poner en práctica los conocimientos adquiridos en esta Tesis Doctoral con el fin de controlar la emisión de NOx de motores diésel en lo que se conoce como SNCR del NOx (siglas en inglés de “*Selective NonCatalytic Reduction*”) [41].

Gracias a la SNCR se puede controlar la emisión de NOx mediante la inyección de amonio (NH_3) o urea ($\text{NH}_2\text{}_2$) inmediatamente a la salida de los gases de combustión de los cilindros hacia el colector de exhaustación [41].

La SNCR presenta la limitación de la elevada temperatura necesaria para que se produzca dicha reacción (en torno a 1000 K), de ahí la necesidad de injectar las partículas de amonio/urea en los gases de exhaustación en las cercanías del proceso de combustión [41].

En este sentido, los modelos de interacción de fases deberán incluir no sólo las leyes termodinámicas correspondientes al calentamiento inerte, evaporación y ebullición del amonio/urea, sino también las correspondientes a las reacciones químicas producidas por las nuevas especies contenidas tanto en los gases como a las reacciones de estos con el amonio/urea añadidos.

Los resultados obtenidos en esta Tesis Doctoral en cuanto a las variables correspondientes a la fase discreta (diámetro, velocidad inicial y ángulo de inyección de gotas) permitirán el diseño de corrientes de gotas a modo de spray en los que se maximice el contacto entre la fase continua (gases de exhaustación) y la fase discreta inyectada, compuesta en este caso por partículas de amonio/urea como elementos reductores del NOx contenido en los gases de exhaustación de motores de ciclo diésel.

7.7 Conclusiones finales

Como resumen de las conclusiones alcanzadas en apartados anteriores, se pueden establecer las siguientes conclusiones finales:

- Queda demostrada la viabilidad del desarrollo aquí propuesto para la refrigeración de los gases de exhaustación en turbinas de gas (GT) marinas.
- Además del punto anterior, queda igualmente demostrada la capacidad de refrigeración de los gases para todo el rango de funcionamiento de la GT.
- A partir de los resultados del estudio de interacción de fases, se ha alcanzado una combinación de parámetros de agua nebulizada óptima, tanto desde el punto de vista de la refrigeración de los gases (reducción de temperatura) como de la optimización del proceso de evaporación del agua nebulizada (potencia calorífica latente).
- Queda, así mismo, demostrada la viabilidad de integrar el desarrollo aquí propuesto dentro de la doctrina ASMD para buques de guerra de superficie, dentro del subsistema de contramedidas ENM como una contramedida más.
- Se demuestra también la compatibilidad de funcionamiento con sistemas pasivos de refrigeración de gases en base a sistemas de educción – difusión (ED) de aire limpio dentro del torrente de gases de exhaustación.
- Queda demostrado su correcto funcionamiento tanto en solitario, con el fin de mantener la temperatura de los gases por debajo del nivel IRSS III (523 K), como en combinación con sistemas ED a modo de sistema híbrido para regímenes elevados de GT (PAL 60 a PAL 100), lográndose una temperatura final de gases por debajo del nivel IRSS IV.
- Aun así, el desarrollo aquí propuesto presenta una fuerte dependencia del estado del arte de la tecnología de nebulización, con el fin de poder asegurar los parámetros óptimos de calidad del agua nebulizada necesarios con el fin de conseguir el efecto buscado.
- No se ha podido concretar el impacto en el proceso de interacción de fases del parámetro de distribución correspondiente a la distribución de diámetros de gota Rosin-Rammler, debido a la simplificación del problema original de 3D a 2D.

Además de las conclusiones anteriores caben significar las siguientes, tanto desde el punto de vista del aprovechamiento energético de los gases como del impacto ambiental de estos:

- La posibilidad de reducir la temperatura de los gases a partir de su aprovechamiento energético, en ciclos combinados COGAS.
- La puesta en práctica de los resultados obtenidos del proceso de interacción de fases con el fin de controlar las emisiones de NOx en motores diésel, mediante su reducción como parte del proceso SNCR.

ACRÓNIMOS

AFFF	Aqueous Fire Fighting Foam
AIAA	American Institute of Aeronautics and Astronautics
ASMD	AntiShip Missile Defence
ASTM	American Society for Testing and Materials
BST	Baseline Stress Transport
CAD	Computer Aided Design
CBRN	Chemical, Biological, Radiological and Nuclear
CC	Cámara de Combustión
CFD	Computational Fluid Dynamics
CIWS	Close-In Weapons System
CODAD	COmbined Diesel And Diesel
CODAG	COmbined Diesel And Gas turbine
CODELAG	COmbined Diesel ELectric And Gas turbine
CODELOG	COmbined Diesel ELectric Or Gas turbine
CODOG	COmbined Diesel Or Gas turbine
COEOD	COmbined Electric Or Diesel
COEOS	COmbined Electric Or Steam turbine
COGAG	COmbined Gas turbine And Gas turbine
COGAS	COmbined Gas turbine And Steam
COGES	COmbined Gas turbine Electric and Steam
COGOG	COmbined Gas turbine Or Gas turbine
CONAG	Combined Nuclear And Gas turbine
COSAG	COmbined Steam And Gas turbine
CS	Control Surface
CV	Control Volume
DBS	Density-Based Solver
DDG	Destroyer Designated Guided
DE	Diesel Engine
DEE	Diesel Engine Electric
DFM	Diesel Fuel Marine
DMS	Diámetro Medio Sauter
DPM	Discrete Phase Model
DRW	Discrete Random Walk
DS	Direct Simulation
DSU	Data Storage Unit
DVD	Digital Versatile Disc
ECA	Emission Control Areas
ECCM	Electronic Counter-CounterMeasures
ECM	Electronic CounterMeasures

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

ED	Eductores - Difusores
EMA	Estado Mayor de la Armada
ENS	Ecuaciones de Navier-Stokes
EPA	Environmental Protection Agency
ESM	Electronic Support Measures
EW	Electronic Warfare
FAT	Factory Acceptance Test
FD	Fase Discreta
FEM	Finite Element Method
FLIR	Forward Looking InfraRed
GEKO	Generalized K - Omega
GG	Generador de Gas
GT	Gas Turbine
HDD	Hard Drive Disk
HMI	Human Machine Interface
I+D	Investigación y Desarrollo
IACS	International Association of Classification Societies
IFEP	Integrated Full Electric Propulsion
IMO	International Maritime Organization
IR	InfraRed
IRCM	InfraRed CounterMeasures
IRSS	InfraRed Signature Suppresion
LCS	Littoral Combat Ship
LES	Large Eddy Simulation
LOT	Low Observability Technology
LWIR	Long Wavelength InfraRed
MARPOL	MARitime POLLution
MC	Machine Learning
MVD	Median Volumetric Diameter
MWIR	Medium Wavelength InfraRed
NATO	North Atlantic Treaty Organization
NETD	Noise Equivalent Temperature Difference
NWIR	Near Wavelength InfraRed
OSM	Onboard Signature Manager
PBS	Pressure-Based Solver
PCS	Propulsion Control System
PISO	Pressure Implicit Split Operator
PLA	Power Level Angle
QUICK	Quadratic Upstream Interpolation for Convective Kinematics
RACER	Rankine Cycle Energy Recovery
RADAR	RAdio Detection and Ranging

RAM	Random Access Memory
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RCS	Radar Cross-Section
RMS	Root Mean Square
SAT	Sea Acceptance Test
SATA	Serial Advanced Technology Attachment
SCADA	Supervisory Control And Data Acquisition
SER	Spectral Radiant Emittance
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations
SMD	Sauter Mean Diameter
SNCR	Selective NonCatalytic Reduction
SONAR	SOund NAVigation And Ranging
SRBOC	Super Rapid Bloom Offboard Countermeasures
SSD	Solid-State Disk
SST	Shear-Stress Transport
ST	Steam Turbine
STAG	Steam And Gas Turbine
STANAG	STANDARDIZATION AGREEMENT
SWI	Sea Water Injection
TA	Turbina de Alta
TP	Turbina de Potencia
TRB	Toneladas de Registro Bruto
VMD	Diámetro Volumétrico Medio
VMD	Volume Mean Diameter
WD	Wash-Down

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Riola Martínez, J. M., Pernas Urrutia, J. M. (2014) Reducción de la Firma IR mediante la Refrigeración de los Gases de Exhaustación en Buques de Guerra, Boletín Técnico de Ingeniería de la Armada N.º 6, ISSN 2659-6458
- [2] Vaitekunas, D., Thompson, J., Reid, F., (2000) IR vulnerability of Modern Warships using SHIPIR/NTCS. Presented at the Proceedings of the 1st Military Sensing Symposium, Paris, France
- [3] Convenio Internacional para Prevenir la Contaminación por los Buques, MARPOL 73/78, Organización Marítima Internacional (OMI), Ed. Consolidada 2017, Londres, ISBN: 9789280131413
- [4] National Geografic, (2019) El Siglo XIX Cien Años de Progreso y Revolución, Edit. RBA Plublishers, ISSN 2604-2045
- [5] Casanova Rivas, E., (2001) Máquinas para la Propulsión de Buques, Sección Publicaciones, Universidad de La Coruña, ISBN 84-95322-96-X
- [6] Greig, A. R., Coombes, J., Andrews, D. J., Pawling, R. P., (2009) Modelling the Heat Distribution in a Warship. WMTC, Institute of Marine Engineers, India
- [7] Casanova Rivas, E., (2009) El Buque de Guerra, 2^a ed., Fondo Editorial de Ingeniería Naval, Madrid, ISBN 978-84-933198-8-5
- [8] Seijo Jordán, I., (2013) Plantas Propulsoras Combinadas para Buques de Guerra, Boletín Técnico de Ingeniería de la Armada N.º 4, ISSN 2659-6458
- [9] GE Marine Solutions (2018) GE Marine Gas Turbines for Frigates, One Neumann Way, Cincinnati, Ohio, USA
- [10] Ohmayer, H. F., (2012) Propulsion System Choices for Modern Naval Vessels, Application Center Governmental Naval, Washington, USA
- [11] Villa Caro, R., Carral Couce, L. M., Fraguera Formoso, J.A., Pernas Urrutia, J. M. (2015) Estado del arte y futuro de los sistemas de supresión de firma IR en buques de guerra mediante la refrigeración de gases de exhaustación, XXIV Congreso Panamericano de Ingeniería Naval, Transporte Marítimo e Ingeniería Portuaria (COPINAVAL), Montevideo - Uruguay, ISBN: 978-9974-91-047-8
- [12] Pernas Urrutia, J. M., Riola Martínez, J. M. (2015) Modelado DPM en exhaustaciones de turbinas de gas marinas. Evaluación de la incidencia en la temperatura de los gases de exhaustación, Revista Ingeniería Naval N.º 941, ISSN: 0020-1073
- [13] Valdés Mancebo, R. H., Valledor Ros, A., Regalado Aquino, A., Díaz Montero, N., (2012) Campos físicos de buques, XXI Congreso Panamericano de Ingeniería Naval, Transporte Marítimo e Ingeniería Portuaria (COPINAVAL), Ciudad de la Habana - Cuba, ISBN: 978-9974-91-047-8
- [14] Vílchez, F., Sierra, H., (1999) Detectabilidad de Buques de Combate, Congreso Panamericano de Ingeniería Naval, Transporte Marítimo e Ingeniería Portuaria (COPINAVAL), Cartagena - Colombia, ISBN: 978-9974-91-047-8
- [15] Ab-Rahman, M. S., Hassan M. R., (2009) Analytical Analysis of Lock-on Range of Infrared Heat seeker Missile. Australian Journal of Basic and Applied Sciences, Australia.

- [16] Thompson, J., Vaitekunas, D., Birk, A. M., (2000) IR Signature Suppression of Modern Naval Ships. Davis Engineering Ltd., Ottawa, Canadá
- [17] Thompson, J., Vaitekunas, D., Brooking, B., (2000) Lowering Warship Signatures: Electromagnetic and Infrared. Presented at the SMi Conference: Signature Management, London
- [18] Cho, Y-J., Ko. D-E., (2017) A study on the Heat Flow Characteristics of IRSS. AMMSE 2017 4th International Conference on Advanced Materials, Mechanics and Structural Engineering, China
- [19] Vaitekunas, D., Kim, Y., (2013) IR Signature Management for the Modern Navy. The International Society for Optics and Photonics, SPIE Photonics West 2013, California
- [20] Cho, Y-J., Ko. D-E., (2017) A Study on the Characteristics of Design Variables for IRSS Diffuser. AMMSE 2017 4th International Conference on Advanced Materials, Mechanics and Structural Engineering, China
- [21] Davis, W. R., Thompson, J., (2002) Developing an IR Signature Specification for Military Platforms Using Modern Simulation Techniques. Presented at the SMi Conference: Pursuit of Stealth, London, UK
- [22] Hiscock, B., (2002) IR Suppression - Exhaust Gas Cooling by Water Injection. Presented at MECON, Hamburg, Germany
- [23] Pernas Urrutia, J. M., Riola Martínez, J. M. (2015) Modelado DPM aplicado a sistemas supresores de firma IR por agua nebulizada en exhaustaciones de turbinas de gas marinas. III Congreso Nacional de i+d en Defensa y Seguridad (DESEi+d 2015), ISBN: 978-94-944537-1-7
- [24] Vaitekunas, D., (2010) IR Susceptibility of Naval Ships using ShipIR/NTCS. Presented at the SPIE Defence, Security, and Sensing, Orlando, Florida, USA
- [25] Villa Caro, R., Pernas Urrutia, J. M. (2019) Control de firma IR en buques de guerra. Estado del arte y futuro. VII Congreso Nacional de i+d en Defensa y Seguridad (DESEi+d 2019), ISBN: : 978-84-9091-357-4
- [26] Mawhinney, J.R. and Solomon R. (1997) Water Mist Fire Suppression Systems, Fire Protection Handbook, 18th ed. National Fire Protection Association (NFPA), Boston, USA
- [27] Milke, J. A. (1996) Comparison of the Performance of Water Mist System Designs for Library Stack Areas, University of Maryland, College Park, Baywood Publishing Co., Inc.
- [28] Mawhinney, J.R. and Back, G. G. (2002) Water Mist Fire Suppression Systems, The SFPE Handbook of Fire Protection Engineering, 3th ed. National Fire Protection Association (NFPA), Boston, USA
- [29] Piers Hume, B. (2003) Water Mist Suppression in Conjunction with Displacement Ventilation, Fire Engineering Research Report 03/4, School of Engineering, University of Canterbury, New Zealand
- [30] Schick, R., (2008) Spray Technology Reference Guide: Understanding Drop Size, Spraying Systems Co., Wheaton, USA
- [31] Mawhinney, J.R., Eng P. Characteristics of Water Mist For Fire Suppression in Enclosures. National Research Council, Institute for Research in Construction, National Fire Laboratory, Canada
- [32] Brenton, J., Drysdale, D. and Grant, G. (2000) Fire Suppression By Water Sprays, Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 26, Pergamon Press. New York, USA

- [33] Wighus, R. (2001) Water Mist Fire Suppression Technology – Status and Gaps in Knowledge. Norwegian Fire Research Laboratory (SINTEF), Presented at International Water Mist Conference, Vienna, Austria
- [34] Jones, A. Nolan, P. F. (1995) Discussions On The Use Of Fine Water Sprays or Mist for Fire Suppression, Journal Loss Prev. Process Ind., Volume 8, Butterworth-Heinemann Ltd
- [35] Schick, R., (2008) Spray Technology Reference Guide: Understanding Drop Size, Spraying Systems Co., Wheaton, USA
- [36] Schick, R., (1997) General Guidelines on Drop Size Measurement Techniques and Terminology, Spraying Systems Co., Wheaton, USA
- [37] Lefebvre, A. H., (2017) McDonell, V. G. Atomization and Sprays, Second edition, Taylor & Francis CRC Press, ISBN 9781498736251
- [38] Schick, R., (2014) Simulations in Spray Technology – Innovating in a Rapidly Changing Environment, Spraying Systems Co., Wheaton, USA
- [39] Schick, R., (2000) Engineer's Guide to Spray Technology, Spraying Systems Co., Wheaton, USA
- [40] ANSYS Fluent (2019) User's Guide, Release 20.0, ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [41] ANSYS Fluent (2019) Theory Guide, Release 20.0, ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [42] ANSYS (2019) Computing Plattform Support, Release 20.0, ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [43] Crespo Martínez, A. (2006) Mecánica de Fluidos, Thomson Editores Spain Paraninfo S.A., Madrid, ISBN 84-9732-292-4
- [44] Çengel, Y. A., Cimbala, J. M. (2018) Fluid Mechanics: Fundamentals and Applications, 4th Edition, McGraw-Hill Education, New York, USA
- [45] Liñán Martínez, A., Rodríguez Fernández, M., Higuera Antón, F. J. (2005) Lecciones 1 a 22 de Mecánica de Fluidos, Sección de Publicaciones de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Aeronáuticos (ETSIA), Madrid, España
- [46] Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., Dewitt, D. P. (2011) Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7th Edition, John Wiley & Sons, Inc., USA, ISBN 978-0470-50197-9
- [47] Burbano, S., Burbano, E., Gracia, C., (2003) Física General, 32^a ed., Tebar, Madrid, ISBN 8-495-44782-7
- [48] Wimshurst, A. (2018) Computational Fluid Dynamics, Fundamentals Course, Edit. Fluid Mechanics 101
- [49] Potter, M. C., Wiggert, D. C. (2008) Fluid Mechanics, The McGraw-Hill Companies INC., ISBN 0-07-148781-6
- [50] Ballesteros, R., González, J., Fernández, J., Argüelles, K., (2003) Técnicas Numéricas en Mecánica de Fluidos, Universidad de Oviedo, Rafael Ballesteros Tajadura, Gijón, ISBN 84-607-9546-2
- [51] ANSYS Fluent (2010) Turbulence Modeling, Lecture 6, Customer Training Material, ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [52] Versteeg, H. K., Malalasekera, W. (2007) An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method, 2nd Edition, Pearson Education Limited, USA, ISBN 978-0-13-127498-3
- [53] Launder, B. E., Spalding, D. B. (1972) Lectures in Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, London, UK

- [54] Shih, T. H., Liou, W.W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu. J. (1995) A New Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows. Model Development and Validation, Computers Fluids
- [55] Wilcox, D. C. (1998) Turbulence Modeling for CFD, DCW Industries, Inc., La Canada, California. USA
- [56] Menter, F. R. (1994) Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA) Journal Vol. 32 Nº 8, Quantico, Virginia, USA
- [57] Menter, F. R. Lechner, R., Matyushenko, A. (2020) Best Practice: Generalized k- ω Two-Equation Turbulence Model in Ansys CFD (GEKO), ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [58] Spalart, P., Allmaras, S. (1992) A One Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows, Technical Report AIAA-92-0439, American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), USA
- [59] Bakker, A. (2002) Applied Computational Fluid Dynamics, Lecture 15 - Discrete Phase Model (DPM), ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [60] White, F. M. (2004) Mecánica de Fluidos, 5 Edición, McGraw-Hill Interamericana de España, S.A.U. ISBN: 84-481-4076-1
- [61] Liu, A. B., Mather, D., Reitz, R. D. (1993) Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays, SAE International Technical Paper 930072
- [62] Ranz, W. E., Marshall, W. R. (1952) Vaporization from Drops Part I, Chemical Engineering Progress, 48-3, University of Wisconsin - Madison, Wisconsin, USA
- [63] Ranz, W. E., Marshall, W. R. (1952) Evaporation from Drops Part I and Part II, Chemical Engineering Progress, 48-4, University of Wisconsin - Madison, Wisconsin, USA
- [64] Miller, R. S., Harstad, K., Bellan, J. (1998) Evaluation of Equilibrium and Non-Equilibrium Evaporation Models for Many Droplet Gas-Liquid Flow Simulations, International Journal of Multiphase Flow, ISSN 0301-9322
- [65] Sazhin, S. S. (2006) Advanced Models of Fuel Droplet Heating and Evaporation. Progress in Energy and Combustion Science, Elsevier Science, ISSN 0360-1285
- [66] Kuo, K. K. Y. (1986) Principles of Combustion, John Wiley and Sons, New York, USA
- [67] Gosman, A. D., Ioannides, E. (1983) Aspects of Computer Simulation of Liquid-Fuelled Combustors, Journal of Energy, 7-6, ISSN: 1555-5917
- [68] Jasak, H. (1996) Error Estimation and Analisys for the Finite Volume Method with Application to Fluid Flows, PhD Thesis, Imperial College, London, UK
- [69] Holmes, D. G., Connell, S. D. (1989) Solution of the 2D Navier-Stokes Equations on Unstructured Adaptive Grids, 9th Computational Fluid Dynamics Conference, American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), USA
- [70] Rauch, R. D., Batira, J. T., Yang, N. T. Y. (1991) Spatial Adaption Procedures on Unstructured Meshes for Accurate Unsteady Aerodynamic Flow Computations, Technical Report AIAA-91-1106, American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), USA

- [71] Barth, T. J., Jespersen, D. (1989) The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes", Technical Report AIAA-89-0366, 27th Aerospace Sciences Meeting, American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), USA
- [72] Lozano Durán, A. (2019) Apuntes sobre Dinámica de Fluidos Computacional, GNU Free Documentation License
- [73] Chorin, A. J. (1968) Numerical Solution of Navier-Stokes Equations, Mathematics of Computation 22, American Mathematical Society, ISSN 0025-5718
- [74] Moser, R. D., Kim, J., Mansour, N. N. (1999) Direct Numerical Simulation of Turbulent Channel Flow up to $Re = 590$, Physics of Fluids vol. 11, American Institute of Physics (AIP), ISSN 1089-7666
- [75] Bredberg, J. (2000) On the Wall Boundary Condition for Turbulence Models, Internal Report 00/4, Chalmers University of Technology, Sweden
- [76] Schiestel, R. (2008) Modeling and Simulation of Turbulent Flows, John Wiley & Sons, Inc., USA, ISBN 978-1-84821-001-1
- [77] Fernández Díez, P., Apuntes de Mecánica de Fluidos, Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética - Universidad de Cantabria
- [78] Phillips, T. S., Roy, C. J. (2014) Defect Correction and Error Transport Discretization Error Estimation for Applications in CFD, 32th Computational Fluid Dynamics Conference, American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), USA
- [79] Bhaskaran, R. (2018) A Hands-on Introduction to Engineering Simulations, Training Documentation, Swanson Director of Engineering Simulation, Cornell University, Ithaca - New York, USA
- [80] Ray, B., Bhaskaran, R., Collins, L. R. (2012) Introduction to CFD Basics, Cornell University, Ithaca - New York, USA
- [81] GE Marine Engines (1999) Propulsion Gas Turbine System – Technical Manual, General Electric Marine Engines, Cincinnati - Ohio, USA
- [82] Caterpillar (2010) C280 Marine Project Guide, USA
- [83] Wärtsilä (2017) Propulsion Control Systems Specifications, Wärtsilä Corporation, Finlandia
- [84] GE Marine Engines (2008) Informe Pruebas FAT GT LM-2500, General Electric Marine Engines, Cincinnati - Ohio, USA
- [85] Villa Caro, R., Pernas Urrutia, J. M. (2020) Propulsión CODOG en Buques de Guerra: Justificación desde el Punto de Vista de la Eficiencia Energética, Revista Ingeniería Naval N.º 994, Asociación de Ingenieros Navales de España (AINE), ISSN: 0020-1073
- [86] ANSYS ACT (2019) Customization Guide for SpaceClaim, Release 20.0, ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [87] ANSYS Meshing (2019) User's Guide, Release 20.0, ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [88] ANSYS (2019) Licensing Guide, Release 20.0, ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [89] ANSYS (2019) Installation and Licensing Documentation, Release 20.0, ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA

- [90] Oberkampf, W. L. Trucano, T. G. (2002) Verification and Validation in Computational Fluid Dynamics, Progress in Aerospace Sciences, Vol. 38, ISSN: 0376-0421
- [91] Roache, P. J. (1998) Verification and Validation in Computational Science and Engineering, Hermosa Publishers, Albuquerque, New México 87119-9110, USA
- [92] Oberkampf, W. L. Trucano, T. G. (2007) Verification and Validation Benchmarks, Sandia National Laboratories, Albuquerque, California, USA
- [93] ANSYS (2019) Fluid Dynamics Verification Manual, Release 20.0, ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [94] Munson, B. R., Young, D. F., Okiishi, T. H., Huebsch, W. W. (2009) Fundamentals of Fluid Mechanics, 6th Edition, John Wiley & Sons, Inc., USA, ISBN 978-0470-26284-9
- [95] ANSYS (2019) Workbench User's Guide, Release 20.0, ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [96] ANSYS (2019) CFD-Post User's Guide, Release 20.0, ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317 Pensilvania, USA
- [97] Bureau Veritas (2020) Rules for the Classification of Naval Ships, NR 483, Marine & Offshore, 92937 Paris La Defense Cedex, France
- [98] Slaughter, A., Ray, S., Shattuck, T. (2019) International Maritime Organization (IMO) 2020, Strategies in a Non-Compliant World, Deloitte Development LLC
- [99] STANAG 1385 Ed. 7 (2010) Guide Specification (Minimum Quality Standards) for Naval Distillate Fuels (F-75 and F-76)
- [100] DieselNet (2020) Emission Standards - IMO Marine Engine Reglations, ECOpoin Inc.

GRÁFICOS

1 Introducción

- 1.1 Tipo de propulsión y desplazamiento de buques por año de puesta en servicio

5 Metodología Aplicada a la Investigación

- 5.1 Potencia entregada por la GT vs grado de palanca
- 5.2 Revoluciones de la TP vs grado de palanca
- 5.3 Temperaturas T1 y T7 de la GT vs grado de palanca
- 5.4 Presiones P2 y PS3 de la GT vs grado de palanca
- 5.5 Temperaturas T2 y T5.4 de la GT vs grado de palanca
- 5.6 Rendimiento térmico de la GT vs grado de palanca
- 5.7 Rendimiento térmico del DE vs grado de palanca
- 5.8 Rendimientos GT, DE y Carnot vs grado de palanca
- 5.9 Flujo de gases de exhaustación vs grado de palanca
- 5.10 Calor específico y presión de gases de exhaustación vs grado de palanca
- 5.11 Calores específicos de gases de exhaustación y aire vs grado de palanca
- 5.12 Densidades de gases de exhaustación y aire vs grado de palanca
- 5.13 Ley de números de Mach en la exhaustación de la GT vs grado de palanca
- 5.14 Calor disipado en el módulo de la GT vs grado de palanca
- 5.15 Componentes de la potencia total desarrollada por la GT vs grado de palanca

6 Resultados de la Investigación

- 6.1 Iteraciones hasta convergencia de los modelos de turbulencia vs grado de palanca
- 6.2 Imbal. ecuación continuidad de los modelos de turbulencia vs grado de palanca
- 6.3 Imbal. ecuación momento de los modelos de turbulencia vs grado de palanca
- 6.4 Imbal. ecuación momento en %Fs de los modelos de turbulencia vs grado de palanca
- 6.5 Comparativa entre C_F y $C_{F,EXP}$ de los modelos de turbulencia vs grado de palanca
- 6.6 Presión media de los gases a la entrada/salida del dominio vs grado de palanca
- 6.7 Velocidad media de los gases a la entrada/salida del dominio vs grado de palanca
- 6.8 Densidad de los gases en el dominio vs grado de palanca
- 6.9 Número de Mach de los gases a la salida del dominio vs grado de palanca
- 6.10 Imbal. medio $\%m_{in}$ de la ecuación de continuidad vs grado de palanca
- 6.11 Imbal. medio $\%Fs$ de la ecuación de momento vs grado de palanca
- 6.12 Imbal. medio $\%E_{in}$ de la ecuación de energía vs grado de palanca
- 6.13 Comparativa entre C_F medio y $C_{F,EXP}$ en función del grado de palanca
- 6.14 Comparativa entre T_{out} media y $T_{termod.}$ en función del grado de palanca
- 6.15 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio

- 6.16 % medio de evaporación de fase discreta antes de alcanzar la salida del dominio
- 6.17 Proporción media de potencias sensible y latente intercambiadas entre fases
- 6.18 Potencias medias caloríficas totales intercambiadas entre fases
- 6.19 Temperaturas medias de la fase continua en función de los diámetros de fase discreta
- 6.20 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio
- 6.21 Temperaturas medias de la fase continua en función de la velocidad de fase discreta
- 6.22 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio
- 6.23 Temperaturas medias de fase continua en función del ángulo inyección fase discreta
- 6.24 Presiones medias a la entrada del dominio en función de la velocidad de fase discreta
- 6.25 Presiones medias a la entrada del dominio en función del diámetro de fase discreta
- 6.26 Presiones medias a la entrada del dominio en función del ángulo de fase discreta
- 6.27 Velocidades medias a la salida del dominio en función de la velocidad de fase discreta
- 6.28 Velocidades medias a la salida del dominio en función del diámetro de fase discreta
- 6.29 Velocidades medias a la salida del dominio en función del ángulo de fase discreta
- 6.30 Imbal. $\%m_{in}$ ecuación de continuidad del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.31 Imbal. $\%F_s$ ecuación de momento del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.32 Imbal. $\%E_{in}$ ecuación de energía del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.33 Comparativa entre C_F y $C_{F,EXP}$ del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.34 Comparativa entre T_{out} media y $T_{termod.}$ del estudio viabilidad operativa del desarrollo
- 6.35 Distancia DPM respecto de la entrada al dominio del estudio de viabilidad operativa
- 6.36 Temperaturas resultantes del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.37 Presiones a la entrada del dominio del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.38 Velocidades a la salida del dominio del estudio de viabilidad operativa del desarrollo

8 Conclusiones a la investigación

- 8.1 Representación gráfica del alcance de los estándares de emisiones MARPOL – TIER

ILUSTRACIONES

1 Introducción

- 1.1 Configuración doble de un sistema de propulsión CODOG
- 1.2 Configuración doble de un sistema de propulsión CODELAG

3 Estado del Arte

- 3.1 Radiación espectral (cuerpo negro) y curvas de emisión IR
- 3.2 Imagen IR correspondiente a un buque sin ningún tipo de contramedida
- 3.3 Emisión espectral de una columna de gases de 75 kg/s de flujo de masa y 500 °C de temperatura
- 3.4 Destello solar correspondiente a una pintura color gris naval
- 3.5 Diagrama polar de intensidades radiantes de un buque tipo fragata a 500 m de distancia
- 3.6 Temperatura en función del tiempo de un panel rociado con agua
- 3.7 Diferentes sistemas de refrigeración de gases de exhaustación
- 3.8 Campo de temperaturas en la superficie del metal y vector de flujo de aire
- 3.9 Prototipo híbrido de refrigeración de gases de exhaustación SWI
- 3.10 Imágenes IR del funcionamiento del SWI desarrollado por Davis Engineering Ltd.
- 3.11 Efecto del nivel IRSS en la susceptibilidad IR y tiempo disponible para activar señuelos
- 3.12 Efecto del nivel IRSS en la susceptibilidad IR y tiempo disponible para activar señuelos
- 3.13 Rango detección (km) de un DDG a plena potencia sin IRCM (izq.) y con IRCM (dcha.)
- 3.14 Imágenes IR simuladas en función del nivel IRSS activado
- 3.15 Chaff MK36 SRBOC Super Rapid Bloom Offboard Countermeasures
- 3.16 Radios de acción de diferentes subsistemas pertenecientes a un sistema de combate
- 3.17 Absorción de calor durante el proceso de calentamiento y cambio de estado del agua
- 3.18 Comparativa de capacidad calorífica específica y vaporización de diversos agentes extintores
- 3.19 Espectro de diámetro de gotas
- 3.20 Distribución de tamaños de gota de un spray
- 3.21 Representación de la distribución Rosin-Rammler
- 3.22 Imágenes de diferentes tipos de spray
- 3.23 Resumen de valores tabulados para el diseño de sprays

4 Técnicas Aplicadas al Problema Fluido

- 4.1 Estructuras del flujo turbulento
- 4.2 Perfil de velocidades instantáneas frente a velocidades promediadas
- 4.3 Modelos de turbulencia RANS clasificados por el número de ecuaciones
- 4.4 Detalle de la capa límite formada sobre una placa plana
- 4.5 Distribución de velocidades en las cercanías de la pared

- 4.6 Evolución de las versiones del modelo $k - \omega$ desde Kolmogorov hasta Wilcox
- 4.7 Plot de la función de combinación F_1
- 4.8 Viscosidad cinemática vs distancia a pared para corriente de flujo viscoso sobre una placa plana
- 4.9 Viscosidad cinemática vs distancia a pared para corriente de flujo viscoso sobre una placa plana
- 4.10 Detalle de gradientes de velocidad en el perfil de velocidades
- 4.11 Método explícito de paso de tiempo de Euler
- 4.12 Método explícito de paso de tiempo de Euler
- 4.13 Fuerzas que actúan sobre una esfera que se mueve en un flujo estacionario
- 4.14 Fuerzas que actúan sobre una esfera que se mueve con un ángulo en un flujo estacionario
- 4.15 Fuerzas que actúan sobre una esfera que se mueve con un ángulo en un flujo en movimiento
- 4.16 Valores de C_D respecto del valor de Re
- 4.17 Respuesta de la partícula al campo fluido en función del valor de t_p
- 4.18 Transferencia de masa, momento y energía entre fases discreta y continua
- 4.19 Número actualizaciones término fuente vs término fuente aplicado a ecuaciones de flujo
- 4.20 Leyes de intercambio de calor y masa entre fases
- 4.21 Velocidades en centroides y cara común de celdas vecinas
- 4.22 Ejemplo de cálculo de valor medio de una variable en un nodo
- 4.23 Distancia entre centroide y nodo
- 4.24 Distancia entre centroide y nodo
- 4.25 Valores de temperaturas correspondientes a la condición de contorno pared
- 4.26 Error de simetría propio de la variante centrada en la celda del cálculo de gradientes green gauss
- 4.27 Método de cálculo de gradientes green gauss basado en los nodos
- 4.28 Planteamiento del esquema de discretización upwind
- 4.29 Esquema de discretización upwind de primer orden
- 4.30 Esquema de discretización upwind de segundo orden
- 4.31 Cell based non-orthogonality o ángulo de no ortogonalidad entre celdas
- 4.32 Face based non-orthogonality o alineamiento entre celdas
- 4.33 Velocidades en los centroides de celdas vecinas y vector unitario normal a la cara común
- 4.34 Componentes ortogonal y no ortogonal del vector \hat{n}
- 4.35 Componentes ortogonal y no ortogonal
- 4.36 Descripción general de los métodos de solución basados en la presión
- 4.37 Ejemplos de mallas estructuradas tipo O y tipo C
- 4.38 Ejemplos de mallas no estructuradas
- 4.39 Gradiente de velocidad próximo a la pared (área de bajo Re)
- 4.40 Representación del gradiente de velocidades de forma lineal y no lineal
- 4.41 Perfil de velocidades próximas a la pared

- 4.42 Zonas correspondientes al perfil de velocidades en función de y^+
- 4.43 Perfiles de velocidad correspondientes a DS, Spalding, lineal y logarítmico
- 4.44 Posición del centroide y variación lineal de velocidad a través de la celda
- 4.45 Posición del centroide y variación no lineal de velocidad a través de celda
- 4.46 Condiciones iniciales de flujo 2D a través de un canal
- 4.47 Proceso de discretización del dominio en celdas
- 4.48 Detalle de una celda correspondiente al dominio

5 Metodología Aplicada a la Investigación

- 5.1 Sección longitudinal de una GT LM2500 fabricada por General Electric
- 5.2 Detalle de las dimensiones principales del DE CAT C208-16
- 5.3 Despiece de una GT LM2500 fabricada por General Electric
- 5.4 Ciclo de Brayton abierto de aplicación a la GT marina
- 5.5 Detalle de la geometría seleccionada como conducto de exhaustación
- 5.6 Detalle y cotas de la geometría en 2D del conducto de exhaustación
- 5.7 Detalles del mallado seleccionado para discretizar el dominio fluido
- 5.8 Condiciones de contorno en la geometría en 2D del conducto de exhaustación
- 5.9 Detalle de posición, dirección y sentido de inyección en el conducto de exhaustación
- 5.10 Detalle del semiángulo de cono y radio en el origen de inyección
- 5.11 Detalle de las condiciones de contorno reflect y escape correspondientes a la fase discreta

6 Resultados de la Investigación

- 6.1 Detalle de las condiciones de contorno aplicadas al modelo de fase continua
- 6.2 Plot de valores residuales para fase continua con el modelo Spalart-Allmaras
- 6.3 Pantallazo de valores residuales en el punto de convergencia
- 6.4 Campo de presiones de los gases de la GT en la condición PAL 50
- 6.5 Plot de valores de presión de los gases de la GT en la condición PAL 50
- 6.6 Campo de velocidades de los gases de la GT en la condición PAL 50
- 6.7 Detalle de pared del campo de velocidades en la condición PAL 50
- 6.8 Campo de densidades de los gases de la GT en la condición PAL 50
- 6.9 Plot de valores residuales de variables del estudio de interacción de fases
- 6.10 Pantallazo de valores residuales en el punto de convergencia
- 6.11 Presiones estudio interacción de fases: PAL 50, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 150 \mu\text{m}$
- 6.12 Velocidades estudio interacción de fases: PAL 50, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 150 \mu\text{m}$
- 6.13 Densidades estudio interacción de fases: PAL 50, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 150 \mu\text{m}$
- 6.14 Temp. estudio interacción de fases: PAL 50, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 150 \mu\text{m}$
- 6.15 Masa DPM estudio interacción de fases: PAL 50, $\dot{m} = 1,2 \text{ kg/s}$, $V = 3x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 150 \mu\text{m}$

- 6.16 Presiones estudio viabilidad operativa: PAL 100, $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$, $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$
- 6.17 Velocidad estudio viabilidad operativa: PAL 100, $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$, $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$
- 6.18 Densidad estudio viabilidad operativa: PAL 100, $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$, $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$
- 6.19 Temperat. estudio viabilidad operativa: PAL 100, $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$, $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$
- 6.20 Masa DPM estudio viabilidad operativa: PAL 100, $\dot{m} = 3,0 \text{ kg/s}$, $V = 4x \text{ m/s}$, $\theta = 35^\circ$ y $\varnothing = 100 \mu\text{m}$

8 Conclusiones a la Investigación

- 8.1 Planta COGAS de ciclo térmico combinado
- 8.2 Distribución de las áreas de control de emisiones

NOMENCLATURA

A	Área	[m ²]
A _p	Área Proyectada Partícula Fase Discreta	[m ²]
B _m	Número de Masa de Spalding	
c	Velocidad del Sonido en el Gas	[m s ⁻¹]
C _D	Coeficiente de Arrastre	
C _F	Coeficiente de Fricción	
C _{F,EXP}	Coeficiente de Fricción Experimental	
C _p	Coeficiente de Presión	
C _p	Calor Específico a Presión Constante	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
C _v	Calor Específico a Volumen Constante	[J kg ⁻¹ K ⁻¹]
d	Distancia	[m]
d _p , Ø	Diámetro de Partícula Fase Discreta	[m]
D	Diámetro	[m]
D	Difusividad de Masa	[m ² s ⁻¹]
D _t	Difusividad de Masa Turbulenta	[m ² s ⁻¹]
e	Energía Interna por Unidad de Masa	[J kg ⁻¹]
E	Energía Total por Unidad de Masa	[J kg ⁻¹]
f	Relación estequiométrica aire/combustible	
f _m	Fuerzas Máticas por Unidad de Volumen	[N m ⁻³]
f _v	Fracción Volátil	
F, f	Fuerza	[N]
F _D	Fuerza de Arrastre	[N]
F _{DPM}	Fuerza de Fase Discreta sobre la Fase Continua	[N]
g	Aceleración de la Gravedad	[m s ⁻²]
h	Coeficiente de Transferencia de Calor Convectivo	[W m ⁻² K ⁻¹]
h	Entalpía	[J kg ⁻¹]
i, j, k	Índices de Coordenadas Cartesianas	
I	Tensor de Identidad	
J _i	Flujo de Difusión de Especies	[kg m ⁻² s ⁻¹]
k	Energía Cinética Turbulenta por Unidad de Masa	[J kg ⁻¹]
k _c	Coeficiente de Transferencia de Masa	[kg m ⁻² s ⁻¹]
k _∞	Conductividad Térmica de la Fase Continua	[W m ⁻¹ K ⁻¹]
K	Energía Cinética por Unidad de Masa	[J kg ⁻¹]
l	Factor Escala	[m]
l _m	Factor Escala de Longitud de Turbulencia	[m]
Le	Número de Lewis	
m	Masa	[kg]
m _p	Masa de Partícula de Fase Discreta	[kg]
m _{p,0}	Masa Inicial de Partícula de Fase Discreta	[kg]
ṁ	Flujo de Masa	[kg s ⁻¹]
ṁ _p	Gasto Másico Partícula Fase Discreta	[kg s ⁻¹]
M	Número de Mach	
N	Parámetro de la distribución Rosin-Rammler	
Nu	Número de Nusselt	

REFRIGERACIÓN DE GASES DE EXHAUSTACIÓN EN TURBINAS DE GAS MARINAS

p	Presión	[Pa]
p_g	Presión Manométrica	[Pa]
p_0	Presión Operativa	[Pa]
P_b	Producción Energía Cinética por Flotabilidad	[J]
P_k	Producción Energía Cinética por Velocidad	[J]
Pr	Número de Pradtl	
q	Calor	[J]
Q_i	Poder Calorífico Inferior del Combustible	[J kg ⁻¹]
r, R	Radio	[m]
r, θ, z	Índices de Coordenadas Cilíndricas	
R	Constante de los Gases Ideales	[J mol ⁻¹ K ⁻¹]
R_i	Tasa Neta Producción Especies Reacción Química	[kg m ⁻² s ⁻¹]
R^{φ}	Valor Residual	
Re	Número de Reynolds	
S	Emisión de Radiación de un Cuerpo Negro	[W m ⁻²]
S	Tensor Deformación por Cizalla	[s ⁻¹]
S_e	Término Fuente Ecuación de la Energía	[J kg ⁻¹]
S_k	Término Fuente Ecuación Energía a Definir	[J]
S_m	Término Fuente Ecuación de Continuidad	[kg s ⁻¹]
S_i	Tasa Neta Producción Especies Fase Discreta	[kg m ⁻² s ⁻¹]
S_{λ}	Emisión de Radiación Espectral Cuerpo Negro	[W m ⁻² m ⁻¹]
Sc	Número de Schmidt	
Sc_t	Número de Schmidt Turbulento	
Sh	Número de Sherwood	
t	Tiempo	[s]
t_p	Tiempo de Relajación de Partícula	[s]
T	Periodo de Integración	
T	Temperatura	[K]
T_p	Temperatura de Partícula de Fase Discreta	[K]
T_0	Temperatura de Referencia	[K]
T_L	Tiempo Integral Lagrangiano	[s]
u	Velocidad del Fluido Lejos de la Pared	[m s ⁻¹]
u_p	Velocidad de Partícula Fase Discreta	[m s ⁻¹]
u^+, U^+	Velocidad de Pared	
U_p	Velocidad a Través de la Celda (p)	[m s ⁻¹]
u_{τ}	Velocidad de Fricción	[m s ⁻¹]
u_{∞}	Velocidad Flujo Lejano a la Pared	[m s ⁻¹]
u, v, w	Componentes Cartesianas de la velocidad	[m s ⁻¹]
u', v', w'	Velocidades Fluctuación Coordenadas Cartesianas	[m s ⁻¹]
u_r, u_{θ}, u_z	Componentes Cilíndricas de la velocidad	[m s ⁻¹]
v	Velocidad	[m s ⁻¹]
v_x, v_y, v_z	Componentes Cartesianas de la velocidad	[m s ⁻¹]
V	Velocidad de Inyección Partícula Fase Discreta	[m s ⁻¹]
V_x, V_y	Componentes Cartesianas Velocidad Inyección	[m s ⁻¹]
V	Volumen	[m ³]

V_p	Volumen de Partícula Fase Discreta	[m ³]
V_p	Volumen de Celda (p)	[m ³]
W	Trabajo	[J]
w_a	Caudal de Aire	[m ³ s ⁻¹]
w_c	Caudal de Combustible	[m ³ s ⁻¹]
x, y, z	Coordenadas Cartesianas	[m]
x_p, y_p, z_p	Coordenadas Cartesianas Partícula Fase Discreta	[m]
y_p	Distancia a Pared Centroide de Celda (p)	[m]
y^+	Distancia a Pared Centroide de Celda	
Y	Fracción de Masa	

Símbolos Griegos

α	Factor de Relajación	
β	Coeficiente de Expansión Térmica	[K ⁻¹]
γ	Ratio de Calores Específicos	
δ	Espesor de Capa Límite	[m]
ϵ	Emisividad	
ε	Ratio Disipación Energía Cinética Turbulenta	[m ² s ⁻³]
ε_{ij}	Tensor Ratio de Tensión	[s ⁻¹]
η	Rendimiento	
η_{comb}	Rendimiento Combustible	
θ	Ángulo de No Ortogonalidad entre Celdas	[°]
θ	Semiángulo Cono de Inyección	[°]
κ	Constante de Von Karman	
κ	Constante Transferencia de Calor	[J K ⁻¹]
λ	Longitud de Onda	[m]
μ	Viscosidad Dinámica	[Pa s]
μ_t	Viscosidad Dinámica Turbulenta	[Pa s]
ν	Viscosidad Cinemática	[m ² s ⁻¹]
ν_t	Viscosidad Cinemática Turbulenta	[m ² s ⁻¹]
ρ	Densidad	[kg m ⁻³]
ρ_f	Densidad Fase Continua	[kg m ⁻³]
ρ_p	Densidad Partícula Fase Discreta	[kg m ⁻³]
ρ_0	Densidad de Referencia	[kg m ⁻³]
σ	Constante de Stephan-Boltzman	[W cm ⁻² K ⁴]
σ_{ij}	Tensor de Esfuerzos	[Pa]
σ_k	Número de Turbulencia de Pradtl para k	
σ_ε	Número de Turbulencia de Pradtl para ε	
τ_{ij}	Tensor Esfuerzos Viscosos	[Pa]
τ_ω	Tensión Cortante de Pared	[Pa]
τ_e	Escala de Tiempo de Vida de Torbellinos	[s]
ω	Disipación Específica Energía Cinética Turbulenta	[s ⁻¹]
Ω	Tensor Velocidad Media de Rotación	[s ⁻¹]

TABLAS

1 Introducción

- 1.1 Principales sistemas de propulsión en buques de guerra
- 1.2 Principales sistemas de propulsión eléctrica en buques de guerra
- 1.3 Clasificación de buques por desplazamiento

3 Estado del Arte

- 3.1 IRSS, IRCM, impacto en susceptibilidad IR y tiempo para lanzamiento de señuelos
- 3.2 Impacto de características de fluido en tamaño de gota final

4 Técnicas Aplicadas al Problema Fluido

- 4.1 Funciones y umbrales de coeficientes del modelo k – ω GEKO

5 Metodología Aplicada a la Investigación

- 5.1 Datos funcionamiento de la GT según pruebas FAT del fabricante
- 5.2 Datos funcionamiento de la GT según pruebas SAT de buques de guerra de superficie
- 5.3 Datos funcionamiento de la GT del HMI de buques de guerra de superficie
- 5.4 Matriz de recopilación de datos de funcionamiento de la GT
- 5.5 Ley de potencia entregada por la GT vs grado de palanca
- 5.6 Ley de rpm de la TP de la GT vs grado de palanca
- 5.7 Leyes para T1 y T7 de la GT vs grado de palanca
- 5.8 Leyes para P2, PS3, T2, T5.4 y rendimiento de la GT vs grado de palanca
- 5.9 Potencia, consumo, potencia de consumo y rendimiento del DE vs grado de palanca
- 5.10 Potencia, consumo, potencia de consumo y rendimiento del DE vs grado de palanca
- 5.11 Flujo, calor específico y presión de gases de exhaustación vs grado de palanca
- 5.12 Ley de coeficientes de exceso de aire de funcionamiento de la GT vs grado de palanca
- 5.13 Leyes de calores específicos de gases de exhaustación y aire vs grado de palanca
- 5.14 Leyes de densidades de gases de exhaustación y aire vs grado de palanca
- 5.15 Ley de números de Mach en la exhaustación de la GT vs grado de palanca
- 5.16 Ley del calor disipado en el módulo de la GT vs grado de palanca
- 5.17 Leyes de potencias disipadas y consumos de la GT vs grado de palanca
- 5.18 Resumen de parámetros de los gases de exhaustación de la GT vs grado de palanca
- 5.19 Resumen de parámetros de calidad de malla
- 5.20 Comportamiento del código CFD en función de los valores de skewness y ortogonalidad
- 5.21 Resumen de las condiciones iniciales seleccionadas en función del grado de palanca

- 5.22 Resumen de las condiciones iniciales y de contorno para la fase discreta
- 5.23 Resumen del flujo de agua nebulizada a aportar vs grado de palanca

6 Resultados de la Investigación

- 6.1 Resumen de condiciones de flujo de fase continua
- 6.2 Factores relajación por defecto para la fase continua
- 6.3 Cálculo $C_{F,EXP}$ del modelo de fase continua vs grado de palanca
- 6.4 Verificación y validación de fase continua y modelo $k - \epsilon$ realizable vs grado de palanca
- 6.5 Verificación y validación de fase continua y modelo $k - \omega$ SST vs grado de palanca
- 6.6 Verificación y validación de fase continua y modelo $k - \omega$ GEKO vs grado de palanca
- 6.7 Verificación y validación de fase continua y modelo Spalart-Allmaras vs grado palanca
- 6.8 Iteraciones hasta convergencia de los modelos de turbulencia vs grado de palanca
- 6.9 Imbal. ecuación continuidad de los modelos de turbulencia vs grado de palanca
- 6.10 Imbal. ecuación momento de los modelos de turbulencia vs grado de palanca
- 6.11 Imbal. ecuación momento en %Fs de los modelos de turbulencia vs grado de palanca
- 6.12 Imbal. entre $C_{F,EXP}$ y C_F de los modelos de turbulencia vs grado de palanca
- 6.13 Comparativa de resultados de los modelos de turbulencia
- 6.14 Valores medios de variables calculados a partir del modelo de fase continua
- 6.15 Resumen de las condiciones iniciales y de contorno para la fase discreta
- 6.16 Resumen del flujo de agua nebulizada a aportar vs grado de palanca
- 6.17 Componentes de velocidades iniciales de partícula 2x, 3x y 4x vs grado de palanca
- 6.18 Velocidad, semiángulo y diámetro de partículas a estudio
- 6.19 Factores relajación por defecto para el estudio DPM
- 6.20 Propiedades de la fase continua formada por las especies h_2O , O_2 y N_2
- 6.21 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 25° y 150 µm
- 6.22 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 25° y 150 µm
- 6.23 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 25° y 200 µm
- 6.24 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 35° y 100 µm
- 6.25 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 35° y 150 µm
- 6.26 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 35° y 200 µm
- 6.27 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 45° y 100 µm
- 6.28 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 45° y 150 µm
- 6.29 Verificación del cálculo de interacción de fases para 2x, 45° y 200 µm
- 6.30 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 25° y 100 µm
- 6.31 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 25° y 150 µm
- 6.32 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 25° y 200 µm

- 6.33 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 35° y 100 µm
- 6.34 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 35° y 150 µm
- 6.35 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 35° y 200 µm
- 6.36 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 45° y 100 µm
- 6.37 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 45° y 150 µm
- 6.38 Verificación del cálculo de interacción de fases para 3x, 45° y 200 µm
- 6.39 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 25° y 100 µm
- 6.40 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 25° y 150 µm
- 6.41 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 25° y 200 µm
- 6.42 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 35° y 100 µm
- 6.43 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 35° y 150 µm
- 6.44 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 35° y 200 µm
- 6.45 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 45° y 100 µm
- 6.46 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 45° y 150 µm
- 6.47 Verificación del cálculo de interacción de fases para 4x, 45° y 200 µm
- 6.48 Imbal. % m_{in} ecuación continuidad correspondiente al estudio de interacción de fases
- 6.49 Valores medios imbal. % m_{in} ecuación continuidad del estudio de interacción de fases
- 6.50 Imbal. % F_s ecuación momento correspondiente al estudio de interacción de fases
- 6.51 Valores medios imbal. % F_s ecuación momento del estudio de interacción de fases
- 6.52 Imbal. % E_{in} ecuación energía correspondiente al estudio de interacción de fases
- 6.53 Valores medios imbal. % E_{in} ecuación energía del estudio de interacción de fases
- 6.54 Valores C_F correspondientes al estudio de interacción de fases
- 6.55 Valores medios C_F y $C_{F,EXP}$ correspondientes al estudio de interacción de fases
- 6.56 Temperatura gases (T_{out}) a la salida del dominio del estudio de interacción de fases
- 6.57 Potencia calorífica (W) intercambiada entre fases del estudio de interacción de fases
- 6.58 Temperaturas medias T_{out} y T_{termo} del estudio de interacción de fases
- 6.59 Distancia alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio
- 6.60 Distancia alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio
- 6.61 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio
- 6.62 % de evaporación de masa de fase discreta antes de alcanzar la salida del dominio
- 6.63 % medio de evaporación de fase discreta antes de alcanzar la salida del dominio
- 6.64 Potencias caloríficas sensibles cedidas por la fase continua a la fase discreta
- 6.65 Potencias caloríficas latentes cedidas por la fase continua a la fase discreta

- 6.66 Medias de potencias caloríficas totales cedidas por la fase continua a la fase discreta
- 6.67 Temperaturas medias de la fase continua del proceso de interacción de fases
- 6.68 Temperaturas medias de la fase continua en función de los diámetros de fase discreta
- 6.69 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio
- 6.70 Temperaturas medias de la fase continua en función de la velocidad de fase discreta
- 6.71 Distancia media alcanzada por la fase discreta respecto de la entrada al dominio
- 6.72 Temperaturas medias de la fase continua en función de la velocidad de fase discreta
- 6.73 Presiones medias a la entrada del dominio en función de la velocidad de fase discreta
- 6.74 Presiones medias a la entrada del dominio en función del diámetro de fase discreta
- 6.75 Presiones medias a la entrada del dominio en función del ángulo de fase discreta
- 6.76 Velocidades medias a la salida del dominio en función de la velocidad de fase discreta
- 6.77 Velocidades medias a la salida del dominio en función del diámetro de fase discreta
- 6.78 Velocidades medias a la salida del dominio en función del ángulo de fase discreta
- 6.79 Características de fases continua y discreta consideradas
- 6.80 Verificación del estudio de viabilidad operativa del desarrollo para 4x, 35° y 100 µm
- 6.81 Imbal. % m_{in} ecuación continuidad del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.82 Imbal. % F_S ecuación de momento del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.83 Imbal. % E_{in} ecuación de energía del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.84 Valores C_F y $C_{F,EXP}$ del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.85 Temperaturas medias T_{out} y T_{termo} . del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.86 Distancia alcanzada DPM respecto de la entrada al dominio estudio viabilidad operativa
- 6.87 Potencias caloríficas intercambiadas del estudio de viabilidad operativa
- 6.88 Temperaturas medias T_{out} y T_{termo} . del estudio de viabilidad operativa del desarrollo
- 6.89 Presiones (entrada) y velocidades (salida) del dominio del estudio de viabilidad operativa

8 Conclusiones a la Investigación

- 8.1 Resumen del alcance de los estándares de emisiones MARPOL – TIER