



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



ESCUELA TÉCNICA  
SUPERIOR INGENIEROS  
INDUSTRIALES VALENCIA

TRABAJO FIN DE MASTER EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

# ANÁLISIS DE SENSIBILIDAD DE ERRORES DE FABRICACIÓN EN LAS PRESTACIONES DE UN EYECTOR

AUTOR: VÍCTOR RUBIO DÍAZ

TUTORA: GABRIELA CRISTINA BRACHO LEÓN

COTUTOR: VICENTE DOLZ RUIZ

Curso Académico: 2018-19



## RESUMEN

En este Trabajo de Fin de Máster se establecerá un proceso de simulación de eyectores mediante el uso de la dinámica de fluidos computacional (CFD). Se abordará todo el proceso, desde la definición de la geometría y el proceso de mallado hasta el proceso de cálculo, prestando especial atención al pre-procesado y a todas las etapas que lo integran. El proceso definido se validará comparando los resultados obtenidos en las simulaciones con resultados experimentales de un eyector operando con diferentes condiciones de contorno.

Posteriormente, se analizará el efecto de las desviaciones de fabricación sobre el flujo que atraviesa el eyector en algunas de las dimensiones que más influyen sobre su comportamiento. Esto se realizará mediante simulaciones CFD utilizando el proceso que se habrá descrito con anterioridad.

Se prestará atención a algunos de los parámetros más importantes de funcionamiento de un eyector, y se establecerá un rango de valores válido para cada uno de ellos. De esta forma, se realizarán simulaciones que permitirán conocer qué porcentaje de eyectores quedarían descartados en un proceso de fabricación con un grado de tolerancia normalizado (IT) determinado.

**Palabras Clave:** Eyector, CFD, modelos de turbulencia, errores de fabricación, fabricación, diseño de eyector, refrigeración, recuperación de calor residual.

*Análisis de sensibilidad de errores de fabricación en las prestaciones de un eyector*

## ABSTRACT

In this Master Thesis Report, a simulation process of a jet-ejector single component using Computational Fluid Dynamics (CFD) will be defined and performed. The complete process will be described, from the geometry definition and the meshing process to the calculation and solution procedure, paying special attention to the set-up and all the stages which compose it. The established computational approach will be validated by comparing the simulation results with the experimental data of an ejector operating with different boundary conditions.

After that, the effect of the manufacturing errors in the jet-ejector performance will be analysed for some dimensions which have a high impact over its efficiency. That will be made by carrying out CFD simulations using the process described above.

Attention will be paid to some of the most important ejector performance parameters, and a valid range of values will be established for each of these parameters. Thus, some cases will be simulated to find out which percentage of ejectors would be discarded in a manufacturing process with a specific manufacturing standards (IT).

**Keywords:** Jet-ejector, CFD, turbulence models, manufacturing errors, jet-ejector design, refrigeration, waste heat recovery.



# ÍNDICE GENERAL

## DOCUMENTOS CONTENIDOS EN EL TFM

MEMORIA.....	1
PRESUPUESTO .....	85
BIBLIOGRAFÍA .....	93
ANEXOS .....	99

## ÍNDICE DE LA MEMORIA

APARTADO 1 – Introducción y definición del proyecto .....	3
1.1 – Justificación del proyecto .....	3
1.2 – Objetivos.....	4
1.3 – Antecedentes.....	4
1.4 – Estructura del proyecto .....	5
1.4.1 – Memoria.....	5
1.4.2 – Presupuesto .....	5
1.4.3 – Anexos.....	6
APARTADO 2 – Base teórica .....	7
2.1 – Introducción al flujo compresible .....	7
2.1.1 – Definición de flujo compresible .....	7
2.1.2 – Propiedades de los flujos compresibles.....	7
2.1.3 – Toberas.....	8
2.1.4 – Ondas de choque .....	13
2.1.5 – Ondas de expansión de Prandtl-Meyer .....	17
2.2 – Ejector .....	18
2.2.1 – Funcionamiento y estructura .....	18
2.2.2 – Clasificación de los eyectores .....	20
2.3 – Ciclos de refrigeración por eyección.....	22
2.3.1 – Funcionamiento del ciclo CERS .....	23
2.3.2 – Integración del ciclo CERS en el sistema de un motor de combustión interna .....	24
2.3.3 – Parámetros de evaluación de funcionamiento .....	25
2.3.4 – Modos de operación de un ejector .....	26
2.3.5 – Ventajas y desventajas de los ciclos de refrigeración por eyección .....	28

2.3.6 – Fluidos refrigerantes .....	28
2.3.7 – Parámetros que influyen en las prestaciones de un ciclo de refrigeración por eyección .....	29
<b>APARTADO 3 – Descripción de los ensayos.....</b>	<b>31</b>
3.1 – Validación .....	31
3.2 – Análisis del efecto de las desviaciones .....	34
3.2.1 – Desviaciones aplicadas sobre los radios .....	36
3.2.2 – Desviaciones aplicadas sobre los diámetros.....	37
3.2.3 – Método Montecarlo.....	38
<b>APARTADO 4 – Realización de las simulaciones en CFD .....</b>	<b>39</b>
4.1 – Pre-procesado.....	39
4.1.1 – Modelado de la geometría.....	39
4.1.2 – Mallado .....	40
4.1.3 – Solver.....	43
4.1.4 – Modelos de turbulencia .....	44
4.1.5 – Fluido.....	46
4.1.6 – Condiciones de contorno .....	47
4.2 – Resolución y cálculo.....	48
4.3 – Post-procesado .....	50
<b>APARTADO 5 – Análisis de los resultados obtenidos .....</b>	<b>51</b>
5.1 – Resultados de la validación.....	51
5.2 – Resultados del análisis del efecto de las desviaciones .....	58
5.2.1 – Análisis del efecto de las desviaciones aplicadas sobre el radio .....	58
5.2.2 – Análisis del efecto de las desviaciones aplicadas sobre el diámetro .....	77
5.2.3 – Comparación entre casos.....	81
<b>APARTADO 6 – Conclusiones y desarrollos futuros.....</b>	<b>83</b>
6.1 – Conclusiones del proceso de validación .....	83
6.2 – Conclusiones del análisis del efecto de las desviaciones.....	83
6.3 – Desarrollos futuros .....	84

## ÍNDICE DEL PRESUPUESTO

APARTADO 1 – Metodología de cálculo .....	87
APARTADO 2 – Desglose de costes .....	89
APARTADO 3 – Presupuesto global .....	91
3.1 – Coste desglosado por recursos .....	91

## ÍNDICE DE LOS ANEXOS

ANEXO A – Resultados de las simulaciones para $D_g$ y $D_s$ de la Tabla 5.7 .....	101
ANEXO B – Casos límite de las desviaciones de los grados de tolerancia normalizados (IT) aplicadas a los diámetros .....	103
ANEXO C – Influencia del número de parejas de $D_g$ y $D_s$ generados en la realización del método Montecarlo .....	105
ANEXO D – Ensayos válidos obtenidos durante la realización de los métodos Montecarlo .....	107



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Relación entre las condiciones de un flujo y sus condiciones críticas y entre el área de un conducto y el área crítica en función del número de Mach del flujo en el caso del aire ( $\gamma = 1,4$ ) [11]	9
Figura 2.2. Tobera convergente [10]	10
Figura 2.3. Gasto másico que atraviesa una tobera convergente en función de la relación entre $P_b$ y $P_0$ (izquierda), y relación entre la presión de salida del flujo de la tobera convergente ( $P_e$ ) y $P_0$ en función de la relación entre $P_b$ y $P_0$ (derecha) [10]	10
Figura 2.4. Tobera convergente-divergente [10]	11
Figura 2.5. Presión (en medio) y número de Mach (abajo) del flujo a lo largo de una tobera convergente-divergente en función de $P_b$ [10]	12
Figura 2.6. Onda de choque plana [10]	14
Figura 2.7. Número de Mach aguas abajo de una onda de choque plana ( $M_2$ ) en función del número de Mach a la entrada de dicha onda ( $M_1$ ) en el caso del aire ( $\gamma = 1,4$ ) [11]	14
Figura 2.8. Relación entre las propiedades de estancamiento del flujo aguas abajo de una onda de choque plana ( $T_{02}, P_{02}$ ) y las propiedades de estancamiento del flujo a la entrada de dicha onda ( $T_{01}, P_{01}$ ) en función del número de Mach a la entrada de la onda ( $M_1$ ) en el caso del aire ( $\gamma = 1,4$ ) [11]	15
Figura 2.9. Relación entre las propiedades del flujo aguas abajo de una onda de choque plana ( $T_2, P_2, \rho_2, c_2$ ) y las propiedades del flujo a la entrada de dicha onda ( $T_1, P_1, \rho_1, c_1$ ) en función del número de Mach a la entrada de la onda ( $M_1$ ) en el caso del aire ( $\gamma = 1,4$ ) [11]	16
Figura 2.10. Onda de choque oblicua [12]	17
Figura 2.11. Ondas de expansión de Prandtl-Meyer [10]	18
Figura 2.12. Esquema de un eyector supersónico [13]	19
Figura 2.13. Presión y velocidad de los diferentes flujos a lo largo de un eyector supersónico monofásico gas-gas [6]	20
Figura 2.14. Clasificación de los eyectores [13]	21
Figura 2.15. Esquema constructivo de un ciclo CERS (izquierda) y diagrama P-h del mismo ciclo (derecha) [6]	23
Figura 2.16. Esquema de un ciclo CERS integrado en el sistema de un motor de combustión interna [14]	24
Figura 2.17. Modos de operación de un eyector en función de la contrapresión a la salida [13]	27
Figura 2.18. Ratio de arrastre ( $\omega$ ) y modos de funcionamiento de un eyector en función de la relación entre la presión a la entrada secundaria y la presión a la entrada primaria ( $\pi_{e,g}$ ) y de la relación entre la contrapresión a la salida y la presión a la entrada primaria ( $\pi_{c,g}$ ) [14]	27
Figura 3.1. Esquema de la geometría del eyector simulado [18]	32
Figura 3.2. Esquema de las desviaciones superior e inferior para ejes y agujeros de la tolerancia JS [19]	34
Figura 3.3. Representación del valor numérico de los grados de tolerancia normalizados (IT) para las medidas $d \leq 3$ mm	35
Figura 3.4. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones aplicadas sobre los radios	37

Figura 3.5. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones aplicadas sobre los diámetros .....	38
Figura 4.1. División en cuadriláteros de la geometría del modelo a ensayar .....	41
Figura 4.2. Refinamiento de la malla en zonas cercanas a la pared .....	43
Figura 4.3. Condiciones de contorno aplicadas al modelo a ensayar .....	48
Figura 5.1. Comparativa entre los ratios de arrastre ( $\omega$ ) experimentales y los obtenidos en la simulación (izquierda) y representación de los errores absolutos de los ratios de arrastre obtenidos en la simulación con respecto a los experimentales (derecha) .....	51
Figura 5.2. Mapa de contornos del número de Mach para el Caso E .....	53
Figura 5.3. Mapa de contornos de presión estática (izquierda) y mapa de contornos de temperatura estática (derecha) para el Caso E .....	54
Figura 5.4. Mapa de contornos del gradiente de densidad en la cámara de mezcla del eyector para el Caso E .....	55
Figura 5.5. Gasto másico primario (izquierda) y ratio de arrastre (derecha) obtenidos en las simulaciones para los diferentes casos agrupados por la presión a la entrada del conducto primario	56
Figura 5.6. Mapas de contornos del número de Mach para los Casos E, F y G.....	57
Figura 5.7. Mapas de contornos del número de Mach para los Casos A, C y F.....	58
Figura 5.8. Desviaciones máximas asociadas a los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para $d \leq 3$ mm .....	59
Figura 5.9. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones asociadas a los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados aplicadas sobre los radios .....	60
Figura 5.10. Variación máxima del ratio de arrastre en valor absoluto para los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para los Casos A, D y G .....	61
Figura 5.11. Parejas de $D_g$ y $D_s$ simuladas y límites para los grados de tolerancia normalizados IT4, IT8, IT10, IT11, IT12 e IT13 aplicados a los radios .....	63
Figura 5.12. Gasto másico primario ( $\dot{m}_p$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ .....	64
Figura 5.13. Mapa de contornos del gasto másico primario ( $\dot{m}_p$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ con las desviaciones aplicadas sobre el radio .....	65
Figura 5.14. Gasto másico secundario ( $\dot{m}_s$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ .....	66
Figura 5.15. Mapa de contornos del gasto másico secundario ( $\dot{m}_s$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ con las desviaciones aplicadas sobre el radio .....	66
Figura 5.16. Ratio de arrastre ( $\omega$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ .....	67
Figura 5.17. Mapa de contornos del ratio de arrastre ( $\omega$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ con las desviaciones aplicadas sobre el radio.....	68
Figura 5.18. Mapas de contornos del número de Mach para las parejas ( $D_g = 2$ mm; $D_s = 2,94$ mm), ( $D_g = 2$ mm; $D_s = 3$ mm) y ( $D_g = 2$ mm; $D_s = 3,06$ mm) .....	69
Figura 5.19. Mapas de contornos del número de Mach para las parejas ( $D_g = 1,9$ mm; $D_s = 3$ mm), ( $D_g = 1,94$ mm; $D_s = 3$ mm), ( $D_g = 2$ mm; $D_s = 3$ mm) y ( $D_g = 2,06$ mm; $D_s = 3$ mm) .....	70

Figura 5.20. Mapas de contornos del número de Mach para las parejas ( $D_g = 1,9 \text{ mm}; D_s = 3,1 \text{ mm}$ ), ( $D_g = 1,94 \text{ mm}; D_s = 3,06 \text{ mm}$ ), ( $D_g = 2 \text{ mm}; D_s = 3 \text{ mm}$ ) y ( $D_g = 2,06 \text{ mm}; D_s = 2,94 \text{ mm}$ ).....	71
Figura 5.21. Mapas de contornos del número de Mach para las parejas ( $D_g = 1,9 \text{ mm}; D_s = 2,9 \text{ mm}$ ), ( $D_g = 1,94 \text{ mm}; D_s = 2,94 \text{ mm}$ ), ( $D_g = 2 \text{ mm}; D_s = 3 \text{ mm}$ ) y ( $D_g = 2,06 \text{ mm}; D_s = 3,06 \text{ mm}$ ).....	72
Figura 5.22. Mapa de contornos del 10% de variación del gasto másico primario ( $\dot{m}_p$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones .....	73
Figura 5.23. Mapa de contornos del 10% de variación del gasto másico secundario ( $\dot{m}_s$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones .....	73
Figura 5.24. Mapa de contornos del 10% de variación del ratio de arrastre ( $\omega$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones .....	74
Figura 5.25. Porcentaje de casos válidos según el número de parejas aleatorias generadas .....	75
Figura 5.26. Distribución de 10.000 parejas de diámetros generados de forma aleatoria para los grados de tolerancia normalizados IT10 (arriba izquierda), IT11 (arriba derecha), IT12 (abajo izquierda) e IT13 (abajo derecha) con las desviaciones aplicadas sobre el radio en función del número de parejas generado.....	75
Figura 5.27. Porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los radios.....	76
Figura 5.28. Límites para los grados de tolerancia normalizados IT4, IT8, IT10, IT11, IT12, IT13 e IT14 aplicados a los diámetros .....	77
Figura 5.29. Mapa de contornos del 10% de variación del gasto másico primario ( $\dot{m}_p$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones .....	78
Figura 5.30. Mapa de contornos del 10% de variación del gasto másico secundario ( $\dot{m}_s$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones .....	79
Figura 5.31. Mapa de contornos del 10% de variación del ratio de arrastre ( $\omega$ ) en función de $D_g$ y $D_s$ con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones .....	79
Figura 5.32. Porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los diámetros .....	80
Figura 5.33. Comparación entre el porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los radios y sobre los diámetros .....	81



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 3.1. Puntos de funcionamiento a simular [18] .....	33
Tabla 3.2. Condiciones de contorno para los puntos de funcionamiento a simular.....	33
Tabla 3.3. Valor numérico de los grados de tolerancia normalizados (IT) para las medidas $d \leq 3$ mm [19] .....	35
Tabla 3.4. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones aplicadas sobre los radios .....	36
Tabla 3.5. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones aplicadas sobre los diámetros .....	37
Tabla 4.1. Indicadores de calidad de la malla.....	42
Tabla 4.2. Factores de relajación utilizados [9] .....	44
Tabla 4.3. Clasificación de los modelos de turbulencia [20] .....	45
Tabla 4.4. Propiedades relevantes del fluido refrigerante R134a [27], [28].....	47
Tabla 5.1. Resultados obtenidos en la validación .....	51
Tabla 5.2. Desviaciones máximas asociadas a los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para $d \leq 3$ mm .....	59
Tabla 5.3. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones asociadas a los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados aplicadas sobre los radios .....	60
Tabla 5.4. Variación máxima del ratio de arrastre para la relación de áreas mínima para los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para los Casos A, D y G.....	61
Tabla 5.5. Variación máxima del ratio de arrastre para la relación de áreas máxima para los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para los Casos A, D y G.....	61
Tabla 5.6. Variación máxima del ratio de arrastre en valor absoluto para los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para los Casos A, D y G.....	61
Tabla 5.7. Parejas de $D_g$ y $D_s$ simuladas .....	62
Tabla 5.8. Porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los radios.....	76
Tabla 5.9. Porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los diámetros .....	80
Tabla 5.10. Comparación entre el porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los radios y sobre los diámetros .....	81
Tabla P.1. Coste por recursos de la actividad “Búsqueda de información” .....	89
Tabla P.2. Coste por recursos de la actividad “Validación del modelo” .....	89

Tabla P.3. Coste por recursos de la actividad “Análisis del efecto de las desviaciones” .....	89
Tabla P.4. Coste por recursos de la actividad “Redacción de la memoria” .....	89
Tabla P.5. Presupuesto global del proyecto .....	91
Tabla P.6. Coste por recursos del proyecto.....	91
Tabla A.1. Resultados obtenidos en las simulaciones de las parejas de $D_g$ y $D_s$ indicadas en la Tabla 5.7 de la Memoria .....	101
Tabla B.1. Parejas de $D_g$ y $D_s$ que delimitan los grados de tolerancia normalizados IT4, IT8, IT10, IT11, IT12, IT13 e IT14 .....	103
Tabla C.1. Cantidad de parejas de $D_g$ y $D_s$ válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados durante la evaluación del efecto del número de parejas generadas.....	105
Tabla C.2. Valores medios de la cantidad de parejas de $D_g$ y $D_s$ válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados durante la evaluación del efecto del número de parejas generadas.....	105
Tabla D.1. Cantidad de parejas de $D_g$ y $D_s$ válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados con 10.000 parejas generadas y las desviaciones aplicadas sobre el radio.....	107
Tabla D.2. Valores medios de la cantidad de parejas de $D_g$ y $D_s$ válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados con 10.000 parejas generadas y las desviaciones aplicadas sobre el radio ....	107
Tabla D.3. Cantidad de parejas de $D_g$ y $D_s$ válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados con 10.000 parejas generadas y las desviaciones aplicadas sobre el diámetro .....	107
Tabla D.4. Valores medios de la cantidad de parejas de $D_g$ y $D_s$ válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados con 10.000 parejas generadas y las desviaciones aplicadas sobre el diámetro .....	108

## LISTA DE ACRÓNIMOS Y SÍMBOLOS

$\alpha$	Ángulo de salida del flujo
$\beta$	Ángulo de entrada del flujo
$\gamma$	Coefficiente adiabático
$\varepsilon$	Tasa de disipación de turbulencia
$\eta_{eyector}$	Eficiencia del eyector
$\emptyset$	Diámetro
$\theta$	Ángulo de deflexión
$\pi_{c,g}$	Relación entre las presiones del condensador y del generador
$\pi_{e,g}$	Relación entre las presiones del evaporador y del generador
$\rho$	Densidad
$\rho^*$	Densidad crítica
$\rho_0$	Densidad de estancamiento
$\omega$	Ratio de arrastre // Tasa de disipación específica de turbulencia
$\omega_{sim}$	Ratio de arrastre simulado
$\omega_{exp}$	Ratio de arrastre experimental
$a$	Velocidad del sonido
$A$	Área
$A^*$	Área crítica
$A_g$	Área de garganta
$A_{garganta}$	Área de garganta de la tobera convergente-divergente
$A_{salida}$	Área de salida de la tobera convergente-divergente
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
BSL	<i>Baseline</i>
$c$	Velocidad del fluido
CAM	<i>Constant-area mixing</i>
CC	Capacidad de refrigeración
CERS	Ciclo SERS estándar ( <i>Conventional Ejector Refrigeration System</i> )
CFD	Dinámica de fluidos computacional ( <i>Computational Fluid Dynamics</i> )
$CH_2FCF_3$	1,1,1,2-tetrafluoroetano
CMT	Instituto Universitario de Motores Térmicos
COP	Coefficiente de prestaciones
CPM	<i>Constant-pressure mixing</i>

$dA$	Diferencial de área
$dc$	Diferencial de velocidad del fluido
$dl$	Diferencial de longitud
$D_g$	Diámetro de garganta de la tobera convergente-divergente
DMMT	Departamento de Máquinas y Motores Térmicos
DNS	<i>Direct Numerical Simulations</i>
$D_s$	Diámetro de salida de la tobera convergente-divergente
$ei$	Desviación inferior para ejes
$es$	Desviación superior para ejes
$EI$	Desviación inferior para agujeros
$ES$	Desviación superior para agujeros
GWP	Potencial de calentamiento global ( <i>Global Warming Potential</i> )
$h$	Entalpía
$h_0$	Entalpía de estancamiento
$h_{c,i}$	Entalpía a la entrada del condensador
$h_{e,i}$	Entalpía a la entrada del evaporador
$h_{e,o}$	Entalpía a la salida del evaporador
$h_{g,i}$	Entalpía a la entrada del generador
$h_{g,o}$	Entalpía a la salida del generador
IT	Grado de tolerancia normalizado
$k$	Energía cinética de turbulencia
LES	<i>Large Eddy Simulation</i>
$\dot{m}$	Gasto másico
$\dot{m}_p$	Gasto másico primario
$\dot{m}_{p,sim}$	Gasto másico primario simulado
$\dot{m}_s$	Gasto másico secundario
$\dot{m}_{s,sim}$	Gasto másico secundario simulado
$M$	Número de Mach
MCIA	Motores de combustión interna alternativos
$NO_x$	Óxidos de nitrógeno

NXP	Posición de la salida de la tobera ( <i>Nozzle exit position</i> )
ODP	Potencial de destrucción de la capa de ozono ( <i>Ozone Depletion Potential</i> )
$P$	Presión
$P^*$	Presión crítica
$P_0$	Presión de estancamiento
$P_b$	Contrapresión a la salida de la tobera
$P_c$	Presión del condensador
$P_e$	Presión de salida de la tobera // Presión del evaporador
$P_g$	Presión del generador
$Q_e$	Calor absorbido por el evaporador
$Q_g$	Calor aportado al generador
$R$	Constante de los gases ideales
R1234yf	2,3,3,3-tetrafluoropropeno
R134a	1,1,1,2-tetrafluoroetano
RANS	<i>Reynolds Averaged Navier-Stokes</i>
$R_c$	Ratio de compresión
SERS	Ciclo de refrigeración con un solo eyector ( <i>Single Ejector Refrigeration System</i> )
SST	<i>Shear-Stress Transport</i>
$T$	Temperatura
$T^*$	Temperatura crítica
$T_0$	Temperatura de estancamiento
TFM	Trabajo de Fin de Máster
$T_{sat c}$	Temperatura de saturación del fluido en el condensador
$T_{sat e}$	Temperatura de saturación del fluido en el evaporador
$T_{sat g}$	Temperatura de saturación del fluido en el generador
UPV	Universitat Politècnica de València
$W_p$	Trabajo mecánico requerido por la bomba

## Unidades

<i>bar</i>	Bar
<i>°C</i>	Grado Celsius
€	Euro
<i>FLOPS</i>	Operaciones de coma flotante por segundo ( <i>Floating Point Operations Per Second</i> )
<i>K</i>	Kelvin
<i>kg</i>	Kilogramo
<i>h</i>	Hora
<i>μm</i>	Micrómetro
<i>mm</i>	Milímetro
<i>m<sup>3</sup></i>	Metro cúbico
<i>mol</i>	Mol
<i>Pa</i>	Pascal
<i>s</i>	Segundo

**MEMORIA**



## APARTADO 1 – Introducción y definición del proyecto

### 1.1 – Justificación del proyecto

El uso eficiente de la energía es una necesidad ante unos recursos naturales que son limitados y es esencial a la hora de disminuir las emisiones de gases de efecto invernadero y de sustancias contaminantes a la atmósfera.

Una medida para lograr aumentar esta eficiencia energética es la utilización de eyectores en sistemas de refrigeración que aprovechen fuentes de calor a temperaturas no muy elevadas, como son por ejemplo la energía solar o caudales de gases procedentes de procesos industriales como desechos o gases de escape de motores de combustión interna [1]. Estos eyectores son una alternativa a los sistemas de refrigeración con compresor, disminuyendo los requerimientos de mantenimiento de la instalación y disminuyendo también sus partes móviles, además de sustituir la necesidad de consumo energético de estos, mejorando la eficiencia del ciclo de refrigeración [2], y utilizar las fuentes de calor ya mencionadas anteriormente.

Además de las ventajas de los sistemas de refrigeración por eyección mencionadas en el párrafo anterior, los eyectores son de reducido tamaño, lo que puede permitir su implantación en automóviles con motores de combustión interna alternativos con el fin de continuar disminuyendo la temperatura del aire de admisión procedente del *intercooler* que entra a las cámaras de combustión.

Reducir la temperatura del aire de admisión en este tipo de motores permite introducir una mayor cantidad de este en cada uno de los cilindros, ya que el volumen específico de un gas está directamente relacionado con su temperatura. Además, una menor temperatura en el aire de admisión reducirá los picos de temperatura alcanzados en el proceso de combustión, disminuyendo la cantidad de óxidos de nitrógeno ( $\text{NO}_x$ ) formados en el interior del motor [3], y también disminuirá las pérdidas de calor al exterior, haciendo el motor más adiabático, lo que aumenta su rendimiento indicado [4]. En motores de gasolina sobrealimentados puede contribuir a prevenir la detonación o picado (*knocking*) [5].

Aunque los sistemas de refrigeración por eyección se conocen desde hace alrededor de 100 años [6] y el sistema en sí es bastante simple, la complejidad de los fenómenos que ocurren en el interior del eyector ha hecho que esta tecnología se encuentre en desarrollo actualmente, gracias al perfeccionamiento de los software de dinámica de fluidos computacional (CFD, de sus siglas en inglés *Computational Fluid Dynamics*).

## 1.2 - Objetivos

Los objetivos de este proyecto son varios. Primero, establecer un proceso de simulación de eyectores mediante CFD utilizando ANSYS Fluent y posteriormente validar los resultados obtenidos en las simulaciones de un eyector trabajando en diferentes puntos de funcionamiento mediante la comparación con los datos experimentales obtenidos de ese mismo eyector trabajando en esas mismas condiciones. Este es un proceso imprescindible para asegurar que lo simulado tiene su correspondencia con la realidad y poder seguir avanzando.

Una vez comprobado lo anterior, se variarán algunas de las dimensiones de la geometría del eyector que más influyen en su funcionamiento de acuerdo a valores de posibles desviaciones de fabricación para analizar el efecto sobre sus prestaciones. Esto se tendrá en cuenta para, posteriormente, estudiar el número de piezas descartadas durante un posible proceso de fabricación.

## 1.3 - Antecedentes

El presente Trabajo de Fin de Máster (TFM) se ha elaborado durante el curso 2018-2019 dentro del grupo CMT de la Universitat Politècnica de València (UPV), y más en concreto dentro de su línea de trabajo de Renovación de la Carga.

El grupo CMT tiene su origen en la Cátedra de Motores Térmicos, creada en el seno de la UPV en el año 1979 [7], que ha evolucionado hasta lo que es hoy en día: un grupo que incluye el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos (DMMT) y el Instituto Universitario CMT – Motores Térmicos. Su trabajo de investigación se centra en la mejora de las prestaciones de los motores de combustión interna alternativos (MCIA) y en las técnicas de mantenimiento de estos.

El grupo está organizado en cinco líneas de trabajo: Inyección/Combustión, Renovación de Carga, Control de Ruidos, Gestión Térmica y Mantenimiento. En concreto, este TFM se encuentra dentro de su línea de trabajo Renovación de Carga.

Dentro de su actividad, el grupo ha tenido relación con importantes empresas, tales como Aprilia, BMW, Daimler, Ford, General Motors, Nissan, el grupo PSA, Renault, RENFE, SEAT, Volvo, etc. [8].

El presente TFM tiene como punto de partida el TFM realizado por Alberto Ponce Mora [9], titulado *Optimización de la geometría de un eyector para ciclos de refrigeración*, en el que se realiza el análisis de las dimensiones de la geometría de varios eyectores más influyentes en su comportamiento, para buscar el óptimo de tales dimensiones y establecer una comparativa entre ambos.

## 1.4 – Estructura del proyecto

### 1.4.1 – Memoria

La memoria del presente proyecto muestra la metodología aplicada, los resultados obtenidos en las simulaciones y las conclusiones, todo ello tras la explicación del fundamento teórico general.

- En el capítulo *Base teórica* se establece el marco teórico del proyecto mediante una visión general del flujo compresible, para continuar con el funcionamiento de los eyectores y, posteriormente, un breve análisis de los ciclos de refrigeración por eyección, prestando atención a los ciclos CERS y a su implementación en un motor de combustión interna.
- En el capítulo *Descripción de los ensayos* se detallará la geometría a reproducir y sus condiciones de contorno para la validación del proceso y el proceso a seguir para estudiar el efecto de las desviaciones de fabricación sobre el funcionamiento del eyector.
- En el capítulo *Realización de las simulaciones en CFD* se explicará, paso por paso, el procedimiento para realizar las simulaciones en CFD. Se tratará la base teórica y se justificarán las decisiones tomadas durante las fases de pre-procesado, en la que también se incluyen la definición de la geometría y el mallado, el proceso de resolución y cálculo, y el posterior post-procesado.
- En el capítulo *Análisis de los resultados obtenidos* se mostrarán los resultados obtenidos durante las simulaciones realizadas para el proceso de validación y para el proceso del análisis del efecto de las desviaciones de fabricación, y también los obtenidos tras su posterior tratamiento.
- En el capítulo *Conclusiones y desarrollos futuros* se resumirán los resultados obtenidos durante la elaboración del presente proyecto y se enumerarán acciones que deberían llevarse a cabo para ampliar el conocimiento sobre los eyectores y los sistemas de refrigeración por eyección, en especial para su aplicación en sistemas de motores de combustión interna.

### 1.4.2 – Presupuesto

En el Presupuesto se hará una relación de los costes de inversión y de consumo de recursos, tanto humanos como materiales, para posteriormente establecer el coste de elaboración de este proyecto.

### **1.4.3 – Anexos**

En los Anexos de este proyecto se mostrarán los valores obtenidos de los parámetros estudiados tras las diferentes simulaciones realizadas a lo largo de la elaboración de este recogidas en forma de tablas y que no se incluyen directamente en la Memoria, aunque sí resultados derivados de ellos.

## APARTADO 2 – Base teórica

### 2.1 – Introducción al flujo compresible

#### 2.1.1 – Definición de flujo compresible

El flujo compresible es aquel que soporta cambios significativos en su densidad [10]. Este tipo de flujos se encuentran, por ejemplo, en muchos dispositivos por los que circulan gases a muy alta velocidad. Para su estudio, se requiere de la dinámica de fluidos y de la termodinámica.

En el presente apartado se tratarán flujos compresibles unidimensionales en condiciones estacionarias y adiabáticas [11]:

- Unidimensional: Las propiedades del flujo varían solamente en su dirección de avance.
- Estacionario: Las condiciones del flujo en cada uno de los puntos a estudiar no varía con el tiempo.
- Adiabático: No hay intercambio de calor entre el flujo y el conducto.

#### 2.1.2 – Propiedades de los flujos compresibles

##### Propiedades de estancamiento o de remanso:

En un fluido, su entalpía, su energía cinética y su energía potencial representan su energía total. Para flujos que alcanzan altas velocidades, a menudo la energía potencial es despreciable. En estos casos, la entalpía y la energía cinética se pueden agrupar en un término que se denomina entalpía de remanso, de estancamiento o total ( $h_0$ ) [10]:

$$h_0 = h + \frac{c^2}{2} \quad (2.1)$$

siendo  $h$  la entalpía estática y  $c$  la velocidad del fluido.

La entalpía de estancamiento representa la entalpía de un fluido cuando se lleva al reposo de forma adiabática.

Cuando se produce un estancamiento, la energía cinética del fluido se convierte en entalpía, produciéndose un aumento de su presión y de su temperatura. A las propiedades de un fluido en este estado se las conoce como propiedades de estancamiento o de remanso: temperatura de estancamiento ( $T_0$ ), presión de estancamiento ( $P_0$ ), densidad de estancamiento ( $\rho_0$ ), etc.

Cuando un fluido atraviesa un conducto de geometría variable en condiciones de flujo isentrópico, las propiedades de estancamiento se mantienen constantes para cualquier sección a lo largo del conducto.

### **Número de Mach:**

El número de Mach ( $M$ ) es la relación entre la velocidad del flujo y la velocidad del sonido en el mismo estado. Este número es un parámetro adimensional que nos permite cuantificar los efectos de la compresibilidad en el flujo [11].

$$M = \frac{c}{a} \quad (2.2)$$

donde  $c$  representa la velocidad del fluido y  $a$  representa la velocidad del sonido en las condiciones de presión y temperatura del flujo.

Según el número de Mach, se pueden definir diferentes regímenes:

- Flujo incompresible: El flujo se puede considerar incompresible para valores de  $M$  muy bajos, aunque estrictamente un flujo es incompresible cuando  $M = 0$ .
- Flujo compresible subsónico: Es un flujo compresible en el que  $M < 1$ .
- Flujo compresible supersónico: Es un flujo compresible en el que  $M > 1$ , es decir, la velocidad del flujo es mayor que la del sonido en esas condiciones. Para valores de  $M$  muy elevados ( $M > 5$ ), el flujo se denomina flujo hipersónico.
- Flujo compresible transónico: Es aquel cuyo valor de  $M$  se encuentra en torno a la unidad. Si  $M = 1$ , se dice que el flujo está en condiciones sónicas o críticas.

### **2.1.3 - Toberas**

#### **Tobera convergente y tobera convergente-divergente:**

Una tobera es un conducto que se utiliza para acelerar un flujo. Las toberas más habituales, según su forma, pueden ser convergentes (cuya sección se reduce a lo largo de todo el conducto) o convergentes-divergentes (cuya sección primero se reduce y luego aumenta).

Para comprender la utilidad de ambas es necesario analizar la siguiente ecuación, que muestra la evolución de un flujo a lo largo de un conducto de sección variable, y para la obtención de la cual se ha realizado la suposición de que el proceso es isentrópico [12]:

$$\frac{1}{A} \frac{dA}{dl} = -(1 - M^2) \frac{1}{c} \frac{dc}{dl} \quad (2.3)$$

Cuando se quiere acelerar ( $\frac{dc}{dl} > 0$ ) un flujo subsónico ( $M < 1$ ), es necesaria una disminución de la sección del conducto ( $\frac{dA}{dl} < 0$ ). Sin embargo, cuando se quiere acelerar ( $\frac{dc}{dl} > 0$ ) un flujo supersónico ( $M > 1$ ), ocurre lo contrario, es decir, se requiere un aumento de la sección del conducto ( $\frac{dA}{dl} > 0$ ).

Es decir, partiendo de un flujo con velocidad de entrada a la tobera inferior a la crítica, el número de Mach máximo que es posible alcanzar con una tobera convergente es  $M = 1$  (condiciones críticas). Con una tobera convergente-divergente, es posible alcanzar valores de  $M > 1$ , siempre y cuando en la garganta se den las condiciones críticas.

Visualmente, esto se aprecia mejor en la Figura 2.1, para la que se ha considerado como fluido el aire ( $\gamma = 1,4$ ). En ella,  $A^*$  representa el área crítica, que es el área del conducto que sería necesaria para que el flujo alcanzase las condiciones críticas a su paso por este.  $T^*$ ,  $P^*$  y  $\rho^*$  se refieren a la temperatura, la presión y la densidad crítica del flujo, respectivamente, en esas condiciones [11]:

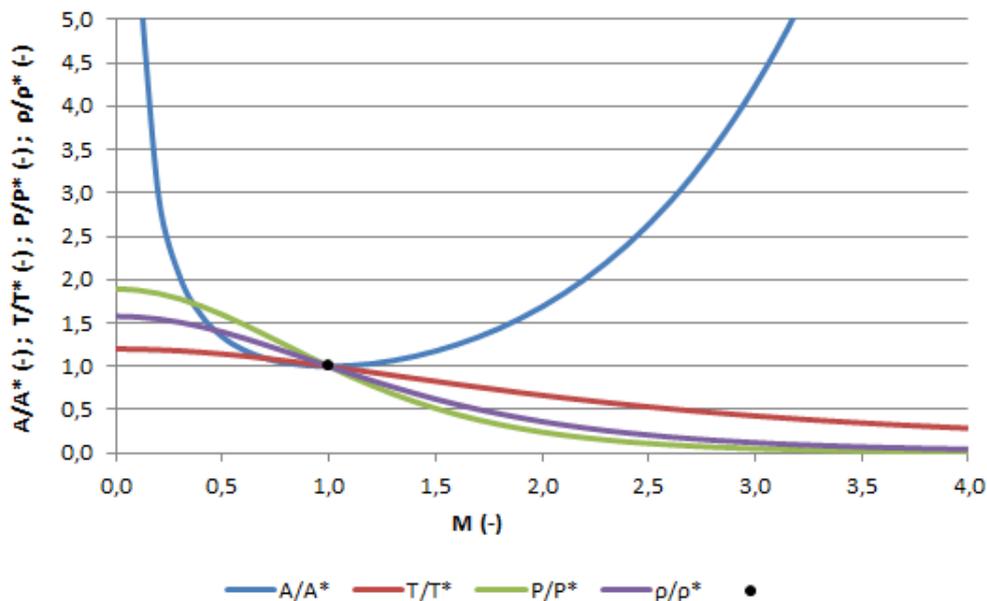


Figura 2.1. Relación entre las condiciones de un flujo y sus condiciones críticas y entre el área de un conducto y el área crítica en función del número de Mach del flujo en el caso del aire ( $\gamma = 1,4$ ) [11]

Cabe destacar que, a su paso por un conducto de sección variable, un flujo no tiene por qué alcanzar las condiciones críticas.

### **Propiedades críticas:**

Las propiedades críticas de un fluido ( $T^*$ ,  $P^*$ ,  $\rho^*$ ) son aquellas que se dan cuando el fluido se encuentra en condiciones críticas, es decir, cuando  $M = 1$ . Sus valores dependen del fluido y de las propiedades de estancamiento de este [11]:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{\gamma + 1} \quad (2.4)$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.5)$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \quad (2.6)$$

**Evolución del flujo en una tobera convergente:**

Si se considera una tobera cuya entrada se encuentra conectada a un depósito lo suficientemente grande como para despreciar la velocidad de entrada a la tobera, las condiciones del depósito se consideran iguales a las de estancamiento ( $T_0, P_0$ ).

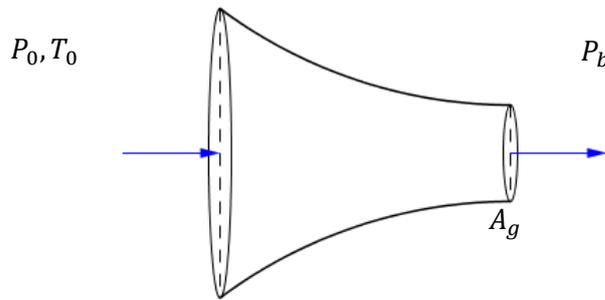


Figura 2.2. Tobera convergente [10]

Cuando la contrapresión a la salida de la tobera ( $P_b$ ) es igual a  $P_0$ , no hay flujo a través de la tobera. Si se reduce la contrapresión manteniendo constante la presión del depósito, el gasto másico que atraviesa la tobera se comporta de la forma que se muestra en la Figura 2.3 (izquierda) [10]:

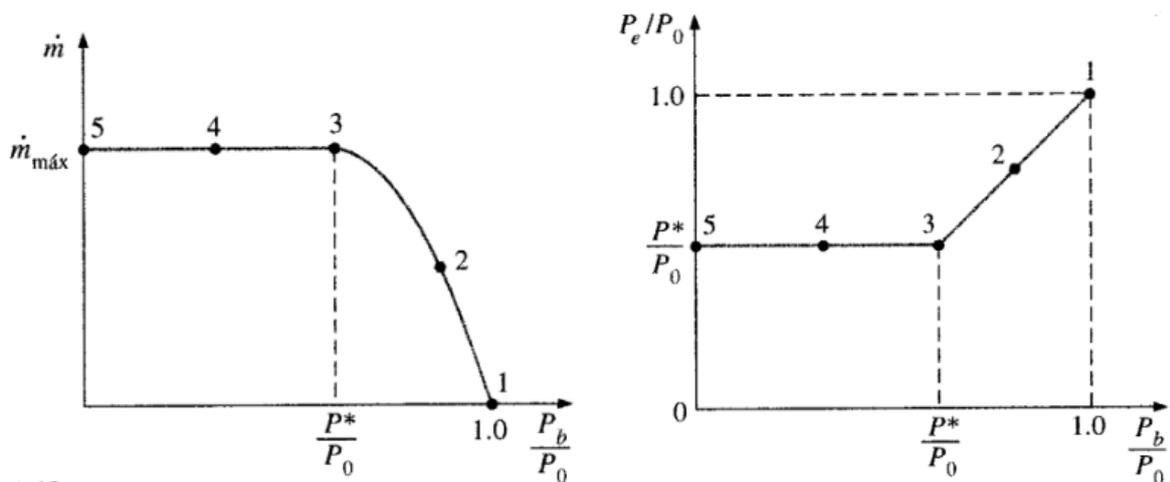


Figura 2.3. Gasto másico que atraviesa una tobera convergente en función de la relación entre  $P_b$  y  $P_0$  (izquierda), y relación entre la presión de salida del flujo de la tobera convergente ( $P_e$ ) y  $P_0$  en función de la relación entre  $P_b$  y  $P_0$  (derecha) [10]

Como se puede observar, al disminuir  $P_b$  aumenta el gasto másico, hasta que se alcanza que  $P_b = P^*$ . Para valores de contrapresión inferiores a  $P^*$ , el gasto másico deja de aumentar y se mantiene constante en su valor máximo, momento en el que se dice que el flujo “ha sido bloqueado” o que la garganta “se bloquea”. El valor del gasto másico máximo viene definido por la siguiente ecuación [11]:

$$\dot{m}_{max} = A_g \frac{P_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left( \left( \frac{P^*}{P_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{P^*}{P_0} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right)} \quad (2.7)$$

En la Ecuación 2.7 se aprecia que el gasto másico máximo de una tobera depende directamente del área de su garganta ( $A_g$ ), es decir, del área de su sección más pequeña.

En cuanto a la presión de salida de la tobera, se observa que, cuando  $P_b < P^*$ , la presión de salida del flujo ( $P_e$ ) es igual a la presión crítica, ya que, como se ha indicado anteriormente, en el caso de una tobera convergente con un flujo de velocidad de entrada inferior a la crítica, no se pueden alcanzar condiciones más allá de las condiciones críticas ( $M = 1$ ).

#### **Evolución del flujo en una tobera convergente-divergente:**

En el caso de las toberas convergentes-divergentes, estas también se ven afectadas por el fenómeno del bloqueo de la garganta. La expresión del gasto másico máximo es idéntica a la de las toberas convergentes.

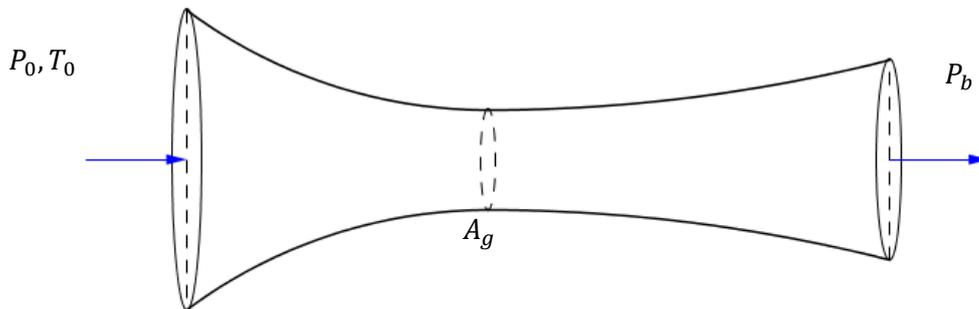


Figura 2.4. Tobera convergente-divergente [10]

Suponiendo que la tobera está conectada de forma idéntica a un depósito similar al descrito en el apartado anterior, ahora se va a analizar qué sucede con el flujo en el interior de la tobera convergente-divergente cuando la contrapresión a la salida ( $P_b$ ) se reduce partiendo de  $P_b = P_0$  [10], tal y como muestra la Figura 2.5:

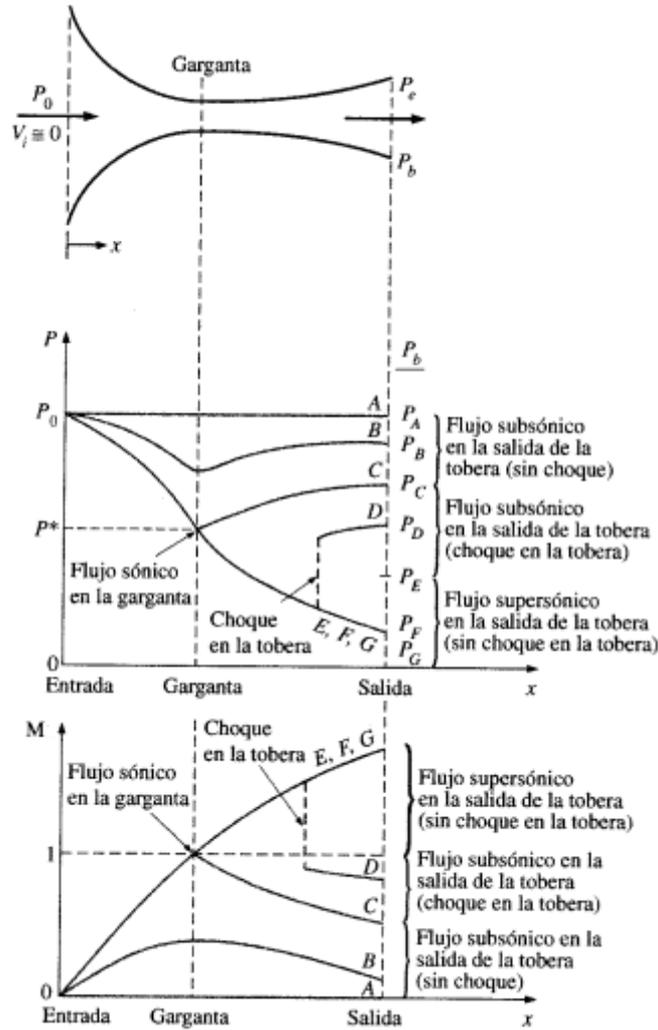


Figura 2.5. Presión (en medio) y número de Mach (abajo) del flujo a lo largo de una tobera convergente-divergente en función de  $P_b$  [10]

- Cuando  $P_b = P_A = P_0$ , no hay flujo a través de la tobera.
- Cuando  $P_0 > P_b > P_C$ , el flujo se encuentra en condiciones subsónicas en todas las secciones de la tobera, por lo que el flujo aumenta su velocidad a lo largo de la sección convergente (disminuyendo su presión) y disminuye su velocidad a lo largo de la sección divergente (aumentando su presión), es decir, la sección divergente actúa como difusor. La garganta es el lugar en el que se alcanzan la máxima velocidad y la mínima presión. El gasto másico es inferior al máximo.
- Cuando  $P_b = P_C$ , el flujo alcanza las condiciones críticas en la garganta ( $M = 1$ ), pero la sección divergente continúa actuando como difusor. Para contrapresiones iguales o inferiores a  $P_C$ , el gasto másico que atraviesa la tobera es igual al máximo.
- Cuando  $P_C > P_b > P_E$ , el flujo se continúa acelerando tras atravesar la garganta, hasta que en una sección determinada se produce una onda de choque, que genera una disminución

brusca de la velocidad del flujo (hasta niveles subsónicos), acompañada de un aumento de presión. A partir de esa sección, el flujo se frena a medida que avanza a través de la sección divergente.

- Cuando  $P_b = P_E$ , la onda de choque se produce en la sección de salida de la tobera, por lo que el flujo es supersónico a lo largo de todo el conducto divergente, aunque no a la salida de la tobera.
- Cuando  $P_E > P_b > 0$ , el flujo es supersónico a lo largo de toda la sección divergente, incluida la sección de salida de la tobera. Para estos valores de contrapresión se pueden diferenciar varios casos:
  - Cuando  $P_E > P_b > P_F$ , el flujo se frena repentinamente tras haber abandonado la tobera, aumentando su presión, mediante ondas de choque oblicuas.
  - Cuando  $P_b = P_F$ , no se producen ondas de choque en ningún momento. En este caso, todo el proceso es isentrópico, y se dice que la tobera trabaja en condiciones de diseño.
  - Cuando  $P_F > P_b > 0$ , tras la salida de la tobera tienen lugar las conocidas como ondas de expansión de Prandtl-Meyer, mediante las cuales el fluido se acelera aún más, disminuyendo su presión.

#### 2.1.4 - Ondas de choque

Una onda de choque es una situación que se da en el flujo cuando este pasa de condiciones supersónicas a subsónicas de forma brusca en un tramo de muy pequeña longitud [11].

Este fenómeno no es isentrópico, sino irreversible. Se produce una discontinuidad en las propiedades de flujo, y sus valores de presión y temperatura aumentan notablemente, debido a que el flujo frena bruscamente.

##### Ondas de choque planas o normales:

Las ondas de choque planas son aquellas perpendiculares a la dirección del flujo. En ellas, el número de Mach a la salida de la onda ( $M_2$ ) depende solamente del fluido y del número de Mach a la entrada de esta ( $M_1$ ) [11]:

$$M_2^2 = \frac{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_1^2}{\gamma M_1^2 - \frac{\gamma - 1}{2}} \quad (2.8)$$

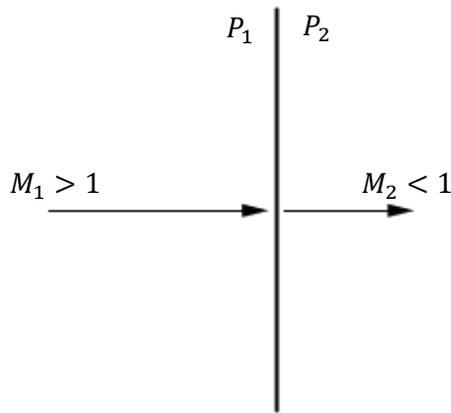


Figura 2.6. Onda de choque plana [10]

Esta relación se muestra de forma visual en la Figura 2.7, tomando el fluido como aire ( $\gamma = 1,4$ ):

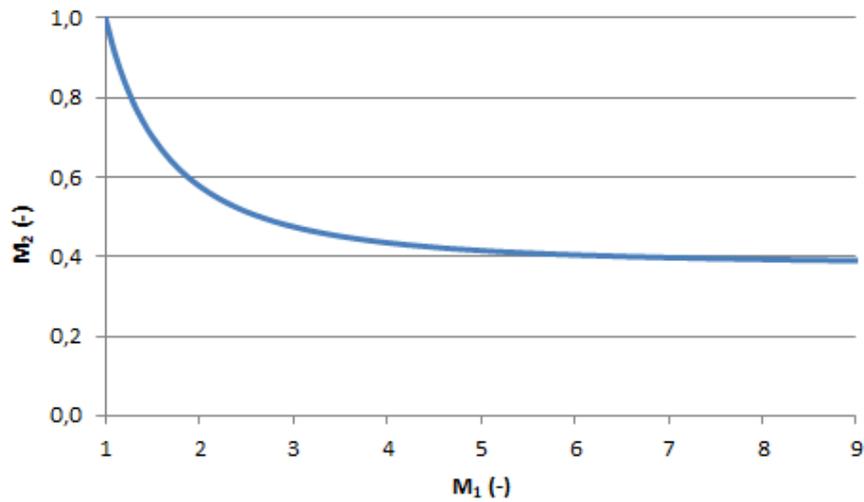


Figura 2.7. Número de Mach aguas abajo de una onda de choque plana ( $M_2$ ) en función del número de Mach a la entrada de dicha onda ( $M_1$ ) en el caso del aire ( $\gamma = 1,4$ ) [11]

Las propiedades del flujo a la salida de la onda de choque plana dependen del fluido y del número de Mach y las propiedades del flujo a la entrada de la onda [11]:

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = 1 \quad (2.9)$$

$$\frac{P_{02}}{P_{01}} = \left[ \frac{\frac{\gamma+1}{2} M_1^2}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \left[ \frac{2\gamma}{\gamma+1} M_1^2 - \frac{\gamma-1}{\gamma+1} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (2.10)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left[ 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_1^2 - 1) \right] \left[ \frac{2 + (\gamma-1)M_1^2}{(\gamma+1)M_1^2} \right] \quad (2.11)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma + 1} (M_1^2 - 1) \quad (2.12)$$

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{c_1}{c_2} = \frac{(\gamma + 1)M_1^2}{2 + (\gamma - 1)M_1^2} \quad (2.13)$$

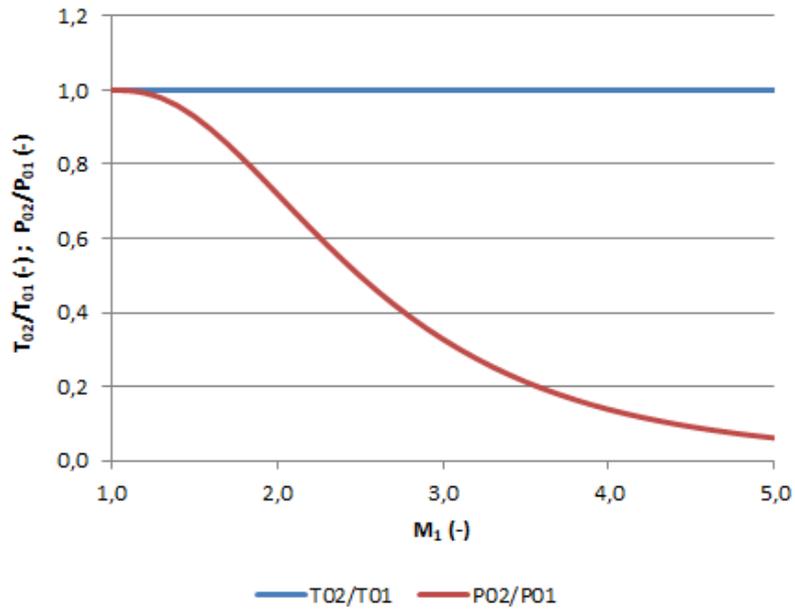


Figura 2.8. Relación entre las propiedades de estancamiento del flujo aguas abajo de una onda de choque plana ( $T_{02}$ ,  $P_{02}$ ) y las propiedades de estancamiento del flujo a la entrada de dicha onda ( $T_{01}$ ,  $P_{01}$ ) en función del número de Mach a la entrada de la onda ( $M_1$ ) en el caso del aire ( $\gamma = 1,4$ ) [11]

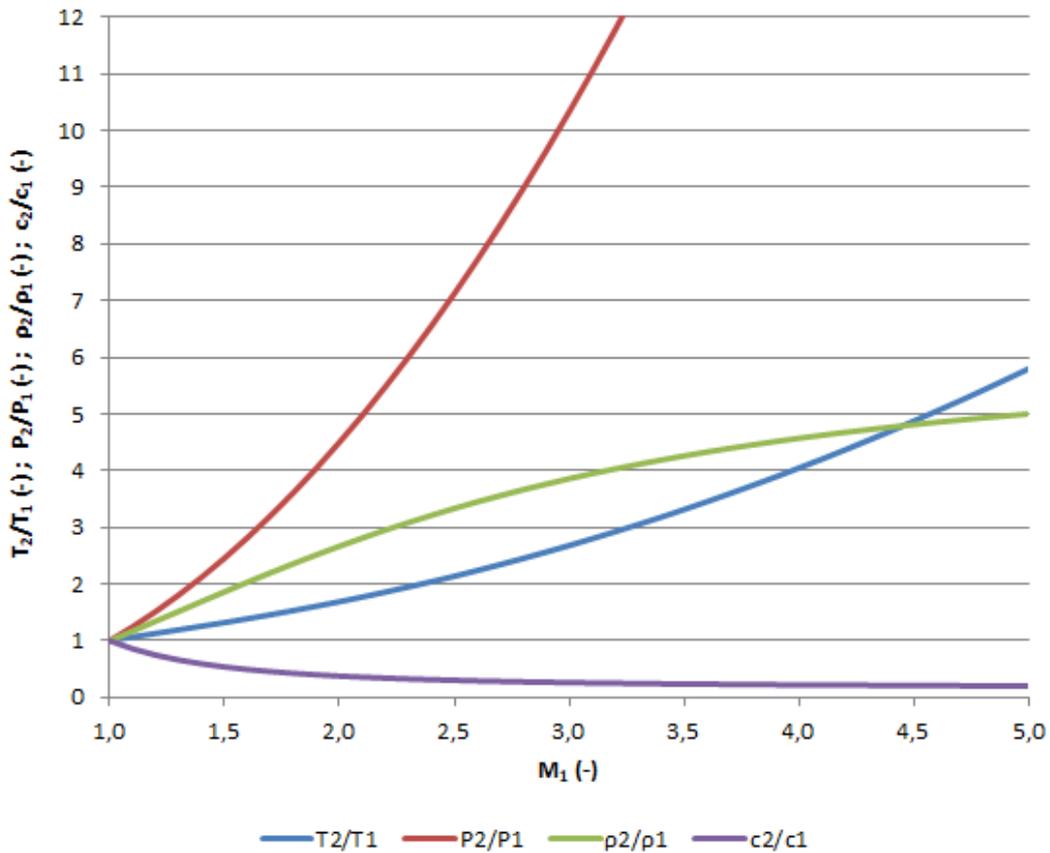


Figura 2.9. Relación entre las propiedades del flujo aguas abajo de una onda de choque plana ( $T_2$ ,  $P_2$ ,  $\rho_2$ ,  $c_2$ ) y las propiedades del flujo a la entrada de dicha onda ( $T_1$ ,  $P_1$ ,  $\rho_1$ ,  $c_1$ ) en función del número de Mach a la entrada de la onda ( $M_1$ ) en el caso del aire ( $\gamma = 1,4$ ) [11]

**Ondas de choque oblicuas:**

No todas las ondas de choque son planas. Por ejemplo, ante cambios de dirección en las paredes del conducto de superficie cóncava, es decir, cuya sección disminuye a lo largo del eje  $x$ , si el flujo es supersónico, se genera una onda de Mach cuyo ángulo depende del número de Mach aguas arriba de la onda, mediante la cual el flujo trata de adaptarse al cambio de geometría [10], [11]. Esto se debe a una disminución de la sección ante un flujo supersónico, lo que hace que la velocidad de este disminuya ( $M_2 < M_1$ ).

Varias ondas de Mach pueden concentrarse ante diferentes cambios de dirección de la pared consecutivos, formando una onda de choque oblicua.

Realmente, las ondas de choque planas son concentraciones de ondas de Mach que forman un ángulo de  $90^\circ$  con el conducto. Por ello, las propiedades de la discontinuidad de las ondas de choque oblicuas son similares a la de las ondas de choque planas.

Prestando atención a las velocidades que entran en juego para ondas de choque oblicuas y que se indican en la Figura 2.10:

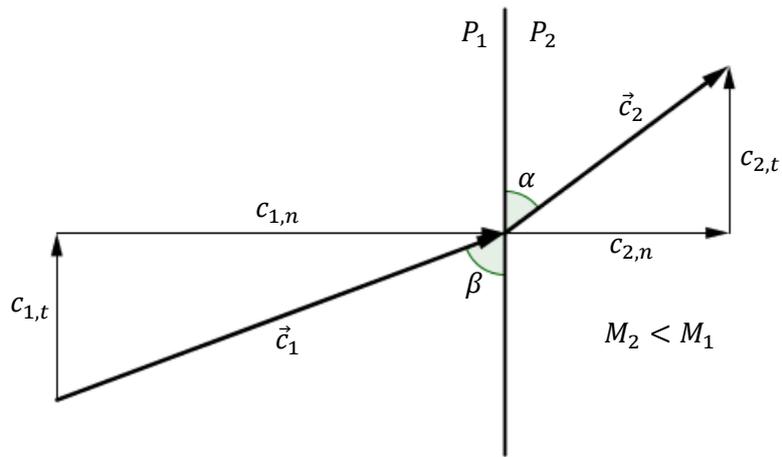


Figura 2.10. Onda de choque oblicua [12]

$$M_{1,n} = M_1 \cdot \sin(\beta) \quad (2.14)$$

$$M_{2,n} = M_2 \cdot \sin(\beta - \theta) \quad (2.15)$$

se obtiene que el ángulo de deflexión ( $\theta$ ), es decir, la diferencia entre los ángulos de entrada ( $\beta$ ) y salida ( $\alpha$ ), depende del ángulo de entrada, del número de Mach a la entrada y del fluido:

$$\tan \theta = \tan(\beta - \alpha) = \frac{2 \cot(\beta) [M_1^2 \sin^2(\beta) - 1]}{M_1^2 [\gamma + \cos(2\beta)] + 2} \quad (2.16)$$

### 2.1.5 - Ondas de expansión de Prandtl-Meyer

Cuando el flujo es supersónico y la superficie es convexa, es decir, se produce un aumento de sección a lo largo del eje  $x$ , el flujo trata de adaptarse mediante las llamadas ondas de expansión de Prandtl-Meyer. En este caso, la velocidad del flujo aumenta [10], [11].

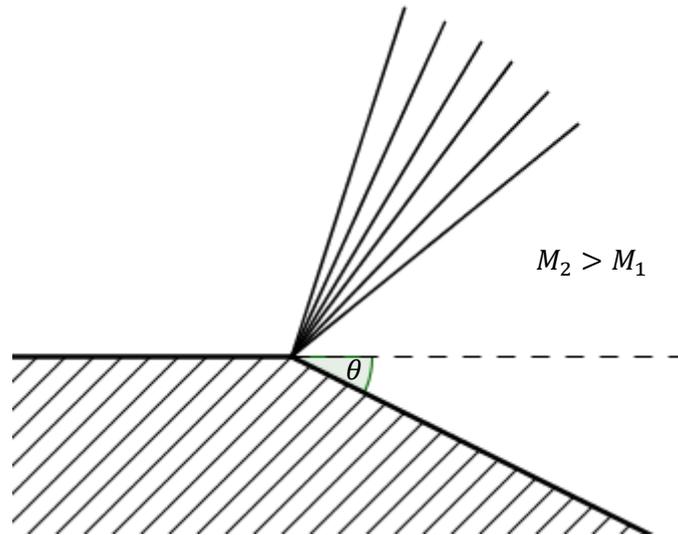


Figura 2.11. Ondas de expansión de Prandtl-Meyer [10]

A diferencia de las ondas de Mach, las ondas de expansión de Prandtl-Meyer no forman ondas de choque, sino que generan una región de expansión, denominada abanico de expansión, en la cual el flujo se adapta progresivamente y de forma isentrópica al cambio de geometría.

## 2.2 – Eyector

### 2.2.1 – Funcionamiento y estructura

En un eyector, el flujo primario se encuentra a alta presión en la entrada y es acelerado mediante una tobera, expandiéndose, lo que genera la succión del flujo secundario. Posteriormente, ambos flujos se mezclan y el flujo resultante es frenado debido a la propia geometría del eyector y a un tren de ondas de choque generado en su interior, lo que genera un aumento de presión [13].

En el eyector se pueden diferenciar varias partes de una forma sencilla. A continuación se describen estas partes y el funcionamiento de un eyector supersónico monofásico gas-gas, el tipo de eyector utilizado comúnmente en sistemas de refrigeración por eyección [6]:

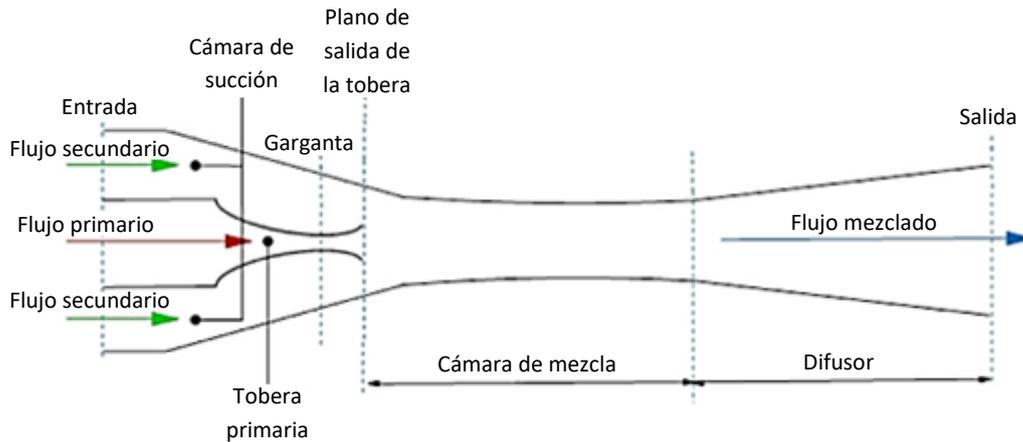


Figura 2.12. Esquema de un eyector supersónico [13]

- Tobera: El flujo primario entra a través de una tobera, encargada de acelerarlo y reducir su presión, generándose una zona de baja presión a la salida de esta. En los eyectores supersónicos, la tobera es convergente-divergente, que es lo que hace que la velocidad del flujo primario alcance valores supersónicos, con la correspondiente disminución de su presión.
- Cámara de succión: La presión en esta parte del eyector es muy baja, debido al paso del flujo primario por la tobera, lo que hace que el flujo secundario entre en el eyector.
- Cámara de mezcla: Consiste en un conducto convergente, en el cual el flujo secundario se acelera y alcanza velocidades sónicas, para posteriormente mezclarse con el flujo primario. Al final de esta parte del eyector, ambos flujos se encuentran en las mismas condiciones de presión y temperatura, pasando así a ser un único flujo. A lo largo de la cámara de mezcla, se forma una onda de choque que hace que la velocidad de la mezcla disminuya hasta valores subsónicos, aumentando la presión del flujo. La cámara de mezcla tiene además un tramo de sección constante.
- Difusor: El flujo llega hasta esta parte del eyector en condiciones subsónicas, por lo que el aumento de la sección genera una reducción de su velocidad y un aumento de su presión.

Adicionalmente, en la Figura 2.13 se muestra un esquema con la presión y la velocidad de los flujos mientras circulan a través del eyector en la que se puede comprobar lo explicado anteriormente:

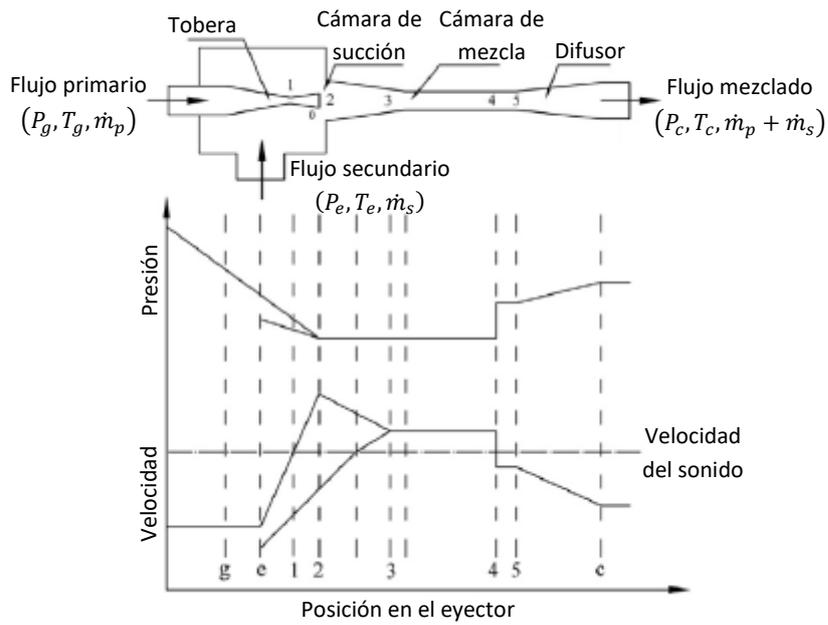


Figura 2.13. Presión y velocidad de los diferentes flujos a lo largo de un eyector supersónico monofásico gas-gas [6]

## 2.2.2 - Clasificación de los eyectores

Los eyectores se pueden clasificar atendiendo a tres factores: la posición de la tobera y el diseño de la cámara de mezcla, el diseño de esta o el número de fases que tienen lugar en su interior [13]:

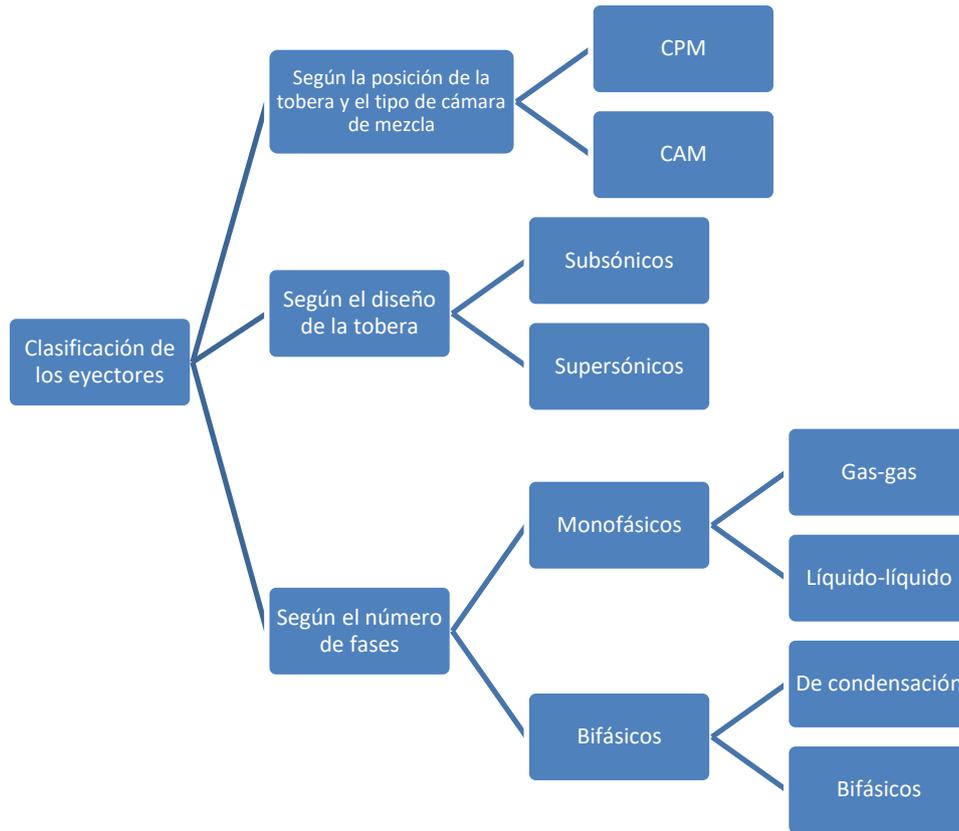


Figura 2.14. Clasificación de los eyectores [13]

### **Clasificación de los eyectores según la posición de la tobera y el tipo de cámara de mezcla:**

Según la posición de la tobera y, en concreto, de su sección de salida, y del tipo de cámara de mezcla, las dos configuraciones más conocidas y habituales son [13]:

- Eyectores CPM (*constant-pressure mixing ejector*): La salida de la tobera se encuentra situada en la cámara de succión, por lo que el proceso de mezcla tiene lugar en esta parte del eyector. Este tipo de eyectores puede operar con contrapresiones más elevadas que otros tipos y además proporcionan mayores rendimientos, por lo que son muy utilizados.
- Eyectores CAM (*constant-area mixing ejector*): La salida de la tobera se encuentra en la sección de área constante, así que es ahí donde ocurre el proceso de mezcla. Estos eyectores permiten alcanzar mayores valores de ratio de arrastre ( $\omega$ ), parámetro que se describe en el Apartado 2.3.3.

### **Clasificación de los eyectores según el diseño de la tobera:**

El diseño de la tobera influye en el comportamiento del flujo dentro del eyector. Según el diseño de esta parte del eyector, estos se pueden clasificar en [13]:

- Eyectores subsónicos: La geometría de la tobera es convergente, por lo que a su salida el flujo puede encontrarse, a lo sumo, en condiciones críticas. Las pérdidas de presión en su interior son reducidas, pero a cambio no generan una compresión del flujo muy elevada.
- Eyectores supersónicos: La geometría de la tobera es convergente-divergente, por lo que el flujo alcanza velocidades supersónicas. Se utilizan cuando se tienen relaciones de las presiones de entrada y salida elevadas. Por ello, este tipo de eyectores son los comúnmente utilizados para sistemas de refrigeración por eyección.

### **Clasificación de los eyectores según el número de fases:**

Según el número de fases que tengan lugar en alguno de los flujos del eyector, estos se clasifican en [13]:

- Eyectores monofásicos: Pueden ser gas-gas o líquido-líquido. Son los más utilizados.
- Eyectores bifásicos: Estos a su vez se dividen en:
  - Eyectores de condensación: El flujo primario condensa en el eyector.
  - Eyectores bifásicos: El flujo a la salida es bifásico. Actualmente, este tipo de eyectores se encuentra en un estado de desarrollo menos maduro.

## **2.3 – Ciclos de refrigeración por eyección**

Actualmente, existen diferentes tipos de ciclos de refrigeración por eyección. El más sencillo es el ciclo de refrigeración con un solo eyector (SERS, de sus siglas en inglés *Single Ejector Refrigeration System*), que a su vez se puede dividir en: SERS estándar o CERS (de sus siglas en inglés, *Conventional Ejector Refrigeration System*), SERS con pre-calentamiento y pre-enfriamiento, y SERS combinado con un ciclo de potencia [6], [13]. También existen ciclos de refrigeración de mayor complejidad, como ciclos con varios eyectores o ciclos que combinan eyectores con mecanismos de absorción, con mecanismos de adsorción, con compresores, etc.

Como es lógico, en los ciclos de refrigeración por eyección, el fluido que circula por este dispositivo es un fluido refrigerante, lo que se tratará con mayor detalle en el Apartado 2.3.5.

En este apartado se describirá el funcionamiento de un ciclo SERS estándar o ciclo CERS, ya que es el más sencillo y el que se supone para el presente proyecto.

### 2.3.1 – Funcionamiento del ciclo CERS

Una vez conocido el funcionamiento de un eyector supersónico, es posible entender el ciclo CERS. En la Figura 2.15 se muestra el esquema constructivo de este ciclo y su diagrama P-h para el caso de un eyector CPM y de un eyector CAM, ambos descritos anteriormente en el Apartado 2.2.2.

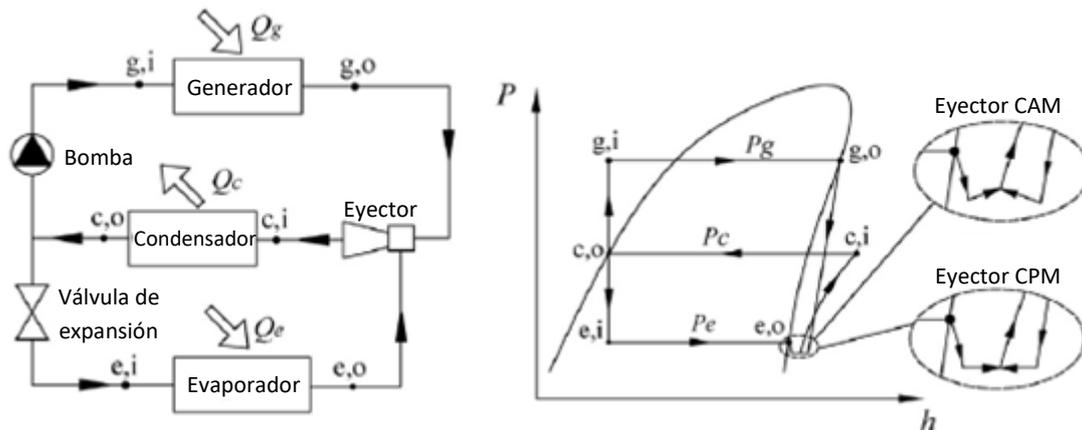


Figura 2.15. Esquema constructivo de un ciclo CERS (izquierda) y diagrama P-h del mismo ciclo (derecha) [6]

Como se aprecia en la Figura 2.15, el ciclo CERS puede dividirse en dos lazos: el lazo de potencia (eyector – condensador – bomba – generador – eyector) y el lazo de refrigeración (eyector – condensador – válvula de expansión – evaporador – eyector) [9].

Hay que destacar que, aunque el eyector utilizado sea un eyector supersónico gas-gas, el fluido refrigerante se encuentra en estado líquido en algunas otras etapas del ciclo de refrigeración.

Para explicar la evolución del fluido refrigerante en el ciclo, se comenzará aguas abajo del eyector: una vez el fluido abandona este dispositivo, atraviesa el condensador, donde pasa de estado gaseoso a estado líquido, cediendo calor al foco caliente. Posteriormente, el flujo de fluido refrigerante se divide en dos corrientes: una que circula por el lazo de potencia y otra que circula por el lazo de refrigeración.

La corriente de fluido refrigerante que circula por el lazo de potencia es conducida a través de una bomba, que aumenta su presión. Posteriormente, como líquido subenfriado, se dirige al generador, donde gracias a una fuente de calor se evapora, para su posterior llegada a la entrada primaria del eyector. Es decir, el flujo que atraviesa el lazo de potencia es el que actúa como flujo primario en el eyector.

Análogamente, el flujo que atraviesa el lazo de refrigeración actúa como flujo secundario en el eyector. Una vez este flujo se separa del resto del fluido tras pasar por el condensador, circula a través de la válvula de expansión, gracias a la cual reduce su presión, para posteriormente entrar en

el evaporador, donde absorbe calor del foco frío, y llegar a la entrada secundaria del eyector como vapor sobrecalentado. El evaporador es la parte del ciclo en la que la absorción de calor produce el efecto refrigerante.

En la Figura 2.15 (izquierda) también se puede observar que la presión a la entrada del conducto primario es igual a la presión en el generador ( $P_g$ ), la presión a la entrada del conducto secundario es igual a la presión en el evaporador ( $P_e$ ) y la contrapresión a la salida del eyector es igual a la presión del condensador ( $P_c$ ).

Para mayor simplicidad, la nomenclatura indicada en el presente apartado se mantendrá a lo largo de todo el proyecto.

### 2.3.2 - Integración del ciclo CERS en el sistema de un motor de combustión interna

Como ya se ha desarrollado en el Apartado 1.1, una de las potenciales aplicaciones del ciclo de refrigeración por eyección descrito en el presente proyecto es el de enfriar el aire de admisión de un motor de combustión interna mediante la energía contenida en los gases de escape. Para ello, el ciclo se integra de la forma mostrada en la Figura 2.16:

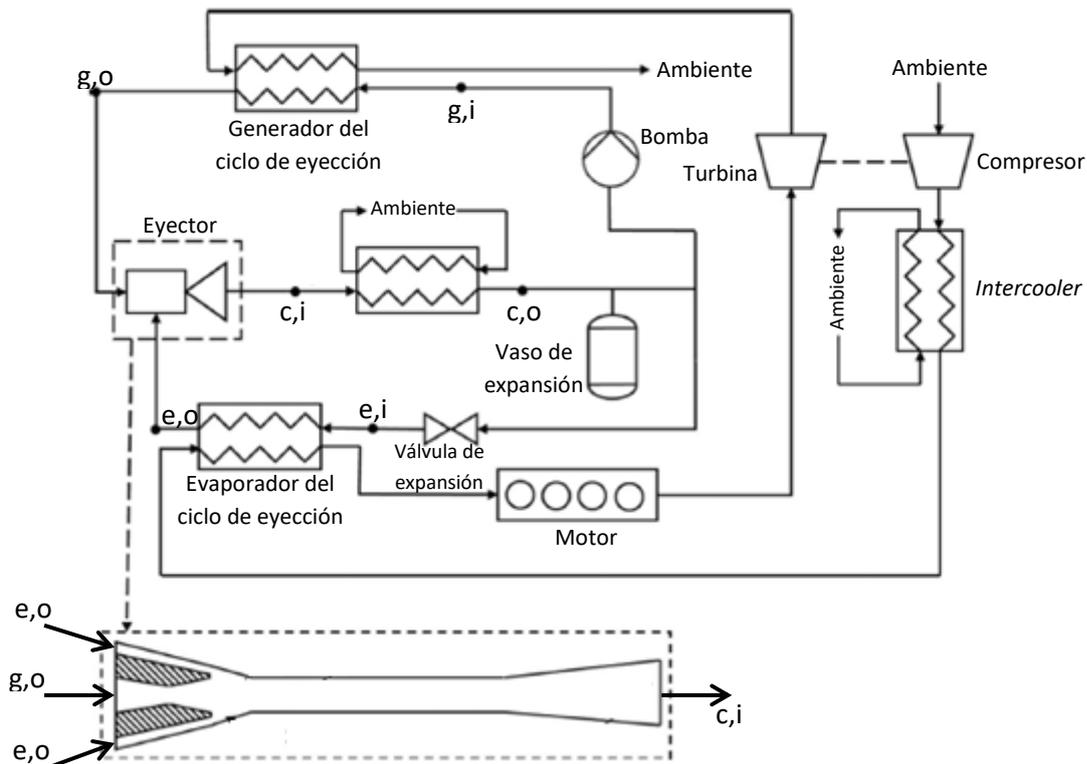


Figura 2.16. Esquema de un ciclo CERS integrado en el sistema de un motor de combustión interna [14]

Como se muestra en la figura, cuando el aire de admisión entra en el circuito, se encuentra con el compresor del grupo turbo-compresor. Este proceso de compresión lleva asociado un aumento de temperatura, que luego se verá reducida en el *intercooler*, mediante un intercambio de calor con el

ambiente. Posteriormente es cuando entra en juego el ciclo de refrigeración por eyección, cuyo objetivo es disminuir aún más la temperatura del aire que ha abandonado el *intercooler*. Para ello, antes de que llegue al motor, el aire de admisión se hace pasar por el evaporador para que ceda calor al fluido refrigerante durante su proceso de evaporación.

Una vez los gases de escape abandonan el motor, ceden parte de su energía en la turbina del grupo turbo-compresor. Tras esto, se les hace pasar por el generador del circuito de refrigeración por eyección, para que sean estos gases los que cedan parte de su energía en forma de calor al fluido refrigerante y provoquen su evaporación en el lazo de potencia. De esta forma se aprovecha una parte de la energía contenida en los gases de escape para conseguir la refrigeración.

### 2.3.3 – Parámetros de evaluación de funcionamiento

Para de los ciclos de refrigeración por eyección, existen varios parámetros que permiten analizar sus prestaciones [6], [13]:

- Ratio de arrastre ( $\omega$ ): Es el cociente entre el gasto másico del flujo secundario ( $\dot{m}_s$ ) y el gasto másico del flujo primario ( $\dot{m}_p$ ). Proporciona información sobre la eficiencia del ciclo.

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.17)$$

- Ratio de compresión ( $R_c$ ): Es el cociente entre la presión estática a la salida del eyector o presión en el condensador ( $P_c$ ) y la presión estática del flujo secundario o presión en el evaporador ( $P_e$ ). Da información sobre el rango operativo del ciclo.

$$R_c = \frac{P_c}{P_e} \quad (2.18)$$

- Coeficiente de prestaciones ( $COP$ ): Es el cociente entre el calor absorbido por el evaporador ( $Q_e$ ) y la energía total que se introduce en el ciclo, que es la suma del calor aportado al generador ( $Q_g$ ) y el trabajo mecánico requerido por la bomba ( $W_p$ ). Habitualmente, el valor de  $W_p$  es inferior al 1% del valor de  $Q_g$ , por lo que puede despreciarse.

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \approx \frac{Q_e}{Q_g} = \frac{\dot{m}_s(h_{e,o} - h_{e,i})}{\dot{m}_p(h_{g,o} - h_{g,i})} = \omega \frac{(h_{e,o} - h_{e,i})}{(h_{g,o} - h_{g,i})} \quad (2.19)$$

- Capacidad de refrigeración ( $CC$ ): Depende del gasto másico que circula por el evaporador, es decir, el gasto másico del flujo secundario y de las entalpías a la entrada y a la salida del evaporador.

$$CC = \dot{m}_s(h_{e,o} - h_{e,i}) \quad (2.20)$$

- Eficiencia del eyector ( $\eta_{eyector}$ ): Según la ASHRAE, es la relación entre la energía de compresión recuperada y la energía disponible a nivel teórico en el flujo que circula por el generador.

$$\eta_{eyector} = \frac{(\dot{m}_p + \dot{m}_s)(h_{c,i} - h_{e,o})}{\dot{m}_p(h_{g,o} - h_{e,o})} \quad (2.21)$$

### 2.3.4 – Modos de operación de un eyector

Puesto que el presente trabajo analiza el caso de un eyector supersónico monofásico gas-gas, será el comportamiento de este el que se analice. Este tipo de eyectores pueden trabajar en tres modos de operación [6], [9], [13]:

- Régimen crítico: Tanto los flujos primario como secundario se encuentran en condiciones de bloqueo, por lo que el ratio de arrastre ( $\omega$ ) se mantiene constante y en su valor máximo, independientemente de la contrapresión a la salida del eyector o presión en el condensador ( $P_c$ ), por lo que también lo hacen la capacidad de refrigeración del eyector ( $CC$ ) y el  $COP$  del sistema. En este régimen, las ondas de expansión del flujo primario generan un conducto convergente en el que no se produce mezcla. Cuando el flujo secundario circula por este conducto, la disminución de la sección formada por la pared del eyector y el flujo primario hace que se acelere, alcanzando las condiciones críticas y provocando un bloqueo en una posición que depende de las condiciones de funcionamiento. Esto sucede cuando la contrapresión a la salida del eyector es inferior a la presión crítica ( $P_c < P^*$ ). Este régimen también se denomina funcionamiento en diseño.
- Régimen subcrítico: En este modo de operación solo se encuentra en condiciones de bloqueo el flujo primario, y tiene lugar cuando la contrapresión a la salida ( $P_c$ ) toma los valores  $P_c > P^*$ . En este modo de funcionamiento, una variación de  $P_c$  implica un movimiento de la posición de la onda de choque que tiene lugar en el interior de la cámara de mezcla, lo que afecta al propio proceso de mezcla. En este caso, un aumento de  $P_c$  implica una disminución del ratio de arrastre ( $\omega$ ).
- Régimen de flujo reverso: Al continuar aumentando la contrapresión a la salida ( $P_c$ ), cuando el flujo primario llega a la cámara de succión se introduce por el conducto secundario, por lo que el eyector deja de funcionar adecuadamente. Esto también puede ocurrir cuando la presión a la entrada del flujo secundario es demasiado baja.

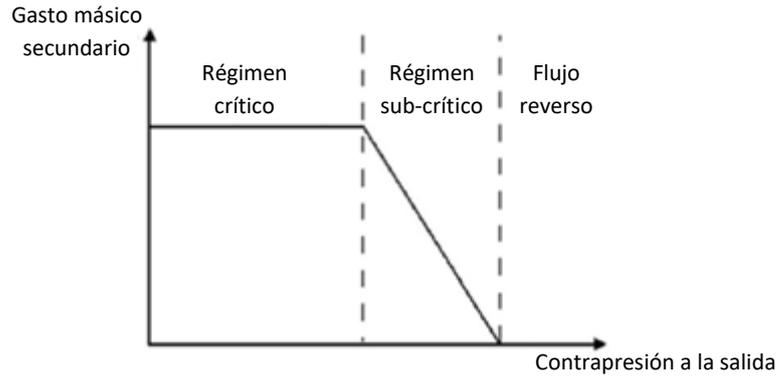


Figura 2.17. Modos de operación de un eyector en función de la contrapresión a la salida [13]

La relación entre los tres regímenes se muestra en la Figura 2.18, en la que el ratio de arrastre ( $\omega$ ) se representa como función de dos relaciones entre presiones ( $\pi$ ). En ella, hay que tener en cuenta que  $\pi_{e,g}$  representa la relación entre la presión a la entrada del conducto secundario o presión en el evaporador ( $P_e$ ) y la presión a la entrada del conducto primario antes de entrar en el eyector o presión en el generador ( $P_g$ ), y  $\pi_{c,g}$  representa la relación entre la contrapresión a la salida del eyector o presión en el condensador ( $P_c$ ) y la presión en el generador ( $P_g$ ).

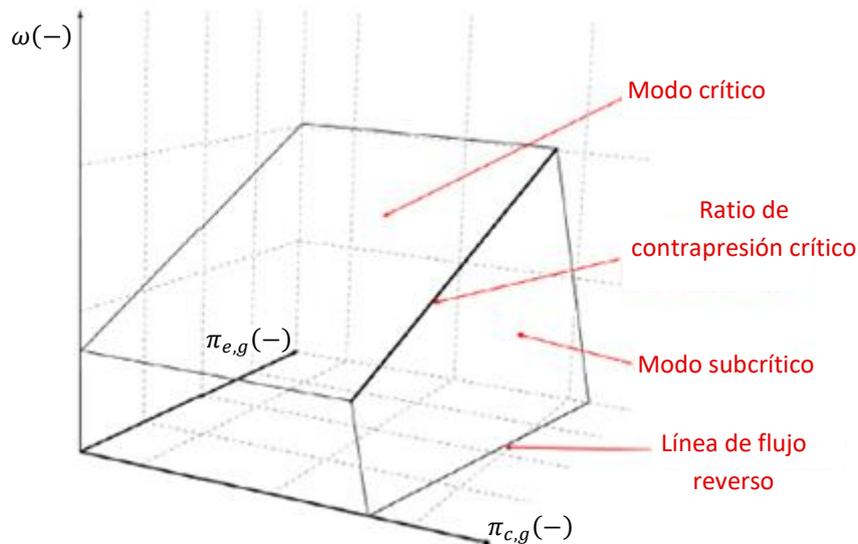


Figura 2.18. Ratio de arrastre ( $\omega$ ) y modos de funcionamiento de un eyector en función de la relación entre la presión a la entrada secundaria y la presión a la entrada primaria ( $\pi_{e,g}$ ) y de la relación entre la contrapresión a la salida y la presión a la entrada primaria ( $\pi_{c,g}$ ) [14]

De la Figura 2.18 se puede extraer que, para un mismo valor de  $P_g$ , el paso de régimen crítico a subcrítico no depende del valor de  $P_e$ , sino solamente del valor de  $P_c$ , es decir, de la contrapresión a la salida del eyector. Esto se debe a que la línea llamada "ratio de contrapresión crítica" es prácticamente paralela a la línea formada por la intersección del plano "modo crítico" y el plano  $\omega - \pi_{e,g}$ . Sin embargo, el valor de  $\omega$  para el régimen crítico sí que depende de la presión a la entrada del conducto secundario o presión en el evaporador ( $P_e$ ).

Además, como se puede apreciar, la Figura 2.17 es la proyección de un corte de un plano paralelo al plano  $\omega - \pi_{c,g}$  visto desde el eje  $\pi_{e,g}$ .

Por otro lado, el paso de régimen subcrítico a régimen de flujo reverso, para un valor de  $P_g$  constante, sí que depende de los valores de  $P_e$  y  $P_c$ , es decir, del valor de la presión en el evaporador y del valor de la presión en el condensador.

### 2.3.5 – Ventajas y desventajas de los ciclos de refrigeración por eyección

La principal ventaja de un ciclo CERS es el ahorro de energía eléctrica, ya que lo habitual es utilizar una fuente de calor residual para el generador, aunque también es cierto que estos ciclos requieren además de la presencia de una bomba para su funcionamiento. Sin embargo, tal y como demostraron Chen et al. (2014) [15], un compresor consume mucha más electricidad. Para ello, compararon el consumo de energía eléctrica de la bomba de un sistema de refrigeración CERS utilizando R600a como fluido refrigerante con el consumo del compresor de un sistema de refrigeración por compresión de vapor, ambos con la misma temperatura de saturación a la salida del compresor y a la salida del evaporador. El resultado resultante fue que el consumo de energía eléctrica del compresor era entre 2,63 y 4,44 veces mayor que el de la bomba.

Ventajas adicionales de estos ciclos son la reducción de las partes móviles del ciclo al sustituir el compresor y una menor necesidad de mantenimiento [16].

Como desventajas, destacan valores del  $COP$  del ciclo bajos, y un comportamiento del eyector y del conjunto del ciclo muy dependientes del fluido refrigerante utilizado, de las condiciones de funcionamiento y de la geometría del eyector [6]. Además, los eyectores son de diseño complejo por la dificultad a la hora de abordar lo que sucede con el flujo en su interior.

### 2.3.6 – Fluidos refrigerantes

Los criterios de selección de un refrigerante adecuado para un ciclo de refrigeración por eyección deben asegurar el compromiso entre unas prestaciones adecuadas y un bajo impacto medioambiental [13].

Para unas buenas prestaciones del ciclo, se deben tener en cuenta las siguientes características:

- Un elevado calor latente de vaporización para lograr una mayor capacidad de refrigeración ( $CC$ ) por unidad de masa.
- Una alta masa molecular genera un incremento del ratio de arrastre ( $\omega$ ) y de la eficiencia del eyector ( $\eta_{eyector}$ ).
- Una elevada temperatura crítica, con el fin de compensar grandes variaciones de temperatura en el generador.

- La presión del fluido en el generador no puede ser muy elevada para que el consumo de energía de la bomba no sea excesivo.
- Otras propiedades que influyen en la transferencia de calor son: la viscosidad, la conductividad térmica, etc.

Desde el punto de vista medioambiental, el fluido debe tener valores bajos del potencial de calentamiento global (GWP, de sus siglas en inglés *Global Warming Potential*) y del potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP, de sus siglas en inglés *Ozone Depletion Potential*). Además, debe ser no tóxico, no explosivo, no corrosivo, químicamente estable y barato, y debe encontrarse disponible en el mercado.

### **2.3.7 – Parámetros que influyen en las prestaciones de un ciclo de refrigeración por eyección**

Las prestaciones de un sistema de refrigeración por eyección dependen notablemente de algunas de las dimensiones de la geometría del eyector, tales como la relación entre el área de la sección constante de la cámara de mezcla y la de la garganta de la tobera, la relación entre el área de salida de la tobera y el área de la garganta de esta, la posición de la salida de la tobera (*NXP*, de sus siglas en inglés *Nozzle exit position*), el ángulo de la cámara de mezcla, la longitud del área de mezcla de sección constante, etc. También depende de las temperaturas del fluido en el generador, en el condensador y en el evaporador, los sobrecalentamientos de los flujos primario y secundario, y del fluido refrigerante [6], [17]. Todos estos parámetros están relacionados entre sí, por lo que alcanzar un valor óptimo de funcionamiento es un proceso complejo.



## APARTADO 3 – Descripción de los ensayos

### 3.1 – Validación

La primera fase del presente proyecto consiste en la validación del procedimiento de simulación del funcionamiento de un eyector en diferentes puntos de operación utilizando el software ANSYS Fluent. Para ello, se reproducirá una geometría con la que ya se han realizado ensayos experimentales, cuyos resultados se compararán con los obtenidos en las simulaciones.

La geometría escogida ha sido la descrita en el artículo de García del Valle et al. (2014) [18] bajo el nombre de “Geometría A”. El motivo es que las dimensiones más influyentes en el comportamiento de un eyector se encuentran bien definidas en este caso. Cabe destacar, además, que esta geometría ya ha sido utilizada por otros autores para la validación de los resultados de sus simulaciones [16], y que sus condiciones de contorno son comparables a las utilizadas con trabajos con eyectores realizados previamente en el departamento.

Para reproducir la geometría del eyector se han tenido que suponer algunas cotas, que no son de gran importancia a la hora de su funcionamiento, tal y como se ha explicado en el Apartado 2.3.6. La geometría del eyector se muestra en la Figura 3.1, en la que las cotas conocidas se indican en color negro y las cotas supuestas se indican en color rojo.

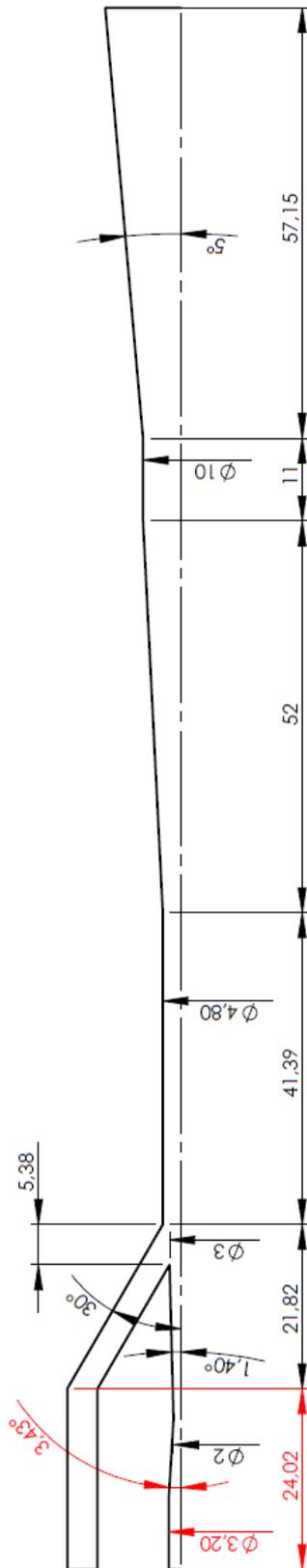


Figura 3.1. Esquema de la geometría del eyector simulado [18]

En el artículo se indican los puntos de funcionamiento ensayados [18], que se muestran en la Tabla 3.1:

	$T_{sat g}$ (°C)	$T_{sat e}$ (°C)	$T_{sat c}$ (°C)
<b>Caso A</b>	79,37	7	28,95
<b>Caso B</b>	79,37	10	29,41
<b>Caso C</b>	84,39	7	31,68
<b>Caso D</b>	84,39	10	32,48
<b>Caso E</b>	89,15	5	32,02
<b>Caso F</b>	89,15	7	34,11
<b>Caso G</b>	89,15	10	35,41

Tabla 3.1. Puntos de funcionamiento a simular [18]

En la Tabla 3.1,  $T_{sat}$  indica la temperatura de saturación del fluido utilizado (R134a) en los puntos relevantes del ciclo. A raíz de estos datos se obtienen las condiciones de contorno para definir en el modelo de ANSYS Fluent:

- $T_{sat|g}$  permite obtener la presión y la temperatura (teniendo en cuenta un sobrecalentamiento de 10 °C) del fluido antes de entrar en la garganta primaria, es decir, a la salida del generador.
- $T_{sat|e}$  permite obtener la presión y la temperatura (teniendo en cuenta un sobrecalentamiento de 10 °C) del fluido antes de entrar en la garganta secundaria, es decir, a la salida del evaporador.
- $T_{sat|c}$  permite obtener la contrapresión del fluido a la salida del eyector, es decir, a la entrada del condensador.

De esta forma, las condiciones de contorno a definir en la simulación se indican en la Tabla 3.2. Estas condiciones de contorno se corresponden con los puntos de funcionamiento mostrados en la Tabla 3.1.

	$T_{g,i}$ (K)	$T_{e,i}$ (K)	$P_g$ (Pa)	$P_e$ (Pa)	$P_c$ (Pa)
<b>Caso A</b>	362,52	290,15	$25,980 \cdot 10^5$	$3,7463 \cdot 10^5$	$7,4722 \cdot 10^5$
<b>Caso B</b>	362,52	293,15	$25,980 \cdot 10^5$	$4,1461 \cdot 10^5$	$7,5722 \cdot 10^5$
<b>Caso C</b>	367,54	290,15	$28,888 \cdot 10^5$	$3,7463 \cdot 10^5$	$8,0806 \cdot 10^5$
<b>Caso D</b>	367,54	293,15	$28,888 \cdot 10^5$	$4,1461 \cdot 10^5$	$8,2657 \cdot 10^5$
<b>Caso E</b>	372,30	288,15	$31,881 \cdot 10^5$	$3,4966 \cdot 10^5$	$8,1589 \cdot 10^5$
<b>Caso F</b>	372,30	290,15	$31,881 \cdot 10^5$	$3,7463 \cdot 10^5$	$8,6528 \cdot 10^5$
<b>Caso G</b>	372,30	293,15	$31,881 \cdot 10^5$	$4,1461 \cdot 10^5$	$8,9711 \cdot 10^5$

Tabla 3.2. Condiciones de contorno para los puntos de funcionamiento a simular

### 3.2 – Análisis del efecto de las desviaciones

Para analizar el efecto de las desviaciones de fabricación sobre el funcionamiento del eyector, solo se tendrán en cuenta las desviaciones que pueden tener lugar en la garganta de la tobera convergente-divergente y en la salida de la misma tobera. Esto se debe a que estas son dos de las dimensiones que más influyen sobre el comportamiento del eyector [17]. El efecto de la variación de otra dimensión crítica, la posición de la salida de la tobera, ya se encuentra estudiado dentro del mismo artículo de García del Valle et al. (2014) [18].

El estudio de los defectos de fabricación de ambas dimensiones se toma como referencia la Norma UNE-EN 20286-1 [19]. Se define como clase de tolerancia la JS, que es la cota para agujeros que según la norma “corresponde a un reparto simétrico del grado de tolerancia normalizado de un lado y de otro de la línea cero”, siendo la línea cero “la línea recta que representa la medida nominal a partir de la que son representadas las desviaciones”.

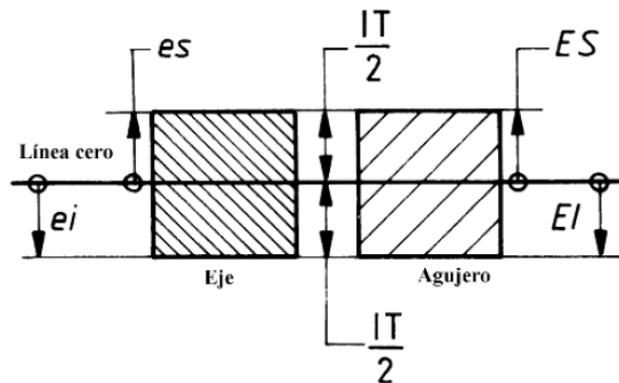


Figura 3.2. Esquema de las desviaciones superior e inferior para ejes y agujeros de la tolerancia JS [19]

En la Figura 3.2,  $es$  y  $ei$  representan las desviaciones superior e inferior, respectivamente, para ejes con la clase de tolerancia js; mientras que  $ES$  y  $EI$  se refieren a las desviaciones superior e inferior, respectivamente, para agujeros con la clase de tolerancia JS.

Así, para la clase de tolerancia JS, la desviación indicada por la norma se puede calcular a partir del valor numérico de los grados de tolerancia normalizados o índices de calidad, que se designan por las letras IT seguidas de un número:

$$Desviación = \pm \frac{\text{Valor numérico de } IT_n}{2} \quad (3.1)$$

donde  $n$  indica el número del grado de tolerancia normalizado (IT).

Las tolerancias se aplicarán sobre las dimensiones de la garganta y de la salida de la tobera convergente-divergente en radio, esto es, de 1 y 1,5 mm, respectivamente, ya que lo común en la literatura es indicar precisamente el radio al definir la geometría de los eyectores, a pesar de que en general no es habitual acotar los radios, ya que esto aumenta el error. También se aplicarán las mismas tolerancias sobre los diámetros de la garganta y de la salida de la tobera, esto es, de 2 y 3

mm, lo que sí que es lo habitual y permite reducir el error, y se compararán los resultados. El valor numérico para cada uno de los grados de tolerancia normalizados (IT) para estas dimensiones, según la ya mencionada Norma UNE-EN 20286-1, se indica en la Tabla 3.3:

Medida nominal (mm)		Grados de tolerancia normalizados									
		IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8
Por encima	Hasta e incluido	(μm)									
0	3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14

Medida nominal (mm)		Grados de tolerancia normalizados										
		IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18	
Por encima	Hasta e incluido	(μm)			(mm)							
0	3	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4	

Tabla 3.3. Valor numérico de los grados de tolerancia normalizados (IT) para las medidas  $d \leq 3$  mm [19]

Como se puede apreciar en la siguiente gráfica, los valores numéricos de los grados de tolerancia normalizados siguen una tendencia exponencial, algo que será importante a la hora de analizar resultados posteriores:

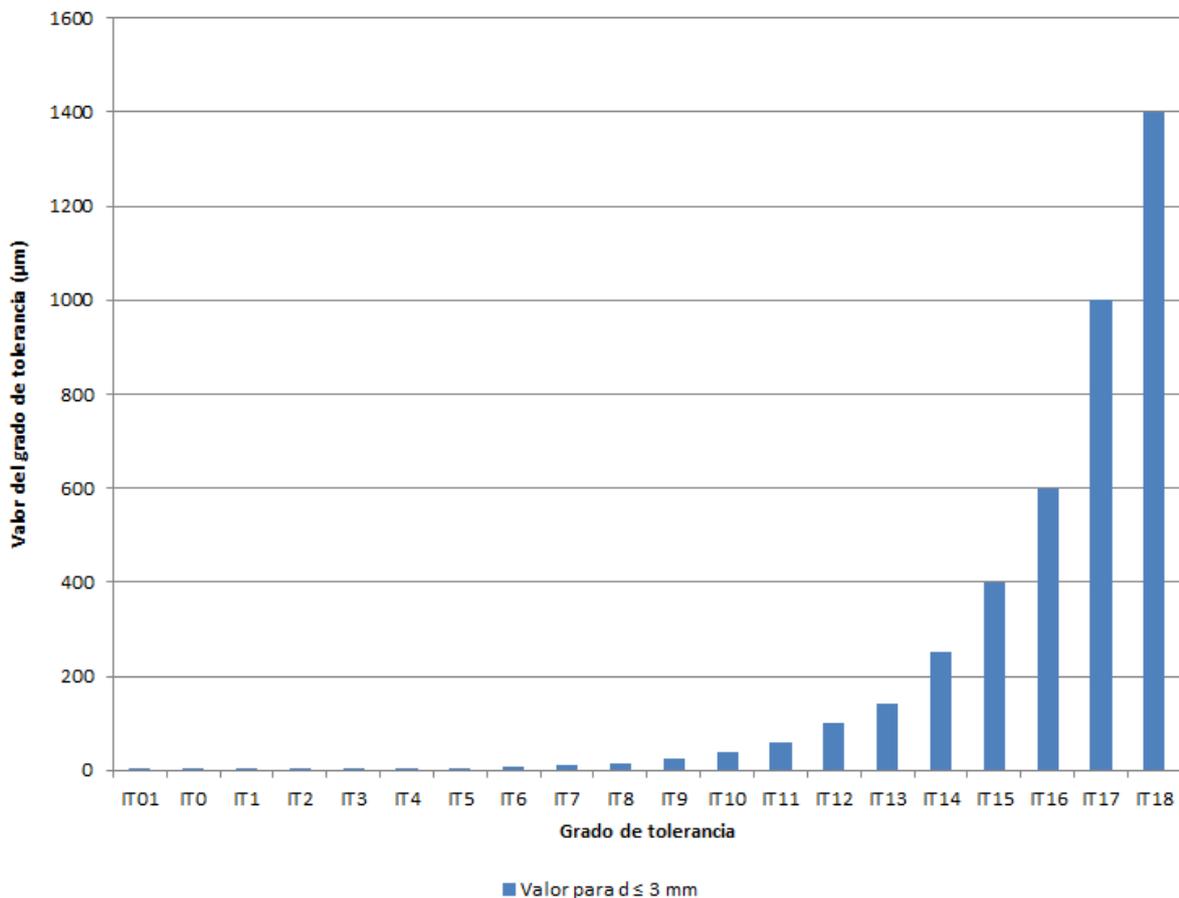


Figura 3.3. Representación del valor numérico de los grados de tolerancia normalizados (IT) para las medidas  $d \leq 3$  mm

Utilizando los valores numéricos indicados en las tablas anteriores, se han calculado la máxima y la mínima relación del área de la salida de la tobera entre el área de la garganta para cada uno de los grados de tolerancia normalizados de la siguiente forma:

$$\text{Relación entre áreas} = \frac{A_{\text{salida}}}{A_{\text{garganta}}} \quad (3.2)$$

- Para los valores nominales, es decir, sin desviaciones, la relación entre áreas es de 2,25.
- Para cada grado de tolerancia, la máxima relación entre áreas se ha obtenido dividiendo el valor del área de salida máximo posible entre el valor del área de la garganta mínimo posible.
- Para cada grado de tolerancia, la mínima relación entre áreas se ha obtenido dividiendo el valor del área de salida mínimo posible entre el valor del área de la garganta máximo posible.

### 3.2.1 - Desviaciones aplicadas sobre los radios

Aplicando a los radios las máximas desviaciones asociadas a cada uno de los grados de tolerancia normalizados (IT), se ha obtenido la Tabla 3.4:

	Grados de tolerancia normalizados									
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8
<b>Relación entre áreas mínima</b>	2,249	2,248	2,247	2,246	2,243	2,239	2,235	2,228	2,213	2,198
<b>Relación entre áreas máxima</b>	2,251	2,252	2,253	2,255	2,258	2,261	2,265	2,273	2,288	2,303

	Grados de tolerancia normalizados									
	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
<b>Relación entre áreas mínima</b>	2,158	2,105	2,037	1,907	1,786	1,494	1,174	0,852	0,444	0,221
<b>Relación entre áreas máxima</b>	2,346	2,406	2,488	2,662	2,850	3,449	4,516	6,612	16,000	53,778

Tabla 3.4. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones aplicadas sobre los radios

En la tabla se observa que la relación entre áreas mínima en los casos de IT16, IT17 e IT18 es inferior a la unidad. Esto quiere decir que, debido a las grandes desviaciones que pueden tener lugar bajo estos grados de tolerancia, se puede dar la situación de que el área de la garganta de la tobera pueda ser mayor que el área de la salida, con lo que en estos casos la salida y la garganta coincidirían en la misma sección y la tobera dejaría de ser convergente-divergente, alterando completamente su

funcionamiento. Por lo tanto, estos grados de tolerancia se considerarán demasiado elevados y se descartarán para el análisis, quedando para el estudio los casos mostrados en la Figura 3.4:

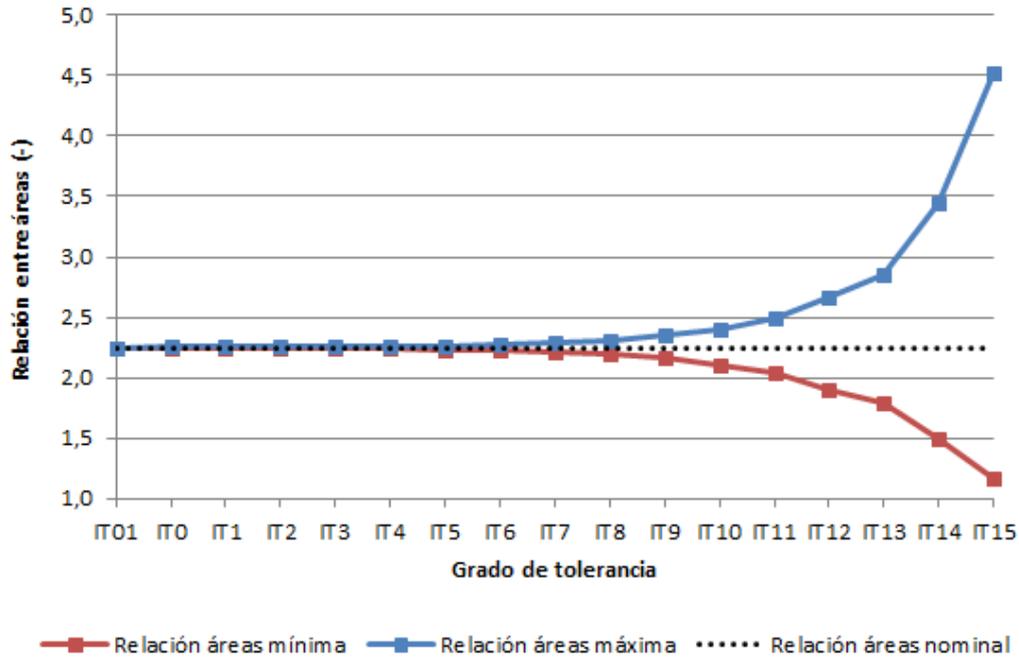


Figura 3.4. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones aplicadas sobre los radios

### 3.2.2 - Desviaciones aplicadas sobre los diámetros

Aplicando las máximas desviaciones asociadas a cada uno de los grados de tolerancia normalizados (IT), en este caso, a los diámetros, se ha obtenido la Tabla 3.5:

	Grados de tolerancia normalizados									
	IT01	IT0	IT1	IT2	IT3	IT4	IT5	IT6	IT7	IT8
Relación entre áreas mínima	2,249	2,249	2,249	2,248	2,246	2,244	2,243	2,239	2,231	2,224
Relación entre áreas máxima	2,251	2,251	2,252	2,252	2,254	2,256	2,258	2,261	2,269	2,276

	Grados de tolerancia normalizados									
	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15	IT16	IT17	IT18
Relación entre áreas mínima	2,204	2,176	2,141	2,071	2,004	1,830	1,620	1,378	1,000	0,726
Relación entre áreas máxima	2,297	2,326	2,366	2,446	2,530	2,778	3,160	3,768	5,444	8,101

Tabla 3.5. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones aplicadas sobre los diámetros

En este caso, son los grados de tolerancia normalizados IT17 e IT18 los descartados por ser su relación de áreas mínima igual o inferior a la unidad.

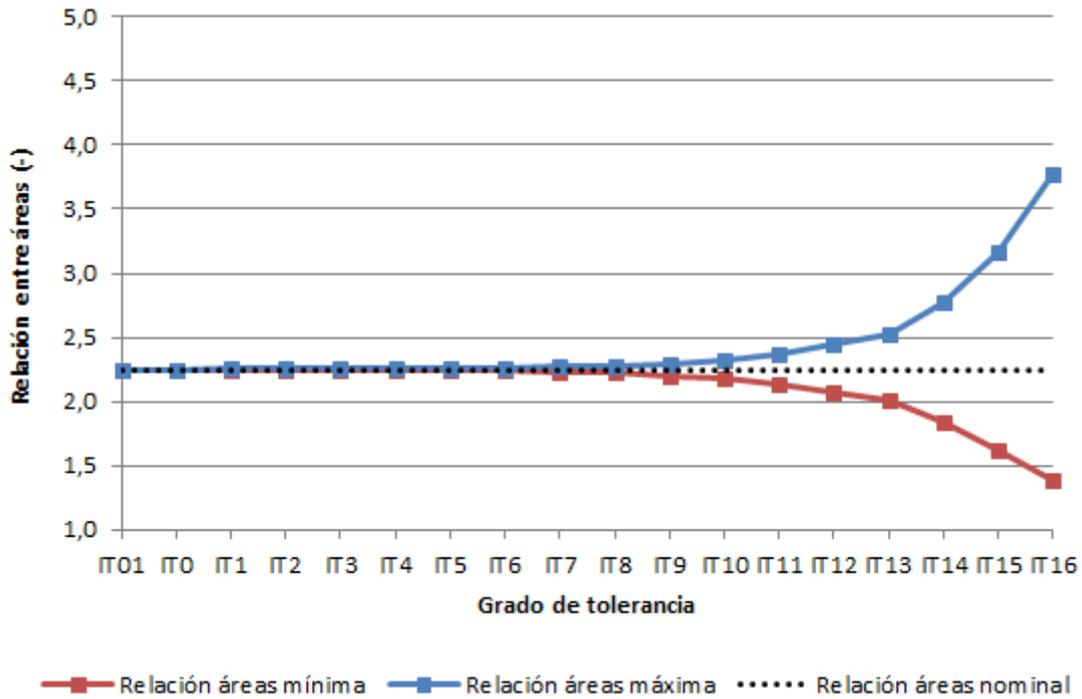


Figura 3.5. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones aplicadas sobre los diámetros

### 3.2.3 – Método Montecarlo

Posteriormente se realizará un método Montecarlo que permitirá conocer, para cada uno de los grados de tolerancia normalizados aplicados a las dimensiones estudiadas en este proyecto, tanto con las desviaciones aplicadas a los radios como a los diámetros, qué cantidad de eyectores presentan unos valores de los gastos máscicos primario ( $\dot{m}_p$ ) y secundario ( $\dot{m}_s$ ) y del ratio de arrastre ( $\omega$ ) aceptables, considerándose como tales aquellos cuya diferencia con los valores del modelo sin desviaciones sea inferior o igual a un 10%.

La realización de este método consistirá en la generación de varias parejas de diámetros (de garganta y de salida de la tobera) de forma completamente aleatoria dentro de los valores de desviación admisibles para cada uno de los grados de tolerancia normalizados y en la posterior comprobación de que los parámetros indicados en el párrafo anterior se encuentran dentro de los límites considerados como aceptables.

## **APARTADO 4 – Realización de las simulaciones en CFD**

La dinámica de fluidos computacional (CFD, de sus siglas en inglés *Computational Fluid Dynamics*) consiste en el análisis, mediante simulaciones por ordenador, de fenómenos que integran flujos de fluidos, transferencia de calor y fenómenos asociados tales como reacciones químicas [20].

Estas herramientas comenzaron a utilizarse en la década del año 1960, por parte de la industria aeroespacial. Su uso se generalizó en la industria alrededor de 1990 y, actualmente, se encuentra extendido también en otros campos, como son la industria naval, la automoción, el medioambiente, la meteorología, la biotecnología, etc.

Los software CFD tienen, entre sus ventajas, que permiten reducir los costes de los nuevos diseños y los tiempos de espera, que permiten estudiar sistemas cuyos ensayos experimentales en condiciones controladas son difíciles de llevar a cabo o incluso imposibles, que los resultados que proporcionan tienen un nivel de detalle muy grande, y que permiten llevar a cabo estudios paramétricos con un bajo coste.

Los códigos CFD utilizan algoritmos y métodos numéricos para resolver los problemas que se les plantean. En un proceso con un paquete comercial, el proceso consta de tres etapas: pre-procesado, resolución y post-procesado.

Para el presente proyecto, se ha utilizado el software ANSYS Fluent, uno de los paquetes comerciales de CFD más populares.

### **4.1 – Pre-procesado**

El pre-procesado es la etapa del proceso que consiste en suministrar al software CFD las entradas del problema que se quiere resolver de forma adecuada para que posteriormente el propio software lo transforme de forma que el código pueda resolverlo [20].

Un pre-procesado consta de las siguientes etapas: definición de la geometría y del dominio de cálculo, generación del mallado, selección de los fenómenos físicos y químicos que se quieran modelar, introducción de las propiedades del fluido, y especificación de las condiciones de contorno.

#### **4.1.1 – Modelado de la geometría**

En esta etapa se ha reproducido la geometría descrita en el Apartado 3.1, y sus variaciones indicadas en el Apartado 3.2. Para reducir el coste computacional del cálculo, el modelo se ha realizado mediante una geometría bidimensional axisimétrica. En ella, la mencionada condición de axisimetría

permite que se tengan en cuenta los efectos tridimensionales al resolver los casos. Este procedimiento ha sido avalado por numerosos autores [17], [21], [22].

#### **4.1.2 - Mallado**

El mallado permite discretizar el dominio de cálculo en un conjunto de volúmenes finitos. Este proceso es muy importante, pues afecta directamente a la precisión de la solución y al coste computacional del proceso de resolución.

Como paso previo, es necesario definir el dominio de cálculo, que en el caso de este proyecto será la geometría del eyector delimitada en la Figura 3.1, ya que se conocen los datos a la entrada y a la salida de esta.

La malla generada en este caso será, al igual que la geometría, en 2-D. Dentro de este tipo de malla, según la disposición de los elementos que la componen, esta puede ser estructurada o no estructurada, y sus elementos pueden ser triangulares o cuadrangulares [9].

En función de su forma, los elementos se clasifican en [9]:

- Elementos triangulares: Se adaptan a geometrías complejas y se utilizan cuando el problema no tiene una dirección preferente.
- Elementos cuadrangulares: No se adaptan bien a geometrías complejas. Se recomienda su uso cuando el problema sí tiene una dirección preferente.

Según la disposición de los elementos, la malla se puede clasificar en [9]:

- Malla no estructurada: Sus elementos se adaptan a la geometría sin ninguna organización. Además, resultan útiles cuando el flujo no tiene una dirección preferente.
- Malla estructurada: En ella, las celdas se presentan organizadas.

Tras analizar la geometría del eyector y teniendo en cuenta su funcionamiento, se ha escogido una malla estructurada con elementos cuadrangulares, debido a que la geometría es sencilla y a que el flujo en los eyectores tiene una dirección preferente.

En lugar de realizar un mallado único sobre toda la geometría, esta se ha dividido en cuadriláteros de una forma estructurada, con el fin de simplificar el proceso de mallado del eyector gracias a su división en geometrías más pequeñas y sencillas, tal y como se muestra en la Figura 4.1. Al realizar este proceso, se debe prestar atención a que a ambos lados de cada uno de los segmentos que dividen la malla exista el mismo número de elementos para así evitar distorsiones.

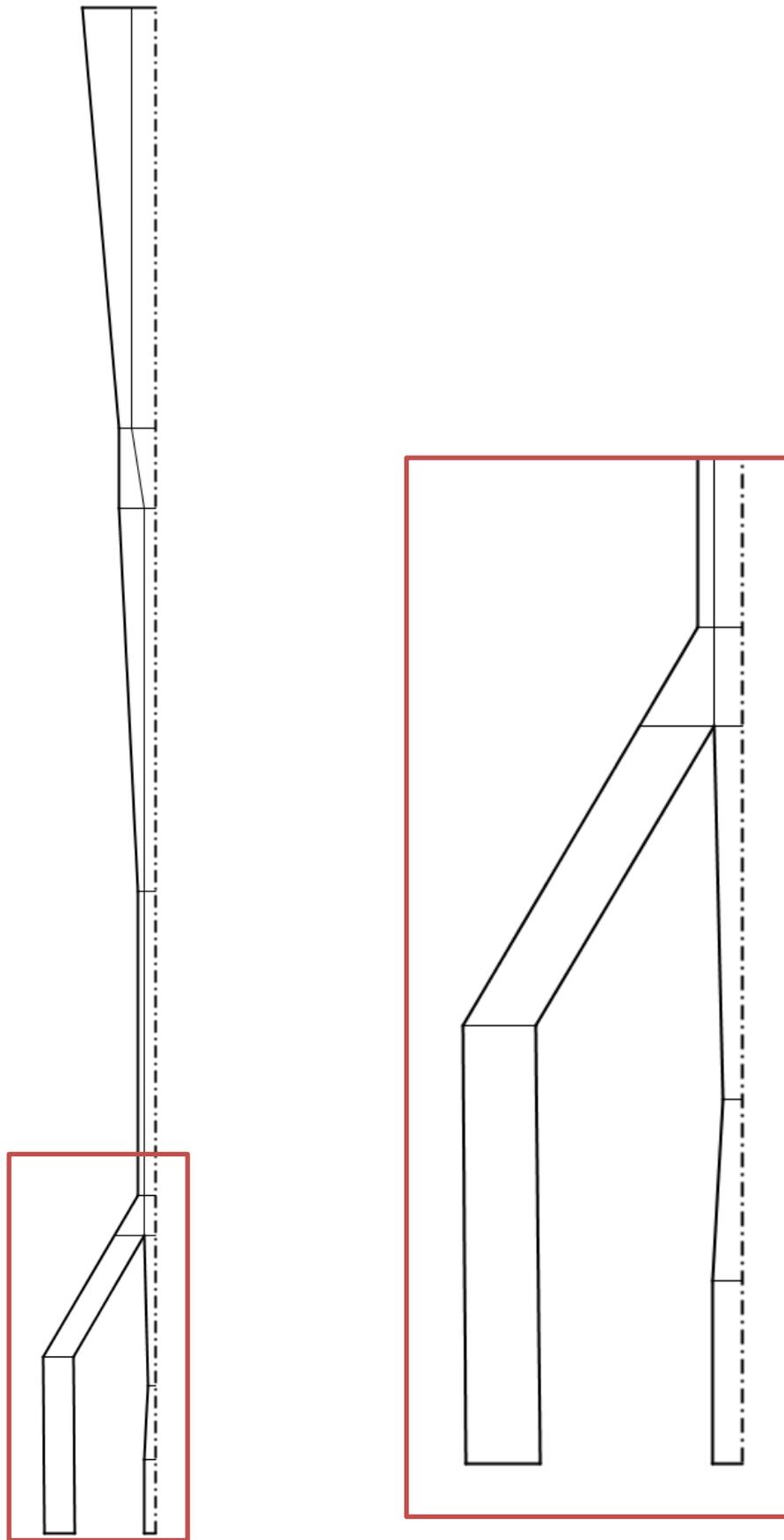


Figura 4.1. División en cuadriláteros de la geometría del modelo a ensayar

También hay que prestar atención al número de elementos o celdas de la malla. Una cantidad excesiva elevaría demasiado el coste computacional, mientras que una cantidad demasiado baja afectaría negativamente a la precisión de la solución. Algunos autores han realizado validaciones con un número de celdas comprendido entre 10.000 y 80.000, considerado por ellos mismos como aceptable [17], [21]–[23]. En el caso del presente proyecto, la malla utilizada consta de 63.200 elementos.

En el mallado, hay que prestar atención a algunos indicadores de calidad, como son [9], [24]:

- Relación de aspecto (*aspect ratio*): Muestra la relación entre la dimensión más grande de la celda y la más pequeña. Son recomendables valores cercanos a la unidad.
- *Skewness*: Indica la deformación de los elementos, comparándolos con la celda de referencia. Para garantizar la convergencia de la solución y que esta sea coherente, se recomiendan valores cercanos a cero.
- Calidad ortogonal (*orthogonal quality*): Son recomendables cercanos a la unidad.

Los valores de *aspect ratio*, *skewness* y *orthogonal quality* para la malla del proyecto se muestran en la Tabla 4.1:

	<i>Aspect ratio</i>	<i>Skewness</i>	<i>Orthogonal quality</i>
<b>Mínimo</b>	1,0364	$1,3057 \cdot 10^{-10}$	0,53704
<b>Máximo</b>	37,528	0,33333	1
<b>Media</b>	7,1563	$2,9099 \cdot 10^{-2}$	0,99171
<b>Desviación estándar</b>	6,0063	$7,5031 \cdot 10^{-2}$	$3,1025 \cdot 10^{-2}$

Tabla 4.1. Indicadores de calidad de la malla

Los valores medios de *skewness* y *orthogonal quality* son muy próximos a los recomendados, mientras que el *aspect ratio* medio está algo alejado, aunque se considera aceptable, ya que un menor valor implicaría un mayor número de celdas, lo que elevaría el coste computacional del proceso de cálculo. El coste computacional cobra gran importancia en el presente proyecto debido al elevado número de casos que se simularán.

Se debe tener en cuenta que los valores mostrados corresponden a los valores del mallado del eyector con la geometría descrita en la Figura 3.1, y que pueden variar al cambiar algunas dimensiones de esta. Pero, al ser las variaciones de las dimensiones muy pequeñas, se considera que estos valores no se verán alterados de forma notable.

#### Tratamiento de la capa límite:

Para este proyecto, no se ha prestado especial atención al tratamiento de la capa límite. Se ha realizado un refinamiento de la malla en las zonas cercanas a la pared mediante una transición suave (*smooth transition*) con una tasa de crecimiento de 1,05. El resultado se muestra en la Figura 4.2:

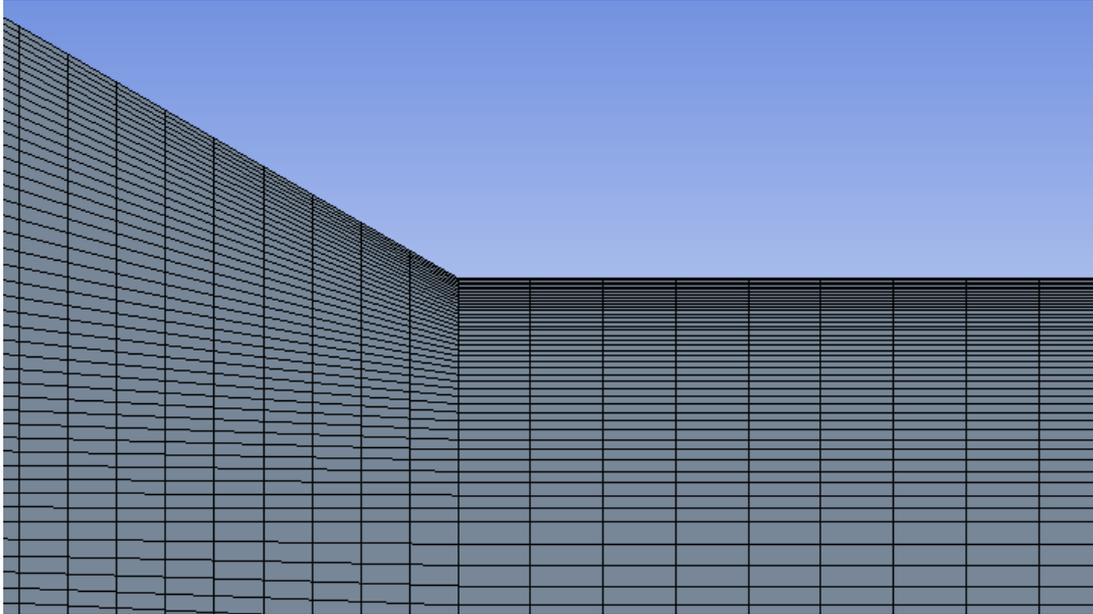


Figura 4.2. Refinamiento de la malla en zonas cercanas a la pared

Un tratamiento de la capa límite más exhaustivo supondría un mayor número de celdas, lo que elevaría el coste computacional de cada una de las simulaciones a realizar. En el presente proyecto, el cálculo del comportamiento del flujo en las zonas cercanas a la pared no requerirá de una elevada precisión, ya que se prestará atención a fenómenos globales tales como los gastos máxicos primario ( $\dot{m}_p$ ) y secundario ( $\dot{m}_s$ ) y el ratio de arrastre ( $\omega$ ) y no a fenómenos locales.

#### 4.1.3 – Solver

ANSYS Fluent permite utilizar dos tipos de métodos de resolución: *Pressure-Based* y *Density-Based* [24]. El primero de ellos se ha utilizado tradicionalmente para flujos incompresibles y levemente compresibles, mientras que el segundo ha sido empleado para flujos compresibles de alta velocidad. Sin embargo, ahora ambos pueden utilizarse para una gran cantidad de tipos de flujos, ya sean incompresibles o altamente compresibles. Por ello, se ha decidido utilizar el Solver *Pressure-Based*.

Dentro del método *Pressure-Based*, existen dos algoritmos de resolución: el segregado y el acoplado. El algoritmo segregado resuelve las ecuaciones secuencialmente, mientras que, en el acoplado, las ecuaciones de momento y de continuidad son resueltas de forma acoplada, requiriendo esto una mayor memoria pero acelerando la convergencia. Para la resolución de los casos, se comenzará utilizando el método segregado (*SIMPLE*) y se cambiará a acoplado (*Coupled*) a lo largo del proceso de resolución para dotar al cálculo de una mayor estabilidad inicial y minimizar así el riesgo de que se produzca una divergencia al principio del proceso.

En cuanto a la discretización espacial, se seleccionarán las opciones indicadas a continuación:

- *Gradient: Least Squares Cell Based.*
- *Pressure: Standard.*
- *Density: First Order Upwind.*
- *Momentum: First Order Upwind.*
- *Turbulent Kinetic Energy: First Order Upwind.*
- *Specific Dissipation Rate: First Order Upwind.*
- *Energy: First Order Upwind.*

El solver *Pressured-Based* utiliza los factores de relajación para la actualización de las variables calculadas en cada iteración [24]. Estos valores, que se muestran en la Tabla 4.2, serán bajos, algo que es aconsejable a la hora de trabajar con modelos de gas real [9]:

<b>Explicit relaxation factors</b>	
<i>Momentum</i>	0,25
<i>Pressure</i>	0,25
<b>Under relaxation factors</b>	
<i>Pressure</i>	0,2
<i>Density</i>	0,5
<i>Body Forces</i>	0,4
<i>Momentum</i>	0,4
<i>Turbulent Kinetic Energy</i>	0,5
<i>Specific Dissipation Rate</i>	0,5
<i>Turbulent Viscosity</i>	0,4
<i>Energy</i>	0,4

Tabla 4.2. Factores de relajación utilizados [9]

#### 4.1.4 – Modelos de turbulencia

Abordar el cálculo de las turbulencias en CFD no es algo sencillo. Existen varios métodos para calcular el efecto de estas en el interior del dominio de cálculo, los cuales se pueden agrupar en tres tipos [20], [24]:

- *Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS)*: Las ecuaciones de Navier-Stokes son promediadas en el tiempo. En las ecuaciones aparecen además términos debidos a las fluctuaciones de las turbulencias, que son modelados con modelos de turbulencia clásicos. El coste computacional de estos métodos es moderado, lo que hace que haya sido muy utilizado en ingeniería.
- *Large Eddy Simulation (LES)*: Estos métodos realizan un filtrado y calculan las turbulencias de gran escala, mientras que las de pequeña escala son incluidas mediante el uso de modelos de escala sub-malla. Su coste computacional es mayor que el de los métodos RANS, debido a que los métodos LES resuelven ecuaciones no estacionarias y a que requieren mallas muy refinadas.

- *Direct Numerical Simulations* (DNS): Estos métodos calculan todas las escalas de turbulencias, por lo que las mallas deben tener un gran número de elementos, mediante las ecuaciones de Navier-Stokes no estacionarias. El coste computacional de estos métodos es muy elevado.

El tipo de método escogido para el modelado de turbulencias del presente proyecto será, debido a su menor coste computacional, un método RANS. Los modelos se pueden clasificar según el número extra de ecuaciones de transporte adicionales necesarias para su resolución. Los más conocidos, y presentes en ANSYS Fluent, son los mencionados en la Tabla 4.3 y descritos a continuación [20], [24]:

<b>1 ecuación</b>	Modelo Spalart-Allmaras
<b>2 ecuaciones</b>	Modelo $k - \varepsilon$
	Modelo $k - \omega$
<b>7 ecuaciones</b>	Modelo Reynolds Stress

Tabla 4.3. Clasificación de los modelos de turbulencia [20]

- *Spalart-Allmaras*: Este modelo solo tiene en cuenta la ecuación de la energía cinética de turbulencia ( $k$ ). Es un modelo desarrollado para flujos aerodinámicos y aplicaciones aeroespaciales, y no para flujos industriales generales. Sus resultados son buenos para capas límite con gradientes de presión adversos.
- *Standard  $k - \varepsilon$* : Es un modelo semiempírico que se basa en ecuaciones de transporte modelo para la energía cinética de turbulencia ( $k$ ) y su tasa de disipación ( $\varepsilon$ ). Es robusto, económico y proporciona una precisión razonable para una gran cantidad de flujos turbulentos, por lo que es muy utilizado en ingeniería. Se basa en las suposiciones de que de que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables y de que todo el flujo es turbulento, por lo que solo es válido para este tipo de flujos. Sobre este modelo se han introducido modificaciones para mejorarlo, como son el caso del modelo *RNG  $k - \varepsilon$*  y el modelo *Realizable  $k - \varepsilon$* .
- *RNG  $k - \varepsilon$* : Este modelo tiene un término adicional en su ecuación para  $\varepsilon$  e incluye el efecto de los remolinos en la turbulencia. Por ello, aumenta la precisión en flujos con remolinos. Sus resultados son mejores para fenómenos con bajo Reynolds, aunque requiere un mayor tratamiento para la región cercana a la pared. Por todo ello, este modelo es más preciso y confiable para una mayor cantidad de flujos que el modelo *Standard  $k - \varepsilon$* .
- *Realizable  $k - \varepsilon$* : Este modelo contiene una formulación alternativa para la viscosidad turbulenta y una ecuación de transporte modificada para la tasa de disipación ( $\varepsilon$ ) con respecto al modelo *Standard  $k - \varepsilon$* . Es un modelo relativamente nuevo, pero que proporciona el mejor rendimiento de todos los modelos  $k - \varepsilon$  para flujos separados y para flujos con características de flujo secundario complejas.

- *Standard  $k - \omega$* : Es un modelo empírico que se basa en las ecuaciones para la energía cinética de turbulencia ( $k$ ) y la tasa de disipación específica ( $\omega$ ), que también se puede considerar como el cociente de  $\varepsilon$  entre  $k$ . Este modelo incorpora modificaciones para los efectos de números de Reynolds bajos, la compresibilidad y de la dispersión del flujo de corte, efectos que los modelos  $k - \varepsilon$  estudian de forma poco realista. Por ello, este modelo ofrece una mayor precisión en las zonas cercanas a la pared. Al igual que ocurre con el modelo *Standard  $k - \varepsilon$* , para este modelo también existen modificaciones, como son el modelo *Baseline (BSL)  $k - \omega$*  y el modelo *Shear-Stress Transport (SST)  $k - \omega$* .
- *Baseline (BSL)  $k - \omega$* : Este modelo también es preciso en las regiones cercanas a la pared, pero además presenta la independencia de flujo libre del modelo  $k - \varepsilon$  para zonas alejadas de la pared.
- *Shear-Stress Transport (SST)  $k - \omega$* : Se diferencia del modelo *BSL  $k - \omega$*  en que tiene en cuenta el transporte del esfuerzo tangencial de la turbulencia en la definición de la viscosidad turbulenta. Por ello, es más preciso y confiable que el modelo *Standard  $k - \omega$*  y el modelo *BBL  $k - \omega$*  para una mayor cantidad de flujos, como son el caso de flujos con gradientes de presión adversos y las ondas de choque transónicas.

El modelo utilizado ha sido el *SST  $k - \omega$* , ya que ofrece una mayor precisión en zonas cercanas a la pared que los modelos  $k - \varepsilon$ , y a que ofrece una mayor precisión para una gran cantidad de flujos que el resto de modelos  $k - \omega$  descritos.

#### 4.1.5 – Fluido

Como fluido, se decide escoger un modelo de gas real y no un gas ideal. Esto retrasa la convergencia, pero ofrece la ventaja de una mayor precisión en la solución. Las simulaciones de algunos autores utilizando un modelo de gas ideal ofrecen resultados con un error demasiado elevado, como es el caso de Croquer et al. (2016) [16], mientras que otros autores con menores errores en sus resultados utilizando un modelo de gas ideal también recomiendan utilizar un modelo de gas real, como es el caso de Chen et al. (2015) [6].

El fluido refrigerante escogido para este proyecto es el 1,1,1,2-tetrafluoroetano ( $CH_2FCF_3$ ), conocido como R134a, que presenta muy buenas propiedades termodinámicas, por lo que ha sido propuesto por algunos autores para sistemas de refrigeración [18], [25], [26].

El R134a es un fluido que se encuentra en estado gaseoso a temperatura ambiente, y cuyas propiedades más relevantes se muestran en la Tabla 4.4 [27], [28]:

<b>Peso molecular</b>	102 g/mol
<b>Punto de ebullición (a 1,013 bar)</b>	-26,1 °C
<b>Densidad del líquido (a 25 °C)</b>	1206 kg/m <sup>3</sup>
<b>Densidad del líquido (a 0 °C)</b>	1293 kg/m <sup>3</sup>
<b>Densidad del vapor saturado (a punto de ebullición)</b>	5,28 kg/m <sup>3</sup>
<b>GWP</b>	1.430
<b>ODP</b>	0

Tabla 4.4. Propiedades relevantes del fluido refrigerante R134a [27], [28]

Aunque el uso de este fluido está prohibido en vehículos desde 2011 (ya que, como se puede apreciar, su valor de *GWP* es muy elevado) y regulaciones recientes también limitan su uso en otros casos [29], [30], su elección para este proyecto se puede justificar por varios motivos:

- Los datos experimentales escogidos para la validación se han obtenido utilizando este refrigerante [18].
- Numerosos autores afirman que las conclusiones obtenidas con sistemas que utilizan como fluido refrigerante el R134a se pueden aplicar a otros nuevos refrigerantes con menores valores de *GWP*. En concreto, las propiedades del R1234yf (2,3,3,3-tetrafluoropropano) son comparables a las del R134a [31], y la sustitución de uno por el otro en automóviles solo conllevaría pequeñas modificaciones [32], [33].

Los datos del R134a se encuentran en la base de datos de ANSYS proporcionada por el NIST en forma de ecuaciones de estado de gas real. Esto ofrece las ventajas e inconvenientes mencionadas anteriormente. Además, cabe destacar que, si en algún momento se exceden determinados rangos en las condiciones del fluido, como es el caso de condiciones en las que se produzca condensación, se producirá una divergencia en el cálculo, acompañada de un mensaje de error.

#### 4.1.6 - Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno definen las variables de flujo y térmicas del modelo [20]. Es importante entenderlas y utilizarlas correctamente para obtener una solución válida.

De entre las disponibles en ANSYS Fluent, las condiciones de contorno utilizadas para el presente proyecto se definen a continuación [24]:

- Pared (*wall*): Para paredes sólidas, se imponen la condición de no deslizamiento (es decir, velocidad nula) y la de impermeabilidad. Además, puede permitir el intercambio de calor a través de ella o se puede definir como adiabática. Para el presente proyecto, se ha definido como adiabática [34].

- Simetría: Esta condición se utiliza cuando tanto la geometría como la solución esperada tienen una simetría de espejo, permitiendo reducir el coste computacional del cálculo. En la línea central de una simetría, se debe definir la condición de eje.
- Eje: Se utiliza como la línea central de una geometría axisimétrica, permitiendo que se tengan en cuenta los efectos tridimensionales en modelos 2-D.
- Interior: Define la superficie interior del dominio de cálculo.
- Presión de entrada: Permite definir la presión estática del fluido a la entrada del dominio, además del resto de sus propiedades escalares, entre ellos la temperatura y los parámetros de turbulencia. Esta condición de contorno se aplica cuando se conoce la presión de entrada y se desconocen la velocidad y/o el caudal.
- Presión de salida: Permite definir la presión estática del fluido a la salida del dominio. Este valor indicado se utiliza solo si el flujo es subsónico, mientras que si el flujo es supersónico la presión se calculará a partir del flujo en el interior. También permite especificar unas condiciones de flujo inverso o reflujo, para la convergencia del cálculo si se da este fenómeno.

En la Figura 4.3 se muestran las condiciones de contorno descritas aplicadas al modelo:

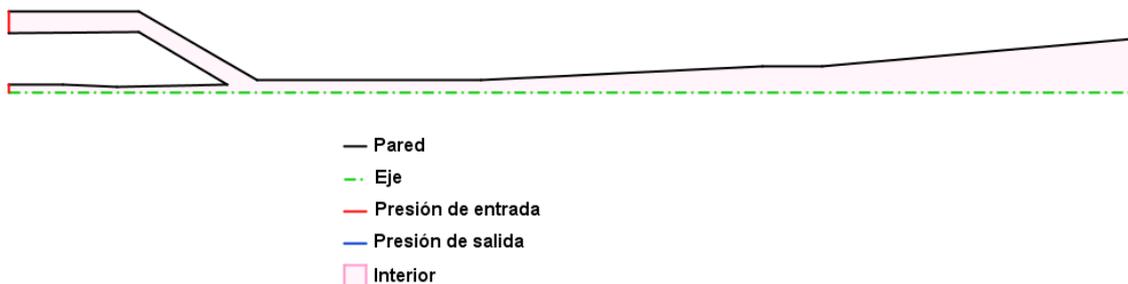


Figura 4.3. Condiciones de contorno aplicadas al modelo a ensayar

Los valores utilizados para las condiciones de contorno a la hora de resolver los casos son los ya mencionados en el Apartado 3.1 según el procedimiento que se define en el Apartado 4.2.

## 4.2 - Resolución y cálculo

A la hora de abordar proceso de resolución, si desde el inicio se definen las condiciones de contorno indicadas en el Apartado 3.1 ocurre que, debido a la gran diferencia de valor entre las presiones que entran en juego, se produce una divergencia en el cálculo. Por ello, las primeras presiones que se fijan en las entradas y en la salida son casi similares entre sí (5,1 bar para la entrada primaria y 5 bar para la entrada secundaria y la salida). Con estas condiciones iniciales de contorno se realizan algunas iteraciones, para posteriormente ir modificando los valores de presión paulatinamente,

combinados con la realización de más iteraciones, hasta alcanzar los valores indicados en el Apartado 3.1 y realizar los cálculos que generan la solución. A pesar de esto, la mayor cantidad de las iteraciones realizadas tienen lugar cuando ya se han definido las condiciones de contorno definitivas, para la obtención de la solución final.

Previo inicio del proceso iterativo, se realiza una inicialización. La opción de inicialización seleccionada es la Inicialización Híbrida, que mediante métodos de interpolación de límites determina los campos de velocidad y presión de partida [24]. Posteriormente a esta inicialización, se resuelven 10 iteraciones y se guardan los resultados.

A partir de aquí, debido al alto coste computacional de la resolución y a las modificaciones de las condiciones de contorno y algunos de los parámetros de cálculo, entran en juego los ficheros *journal* y el clúster de cálculo científico *Rigel* de la Universitat Politècnica de València (UPV). El clúster cuenta con 72 nodos de altas prestaciones, cada uno con 16 núcleos de cálculo, y que suman en total una potencia de cálculo de 20,6 TeraFLOPS [9], y que hacen que el proceso de cálculo sea más rápido de lo que sería en un ordenador personal. Además, permiten ejecutar varios casos simultáneamente, si existe disponibilidad suficiente. Con el clúster, los casos deben ser ejecutados de forma remota siguiendo un protocolo de ejecución de programas SSH, para lo cual se utilizan los ya mencionados ficheros *journal*, en los que se almacenan las tareas que se pueden realizar utilizando la pantalla que proporciona ANSYS Fluent, ejecutándose de forma secuencial. Estos ficheros permiten la modificación de algunos de los parámetros de cálculo, la variación de las condiciones de contorno y la realización de otras instrucciones de forma automática gracias a líneas de código programadas anteriormente por el usuario.

En cuanto a la convergencia de la solución, se ha decidido ejecutar un número de iteraciones consideradas suficientes para llegar a ella y posteriormente analizar si se ha producido. El número exacto depende de las condiciones de contorno del caso lanzado, pero su valor oscila alrededor de 150.000.

Para verificar la convergencia, además de los residuales de continuidad, velocidad y energía, se han establecido una serie de monitores, que son los tres gastos másicos (primario, secundario y de salida), el balance entre ambos, y las presiones en las entradas y en la salida. Se comprueba que todos estos monitores alcanzan la estabilidad y que, además, el balance de gastos másicos, que se define como la diferencia entre los gastos másicos de entrada y de salida, debe ser cercano a cero (en concreto, tres órdenes de magnitud más pequeño que el valor más pequeño de los gastos másicos).

Teniendo en cuenta todo lo anterior, el coste computacional de cada uno de los casos se encuentra alrededor de las 12 horas, aproximadamente.

### **4.3 - Post-procesado**

Una vez realizado el cálculo, ANSYS Fluent ofrece una gran versatilidad de herramientas para trabajar con las variables de interés y realizar el análisis de los resultados, como son, por ejemplo, almacenar la evolución de una determinada variable, visualizar magnitudes escalares y vectoriales, visualizar líneas de corriente y trayectorias de partículas (incluso con animaciones), visualizar mapas de contorno, operar con las magnitudes obtenidas, etc. [24].

## APARTADO 5 – Análisis de los resultados obtenidos

### 5.1 – Resultados de la validación

Tras realizar las simulaciones mediante ANSYS Fluent de los diferentes casos indicados en el Apartado 3.1 con la geometría descrita en ese mismo apartado, y utilizando el procedimiento descrito en el Apartado 4, los resultados obtenidos se recogen en la Tabla 5.1, en la que el subíndice “sim” hace referencia a los valores obtenidos en la ya mencionada simulación y los resultados experimentales (con el subíndice “exp”) son los obtenidos en el artículo de García del Valle et al. (2014) [18]:

	$\dot{m}_{p,sim} (kg/s)$	$\dot{m}_{s,sim} (kg/s)$	$\omega_{sim} (-)$	$\omega_{exp} (-)$	Error (%)
Caso A	$3,3977 \cdot 10^{-2}$	$1,4442 \cdot 10^{-2}$	0,425	0,422	0,7
Caso B	$3,3977 \cdot 10^{-2}$	$1,6695 \cdot 10^{-2}$	0,491	0,494	0,5
Caso C	$3,7998 \cdot 10^{-2}$	$1,3716 \cdot 10^{-2}$	0,361	0,342	5,5
Caso D	$3,7998 \cdot 10^{-2}$	$1,5783 \cdot 10^{-2}$	0,415	0,398	4,4
Caso E	$4,2236 \cdot 10^{-2}$	$1,1957 \cdot 10^{-2}$	0,283	0,273	3,7
Caso F	$4,2236 \cdot 10^{-2}$	$1,3102 \cdot 10^{-2}$	0,310	0,297	4,4
Caso G	$4,2236 \cdot 10^{-2}$	$1,5023 \cdot 10^{-2}$	0,356	0,339	4,9

Tabla 5.1. Resultados obtenidos en la validación

El error expresado en la Tabla 5.1 hace referencia al error en valor absoluto del ratio de arrastre obtenido mediante la simulación con respecto al experimental [18]. Tanto el mencionado error como los diferentes ratios de arrastre se muestran en la Figuras 5.1 (izquierda) y 5.1 (derecha), respectivamente:

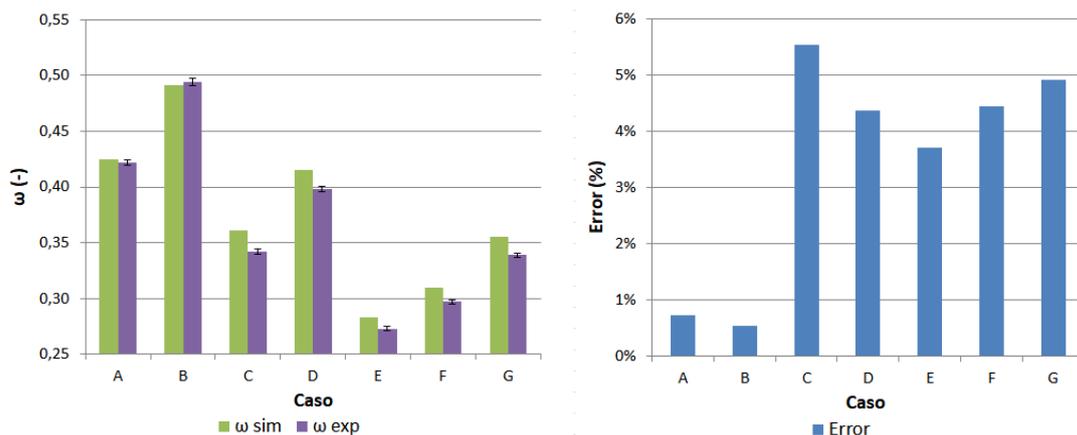


Figura 5.1. Comparativa entre los ratios de arrastre ( $\omega$ ) experimentales y los obtenidos en la simulación (izquierda) y representación de los errores absolutos de los ratios de arrastre obtenidos en la simulación con respecto a los experimentales (derecha)

Cabe mencionar que el error del ratio de arrastre ( $\omega$ ) experimental es  $\pm 0,61\%$  [18], según el procedimiento de cálculo indicado por Moffat (1988) [35]. En el Caso B, el resultado obtenido mediante la simulación entra dentro de la banda de error. En el resto de casos, esto no sucede. Sin embargo, el error máximo obtenido es de un 5,5%, en concreto para el Caso C, con lo que los

resultados de la simulación se consideran una buena aproximación a los experimentales. Además, en comparación con otros autores, los errores de la simulación en este caso son notablemente bajos [16], [17], [21].

Los errores obtenidos en el modelado CFD se deben a diversas causas, y pueden agruparse en dos tipos [20]:

- Errores no causados por falta de conocimiento: Estos son los errores numéricos (errores de redondeo, de convergencia de las iteraciones, y de discretización), los errores de código y los errores del usuario.
- Errores causados por la falta de conocimiento o incertidumbre: Son errores potenciales, que pueden ser debidos a imprecisiones en las entradas del programa (a causa de una información insuficiente sobre la geometría, las condiciones de contorno, las propiedades del material, etc.) o debidos a incertidumbres del modelo físico (por una representación de los procesos físicos o por las simplificaciones asumidas durante el modelado).

Además de comprobar la similitud entre los casos simulados y los resultados experimentales, en este apartado también se prestará atención a algunos de los fenómenos que tienen lugar en el interior del eyector. En la Figura 5.2 se muestran los contornos del número de Mach obtenidos tras la simulación del Caso E, mientras que en la Figura 5.3 se aprecian la presión estática (izquierda) y la temperatura estática (derecha) y la Figura 5.4 muestra los contornos del gradiente de presión en la cámara de mezcla del eyector para el mismo caso.

Se puede ver que en las entradas del conducto primario (1) y secundario (2) la velocidad es muy baja, con un número de Mach prácticamente nulo. El flujo primario alcanza las condiciones críticas ( $M = 1$ ) en la garganta de la tobera convergente-divergente (3), para seguir acelerándose durante la fase divergente de la tobera hasta salir de ella (4) en condiciones de flujo supersónico ( $M > 1$ ).

Tras la salida de la tobera, en este caso el flujo primario continúa expandiéndose y acelerándose, produciéndose un ángulo a la salida del flujo y, posteriormente, una onda que se denomina onda de diamante (5) [17], por la forma de esta. En esta parte del eyector, dependiendo de las condiciones de contorno, el flujo se puede encontrar en dos condiciones:

- Si la presión a la salida de la tobera es superior a la de la zona de mezcla, el flujo se encuentra sub-expandido. El ángulo de salida del flujo es divergente, y tanto su valor como el número de Mach alcanzado dependen de la diferencia de las presiones ya mencionadas.
- Si la presión en la zona de mezcla es superior a la de la salida de la tobera, se dice que el flujo se encuentra sobre-expandido. Cuando esto sucede, el ángulo de salida del flujo es convergente y la onda de diamante formada es más débil que en el caso anterior.

Como se puede observar, y tal y como se había comentado en el Apartado 2.2.1, los flujos primario y secundario no se mezclan en cuanto entran en contacto. Por el contrario, se forma un conducto convergente limitado por la pared de la cámara de mezcla y el núcleo del flujo primario. Esto genera

un aumento de la velocidad del flujo secundario, que en un determinado momento alcanza las condiciones sónicas, generándose el bloqueo del flujo secundario. El área del anillo formado por la pared de la cámara de mezcla y el núcleo del flujo primario en el lugar en el que se alcanzan las condiciones críticas del flujo secundario es denominada área efectiva (6) [17].

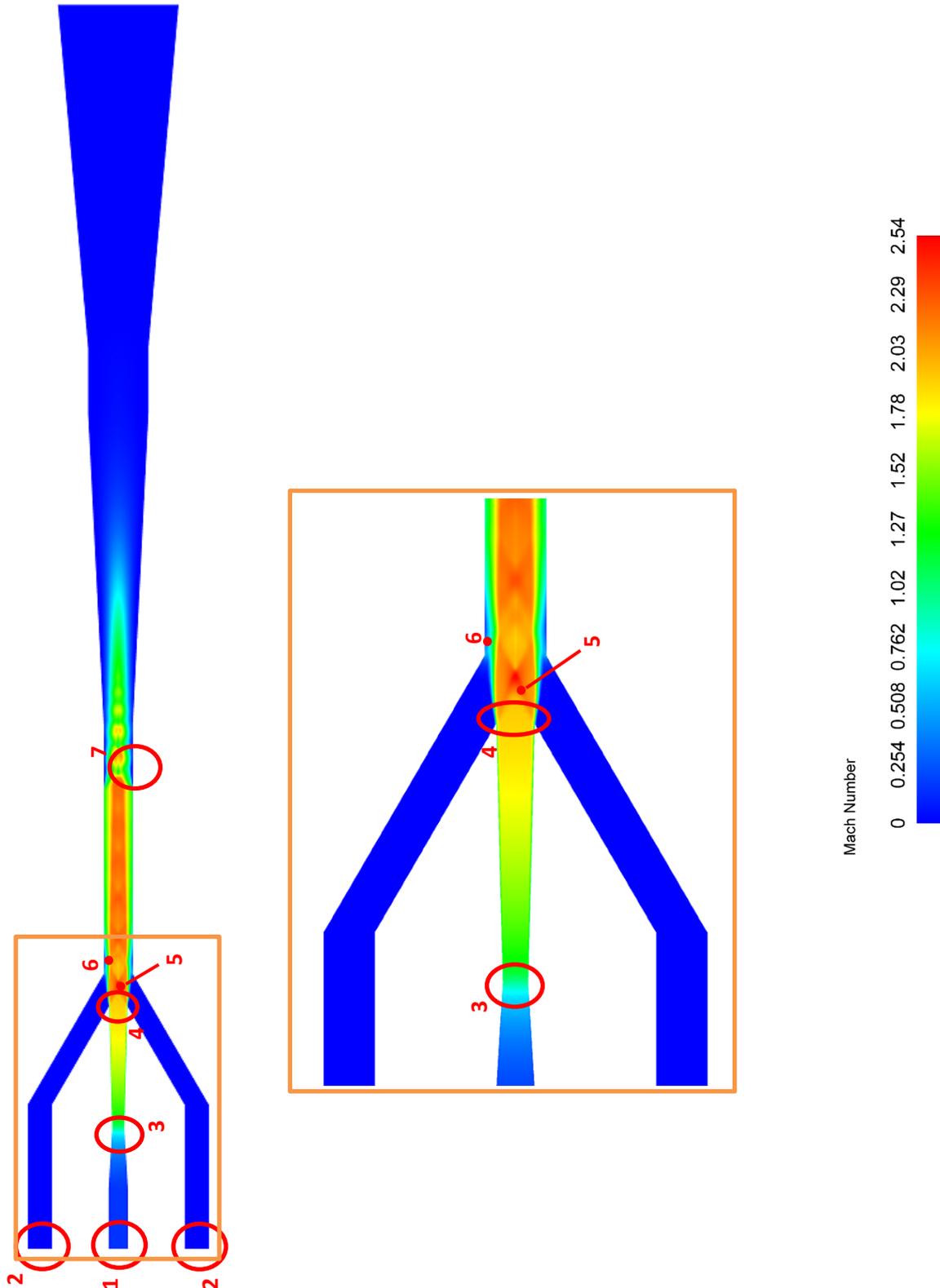


Figura 5.2. Mapa de contornos del número de Mach para el Caso E

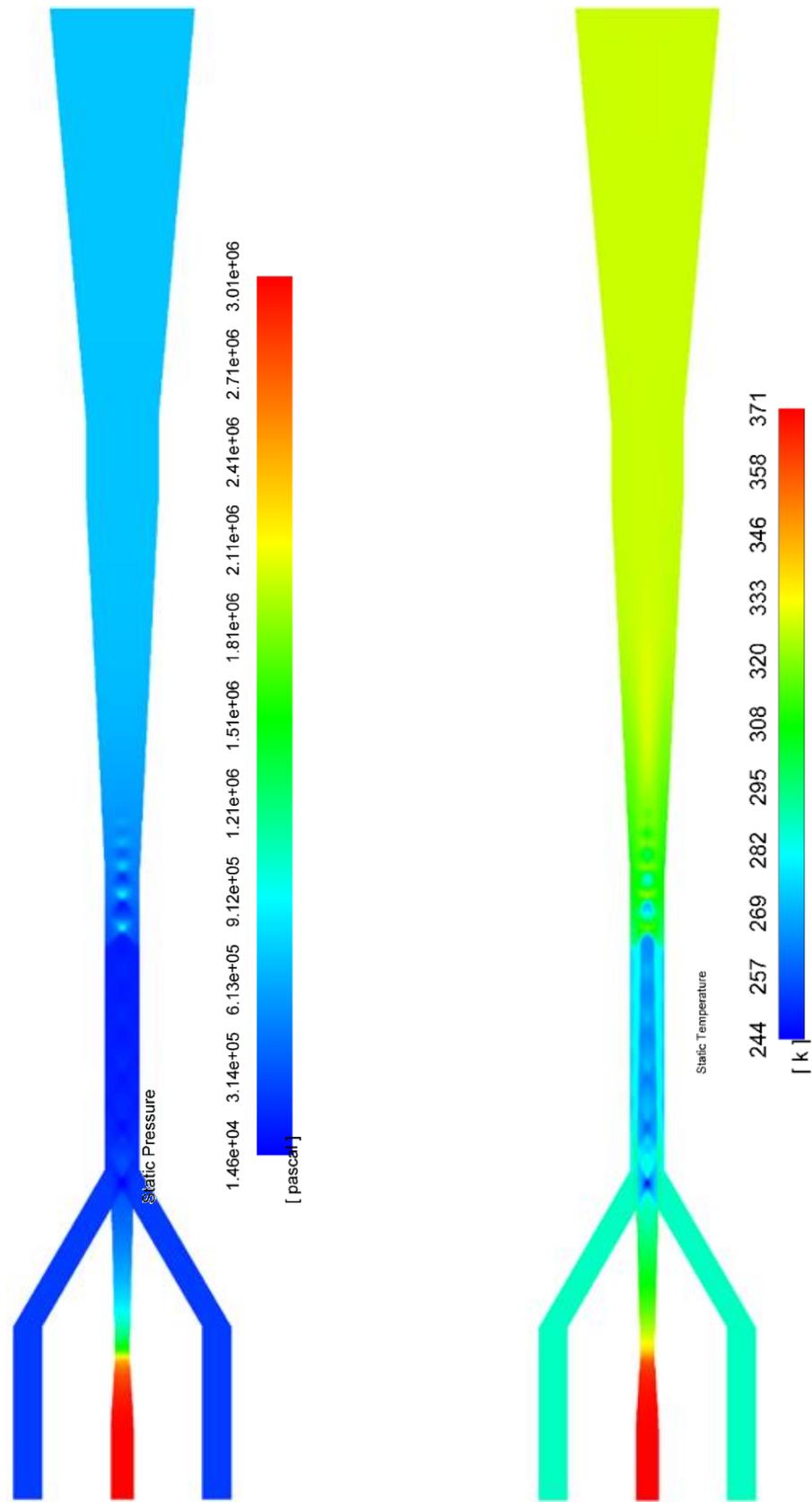


Figura 5.3. Mapa de contornos de presión estática (izquierda) y mapa de contornos de temperatura estática (derecha) para el Caso E

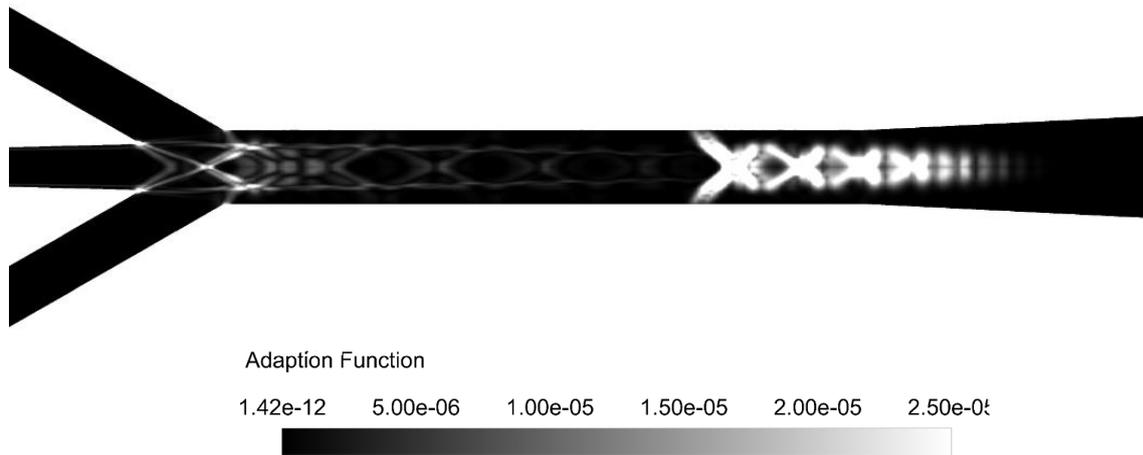


Figura 5.4. Mapa de contornos del gradiente de densidad en la cámara de mezcla del eyector para el Caso E

Cuando los flujos primario y secundario entran en contacto, antes de que este último atraviese el área efectiva, ambos comienzan a mezclarse poco a poco. Una vez atravesada el área efectiva es cuando se produce el resto del proceso de mezcla, en el que el flujo primario transfiere parte de su momento al secundario. Esto produce que el flujo primario pierda velocidad y el flujo secundario la gane.

En un determinado lugar de la zona de área constante de la cámara de mezcla, se produce una serie de ondas de choque, denominada segunda serie de ondas de choque (7) [17], causada debido a la elevada contrapresión aguas abajo del eyector. En el futuro será interesante analizar la posición de esta serie de ondas, que para una misma geometría depende de las condiciones de funcionamiento. Estas ondas generan un cambio de las condiciones del flujo, que pasa de encontrarse en régimen supersónico a régimen subsónico ( $M < 1$ ), con el consiguiente aumento de presión. La presión sigue aumentando a lo largo del difusor, con lo que el flujo continúa disminuyendo su velocidad. En el flujo en la salida se puede observar que ya no se aprecia una separación entre los flujos primario y secundario, sino que es un flujo único, que abandona el eyector con un número de Mach cercano a cero.

Si tenemos en cuenta ahora la presión a la entrada del conducto primario del eyector, los casos se pueden dividir en tres bloques: la presión a la entrada de los casos A y B es de  $25,980 \cdot 10^5$  Pa, en los casos C y D es de  $28,888 \cdot 10^5$  Pa, y en los casos E, F y G es de  $31,881 \cdot 10^5$  Pa. Agrupando las simulaciones en estos tres bloques, se obtienen las Figuras 5.5 (izquierda) y 5.5 (derecha):

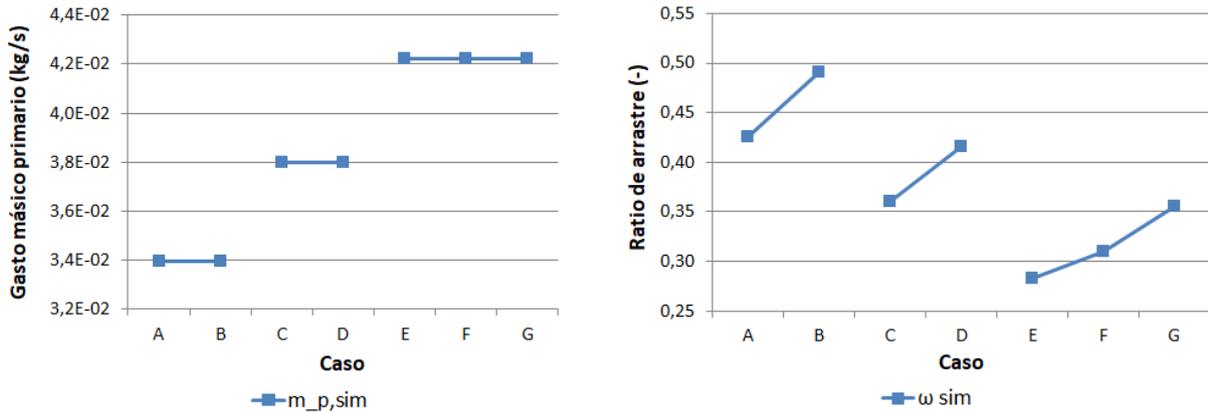


Figura 5.5. Gasto másico primario (izquierda) y ratio de arrastre (derecha) obtenidos en las simulaciones para los diferentes casos agrupados por la presión a la entrada del conducto primario

En la Figura 5.5 (izquierda) se observa de forma gráfica lo mismo que sucede en la Tabla 5.1: el gasto másico primario ( $\dot{m}_{p,sim}$ ) es constante si la presión a la entrada del conducto primario ( $P_g$ ) es constante, independientemente de la presión a la entrada del conducto secundario y de la contrapresión a la salida del eyector. Esto se debe a que en todos los casos tiene lugar el bloqueo de la tobera convergente-divergente y a que para todos los casos, una misma presión a la entrada implica una misma temperatura a la entrada, por lo que el gasto másico primario que circula es el máximo posible que, como indica la Ecuación 2.7, depende únicamente de las condiciones a la entrada de la tobera, del fluido y del área de la garganta.

Para una misma presión a la entrada del conducto primario, se puede observar como varía el ratio de arrastre ( $\omega$ ) al variar la presión a la entrada del conducto secundario ( $P_e$ ) y la contrapresión a la salida ( $P_c$ ). Un ratio de arrastre que varía mientras el gasto másico primario se mantiene constante implica una variación del gasto másico secundario, como se puede deducir de la Ecuación 2.17. En los casos analizados, se aumentan la contrapresión a la salida del eyector y la presión a la entrada del conducto secundario.

Un aumento de la contrapresión a la salida del eyector no tendrá efecto sobre el ratio de arrastre si el eyector se encuentra trabajando en su régimen de funcionamiento crítico, mientras que causará una disminución del ratio de arrastre si se encuentra en régimen subcrítico, tal y como se describió en el Apartado 2.2.3. Por el contrario, un aumento de la presión a la entrada del conducto secundario ocasionará un aumento del ratio de arrastre, debido a la mayor diferencia entre esta presión y la presión en la cámara de mezcla.

Para los casos con los que se ha realizado la validación, el ratio de arrastre aumenta al aumentar la presión a la entrada del conducto secundario y la contrapresión a la salida. Como se desconoce el régimen de funcionamiento del eyector, no se puede asegurar que el efecto de aumentar la presión a la entrada del conducto secundario tenga más peso que el aumento de la contrapresión, o que el eyector esté trabajando en régimen crítico y directamente el aumento de la contrapresión a la salida del eyector no tenga ningún efecto sobre el ratio de arrastre.

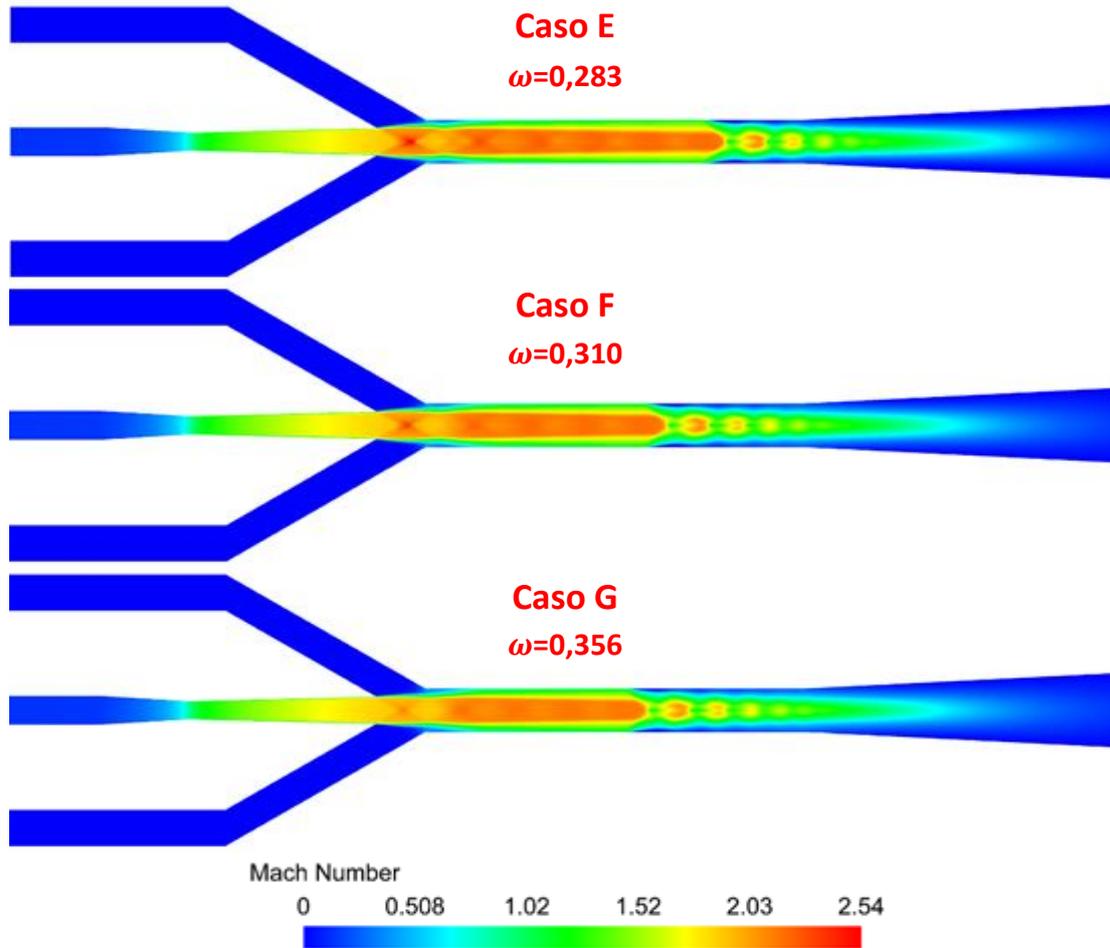


Figura 5.6. Mapas de contornos del número de Mach para los Casos E, F y G

En la Figura 5.6 se muestran los contornos de Mach para los casos E, F y G, que tienen la misma presión a la entrada del conducto primario. Como se puede observar, el aumento de la contrapresión a la salida del eyector genera que la segunda serie de ondas de choque se acerque levemente a la tobera. El aumento de la presión a la entrada del flujo secundario ocasiona que a la salida de la tobera el flujo se encuentre menos sub-expandido, alcanzándose menores velocidades en la zona de mezcla. Un flujo menos sub-expandido implica un ángulo de salida menos divergente, lo que implica un área efectiva mayor que provoca que el gasto másico secundario no se bloquee tan pronto, aumentando su valor. Ante un gasto másico primario constante y un gasto másico secundario que aumenta, el ratio de arrastre también aumenta.

Por otro lado, si se mantiene constante la presión a la entrada del conducto secundario y se aumentan la presión a la entrada del conducto primario y la contrapresión a la salida del eyector, como sucede en la Figura 5.7, no se aprecia ninguna variación en la posición de la segunda serie de ondas de choque. Un aumento de la presión a la entrada del conducto primario tiende a alejar esta serie de ondas de la salida de la tobera, lo contrario que sucede con un aumento de la contrapresión a la salida del eyector. El aumento de la presión a la entrada del conducto primario también ocasiona un mayor gasto másico primario y, además, que el flujo a la salida de la tobera se encuentre más sub-expandido, con lo que su ángulo de salida más divergente disminuye el área efectiva del flujo

secundario, disminuyendo su gasto másico. Un aumento del gasto másico primario y un descenso del gasto másico secundario implican que el ratio de arrastre disminuya.

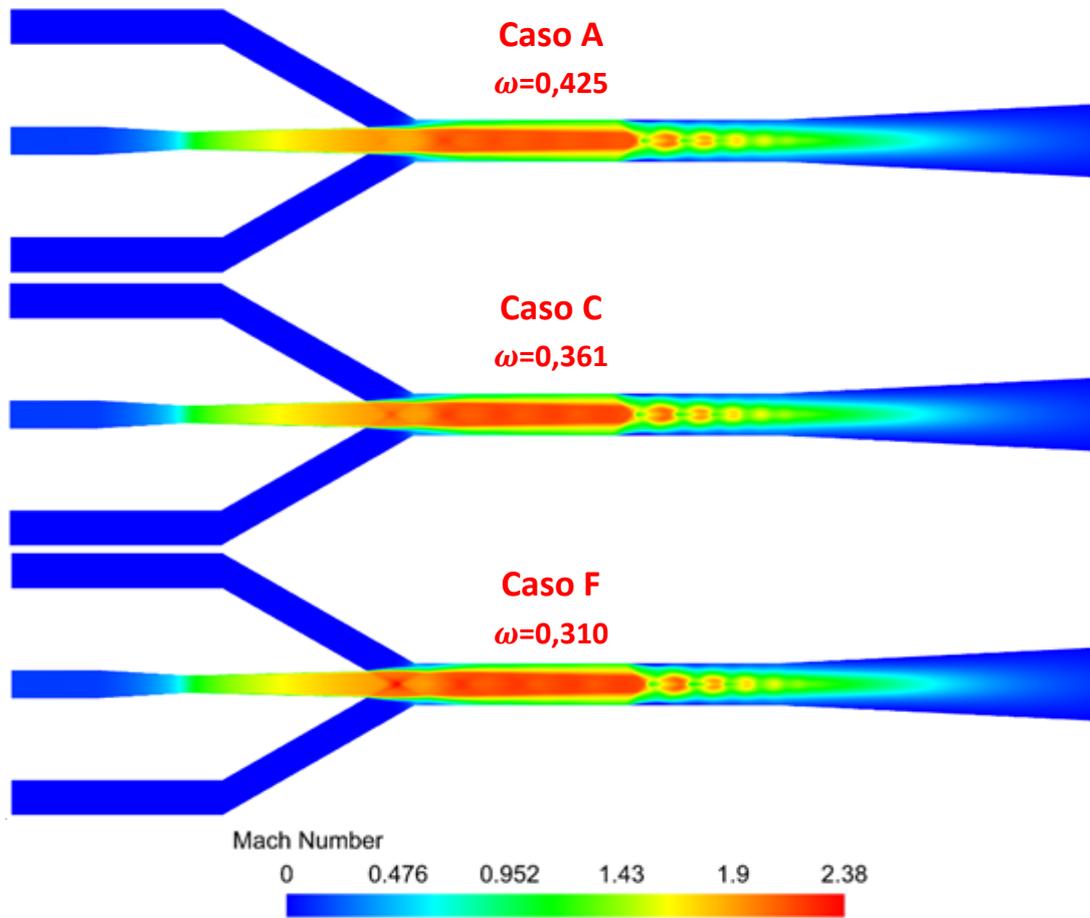


Figura 5.7. Mapas de contornos del número de Mach para los Casos A, C y F

## 5.2 – Resultados del análisis del efecto de las desviaciones

### 5.2.1 – Análisis del efecto de las desviaciones aplicadas sobre el radio

Para analizar el efecto de las posibles desviaciones de las dimensiones de los radios de la garganta de la tobera convergente-divergente y de la salida de dicha tobera según los valores numéricos de los grados de tolerancia normalizados (IT) especificados en el Apartado 3.2, primero se ha decidido observar el efecto sobre el ratio de arrastre ( $\omega$ ) de las geometrías con relaciones de áreas máxima y mínima para cada uno de los grados de tolerancia normalizados (IT).

Dado que el crecimiento de las desviaciones es exponencial conforme se avanza hacia un IT mayor, con el fin de reducir los casos a analizar, se han simulado los siguientes casos: IT0, IT2, IT4, IT6, IT8, IT10, IT11, IT12, IT13, IT14 e IT15. Las desviaciones máximas asociadas a los valores numéricos de los

grados de tolerancia normalizados, según la Ecuación 3.1, se indican en la Tabla 5.2 y se muestran de forma gráfica en la Figura 5.8:

Medida nominal (mm)		Desviaciones máximas para los grados de tolerancia normalizados simulados										
		IT0	IT2	IT4	IT6	IT8	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15
Por encima	Hasta e incluido	(μm)										
0	3	0,25	0,6	1,5	3	7	20	30	50	70	125	200

Tabla 5.2. Desviaciones máximas asociadas a los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para  $d \leq 3$  mm

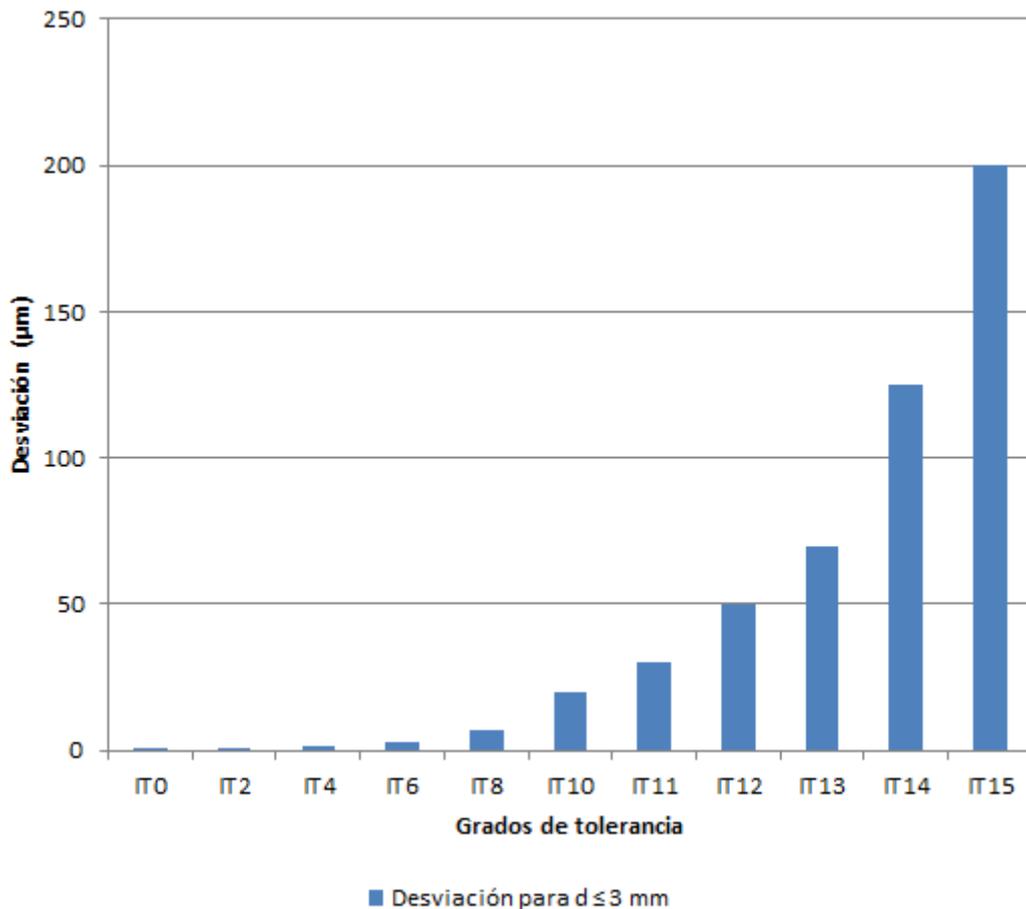


Figura 5.8. Desviaciones máximas asociadas a los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para  $d \leq 3$  mm

Con las desviaciones mostradas en la Figura 5.8 aplicadas sobre los radios, las relaciones máxima y mínima entre el área de la garganta y el área de la salida de la tobera para cada uno de los grados de tolerancia simulados se puede observar en la Tabla 5.3 y, de forma gráfica, en la Figura 5.9:

		Grados de tolerancia normalizados simulados										
		IT0	IT2	IT4	IT6	IT8	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14	IT15
Relación entre áreas mínima		2,248	2,246	2,239	2,228	2,198	2,105	2,037	1,907	1,786	1,494	1,174
Relación entre áreas máxima		2,252	2,255	2,261	2,273	2,303	2,406	2,488	2,662	2,850	3,449	4,516

Tabla 5.3. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones asociadas a los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados aplicadas sobre los radios

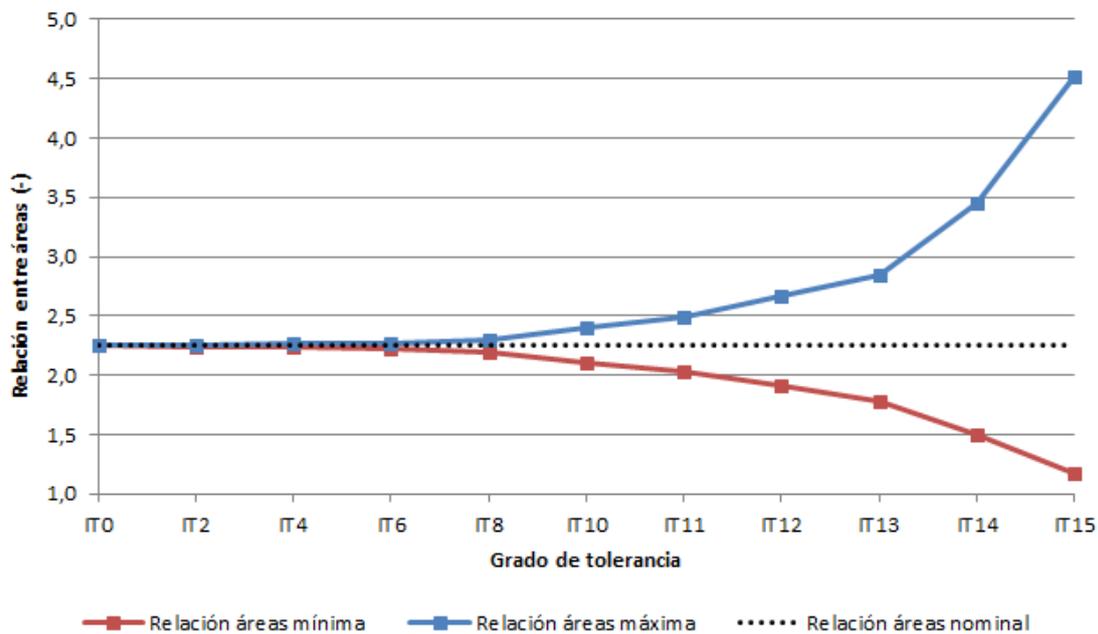


Figura 5.9. Relaciones mínima y máxima entre las áreas de la salida y de la garganta de la tobera convergente-divergente con las desviaciones asociadas a los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados aplicadas sobre los radios

Se han simulado las geometrías con las desviaciones indicadas en la Tabla 5.9 para los casos A, D y G, por tener estos casos condiciones de contorno diferentes entre sí. Los resultados de las variaciones del ratio de arrastre obtenidas en las simulaciones con respecto al ratio de arrastre de la geometría sin desviaciones para las relaciones de áreas mínima y máxima desde el grado de tolerancia IT0 hasta IT13 se recogen en la Tabla 5.4 y en la Tabla 5.5, respectivamente, mientras que la máxima variación en valor absoluto para cada grado de tolerancia se muestra en la Tabla 5.6 y se representa en la Figura 5.10. Durante las simulaciones de las geometrías utilizando los grados de tolerancia IT14 e IT15 se ha producido condensación en el interior del eyector, lo que ha provocado una divergencia del cálculo. Por ello, estos grados de tolerancia se han descartado, al ser imposible trabajar con ellos de forma simulada.

Variación máxima para la relación de áreas mínima (%)									
	IT0	IT2	IT4	IT6	IT8	IT10	IT11	IT12	IT13
<b>Caso A</b>	-0,1%	-0,2%	-0,5%	-0,9%	-2,2%	-6,2%	-9,1%	-15,2%	-21,3%
<b>Caso D</b>	-0,1%	-0,2%	-0,5%	-1,0%	-2,2%	-6,2%	-9,2%	-15,4%	-21,6%
<b>Caso G</b>	-0,1%	-0,3%	-0,5%	-0,9%	-2,1%	-6,3%	-22,6%	-37,0%	-66,5%

Tabla 5.4. Variación máxima del ratio de arrastre para la relación de áreas mínima para los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para los Casos A, D y G

Variación máxima para la relación de áreas máxima (%)									
	IT0	IT2	IT4	IT6	IT8	IT10	IT11	IT12	IT13
<b>Caso A</b>	0,1%	0,2%	0,5%	0,9%	2,1%	6,2%	9,5%	-13,0%	-55,3%
<b>Caso D</b>	0,1%	0,2%	0,5%	0,9%	2,2%	6,3%	9,6%	-1,2%	-47,1%
<b>Caso G</b>	-0,04%	0,2%	0,4%	0,9%	2,2%	6,3%	9,6%	-16,0%	-58,7%

Tabla 5.5. Variación máxima del ratio de arrastre para la relación de áreas máxima para los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para los Casos A, D y G

Variación máxima en valor absoluto (%)									
	IT0	IT2	IT4	IT6	IT8	IT10	IT11	IT12	IT13
<b>Caso A</b>	0,1%	0,2%	0,5%	0,9%	2,2%	6,2%	9,5%	15,2%	55,3%
<b>Caso D</b>	0,1%	0,2%	0,5%	1,0%	2,2%	6,3%	9,6%	15,4%	47,1%
<b>Caso G</b>	0,1%	0,3%	0,5%	0,9%	2,2%	6,3%	9,6%	16,0%	58,7%

Tabla 5.6. Variación máxima del ratio de arrastre en valor absoluto para los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para los Casos A, D y G

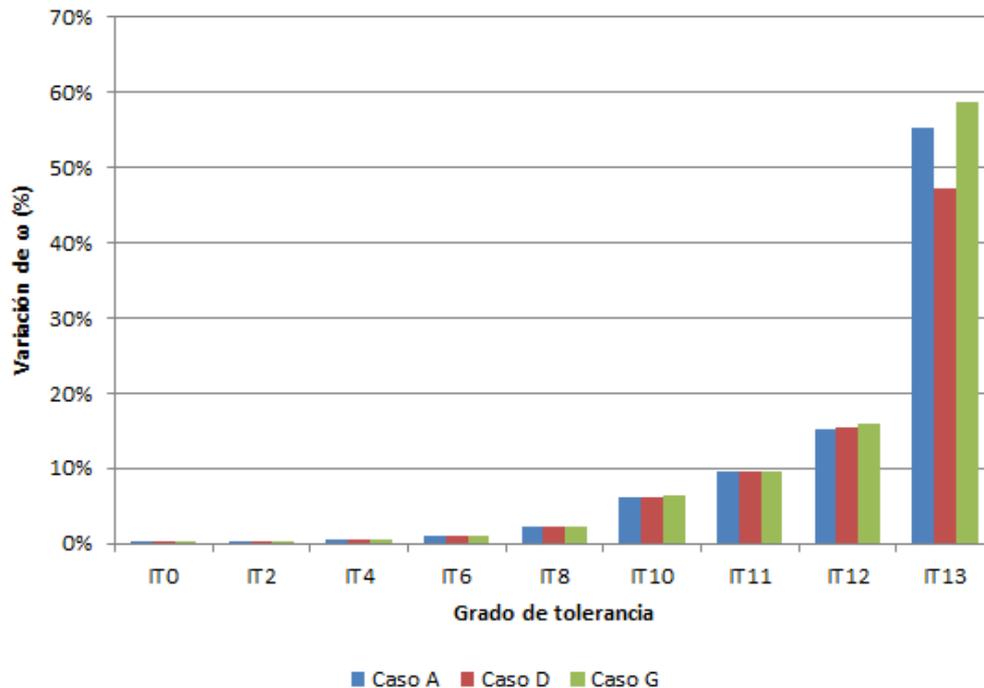


Figura 5.10. Variación máxima del ratio de arrastre en valor absoluto para los grados de tolerancia normalizados (IT) simulados para los Casos A, D y G

Se observa que las variaciones del ratio de arrastre presentan en los tres casos analizados la misma tendencia. Además, sus valores porcentuales son prácticamente idénticos hasta el grado de tolerancia normalizado IT11, y la diferencia entre casos es muy baja para el IT12. En el caso de IT13,

sí existe una mayor diferencia entre el valor de las variaciones, siendo todas ellas muy elevadas. Debido a estos resultados, y para reducir el número de simulaciones a realizar, a partir de ahora se trabajará con la geometría del eyector sin desviaciones y sus variaciones trabajando únicamente con las condiciones de contorno del Caso A y se asumirá un comportamiento similar para el resto de casos.

Por el carácter exponencial de la variación del ratio de arrastre y con el fin de continuar reduciendo el elevado número de simulaciones a realizar, solo se realizarán simulaciones de casos límites de los grados de tolerancia normalizados IT4, IT8, IT10, IT11, IT12 e IT13. Los valores para los que se han realizado simulaciones de los diámetros de la garganta ( $D_g$ ) y de la salida ( $D_s$ ) de la tobera convergente-divergente se muestran en la Tabla 5.7 y se representan de forma gráfica en la Figura 5.11, en la que las líneas que unen los puntos marcan la región para cada uno de los grados de tolerancia normalizados de los que se realizan dichas simulaciones y el punto azul indica el punto sin desviaciones:

	$D_g$ (mm)	$D_s$ (mm)
<b>Sin desviaciones</b>	2	3
<b>IT4</b>	1,997	2,997
	1,997	3,003
	2,003	2,997
	2,003	3,003
<b>IT8</b>	1,986	2,986
	1,986	3
	1,986	3,014
	2	2,986
	2	3,014
	2,014	2,986
	2,014	3
<b>IT10</b>	1,96	2,96
	1,96	3
	1,96	3,04
	2	2,96
	2	3,04
	2,04	2,96
	2,04	3
	2,04	3,04
<b>IT11</b>	1,94	2,94
	1,94	3
	1,94	3,06
	2	2,94
	2	3,06
	2,06	2,94
	2,06	3
	2,06	3,06

	$D_g$ (mm)	$D_s$ (mm)
IT12	1,9	2,9
	1,9	3
	1,9	3,1
	2	2,9
	2	3,1
	2,1	2,9
	2,1	3
	2,1	3,1
IT13	1,86	2,86
	1,86	3
	1,86	3,14
	2	2,86
	2	3,14
	2,14	2,86
	2,14	3
	2,14	3,14

Tabla 5.7. Parejas de  $D_g$  y  $D_s$  simuladas

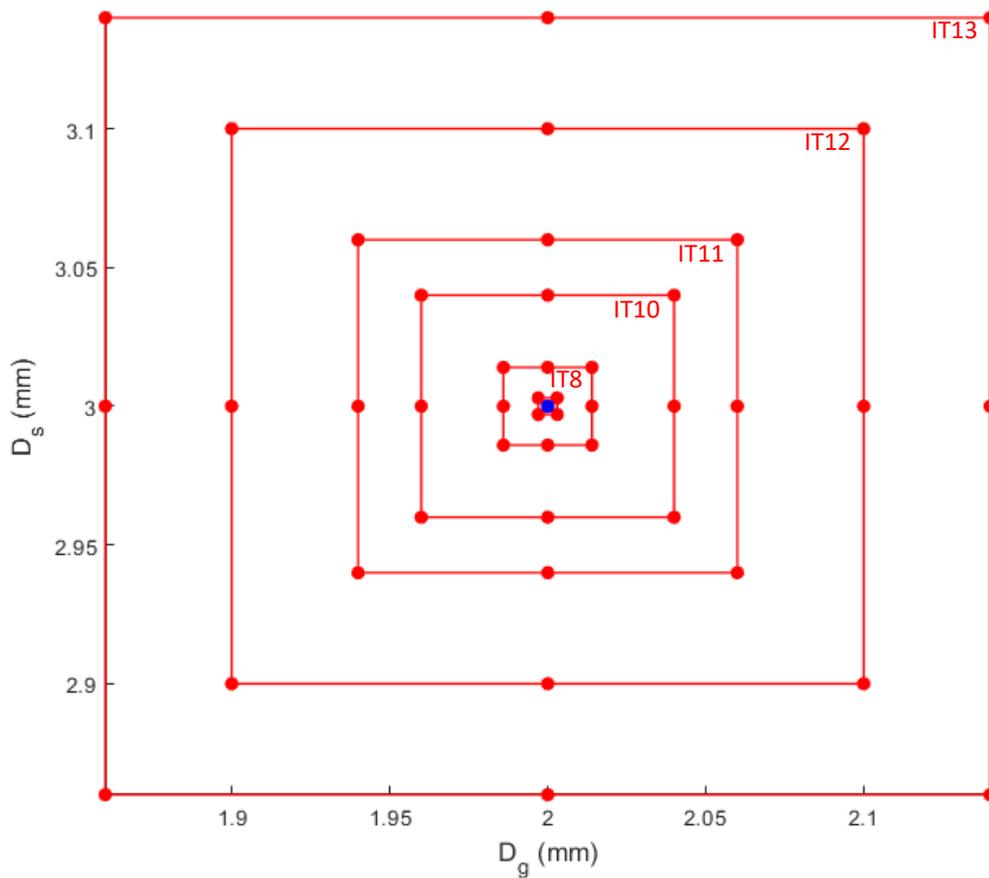


Figura 5.11. Parejas de  $D_g$  y  $D_s$  simuladas y límites para los grados de tolerancia normalizados IT4, IT8, IT10, IT11, IT12 e IT13 aplicados a los radios

Tras realizar todas estas simulaciones, para evaluar el funcionamiento del eyector se decide prestar atención al valor de tres parámetros: el gasto másico primario ( $\dot{m}_p$ ), el gasto másico secundario ( $\dot{m}_s$ ) y el ratio de arrastre ( $\omega$ ), aunque realmente la capacidad de refrigeración del ciclo ( $CC$ ) depende del gasto másico secundario, tal y como indica la Ecuación 2.20. Para que las desviaciones de las dimensiones estudiadas sean consideradas aceptables, el valor de  $\dot{m}_s$  no debe desviarse demasiado del valor obtenido en la simulación sin desviaciones, pero un valor de  $\dot{m}_s$  similar a este que implique un valor del ratio de arrastre ( $\omega$ ) demasiado elevado tampoco será considerado aceptable debido a la poca eficiencia del ciclo. Además, determinadas combinaciones de las variaciones de los valores de  $\dot{m}_s$  y  $\omega$  pueden producir variaciones de los valores de  $\dot{m}_p$  elevados, lo cual podría afectar también al correcto funcionamiento del ciclo. Es por ello por lo que se presta atención a todos los parámetros indicados al principio del párrafo.

Los valores del gasto másico primario, del gasto másico secundario y del ratio de arrastre no calculados directamente mediante simulaciones se han obtenido con interpolación mediante el software MATLAB. Con ello se han podido realizar las Figuras 5.12 y 5.13 para el gasto másico primario, las Figuras 5.14 y 5.15 para el gasto másico secundario y las Figuras 5.16 y 5.17 para el ratio de arrastre.

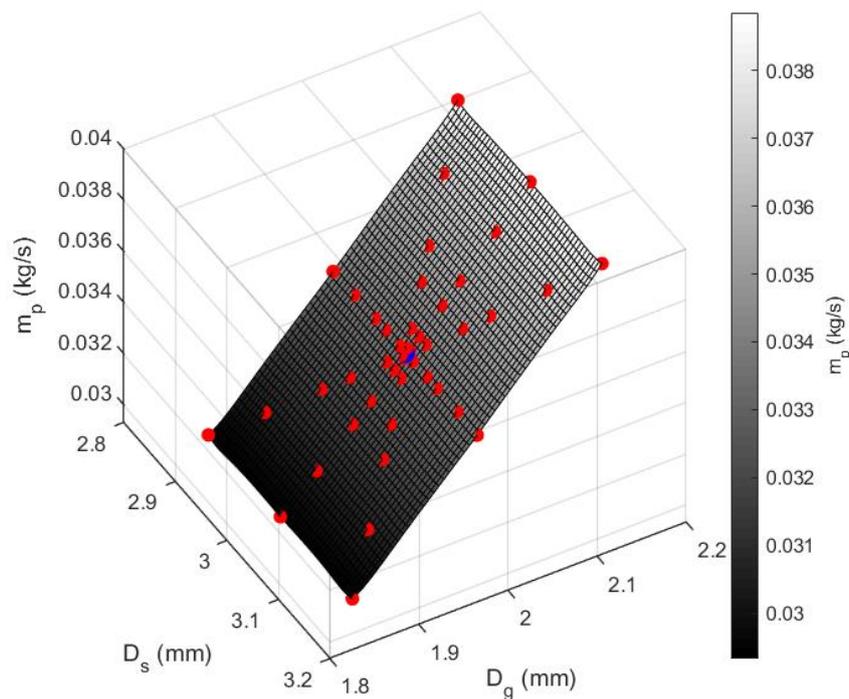


Figura 5.12. Gasto másico primario ( $\dot{m}_p$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$

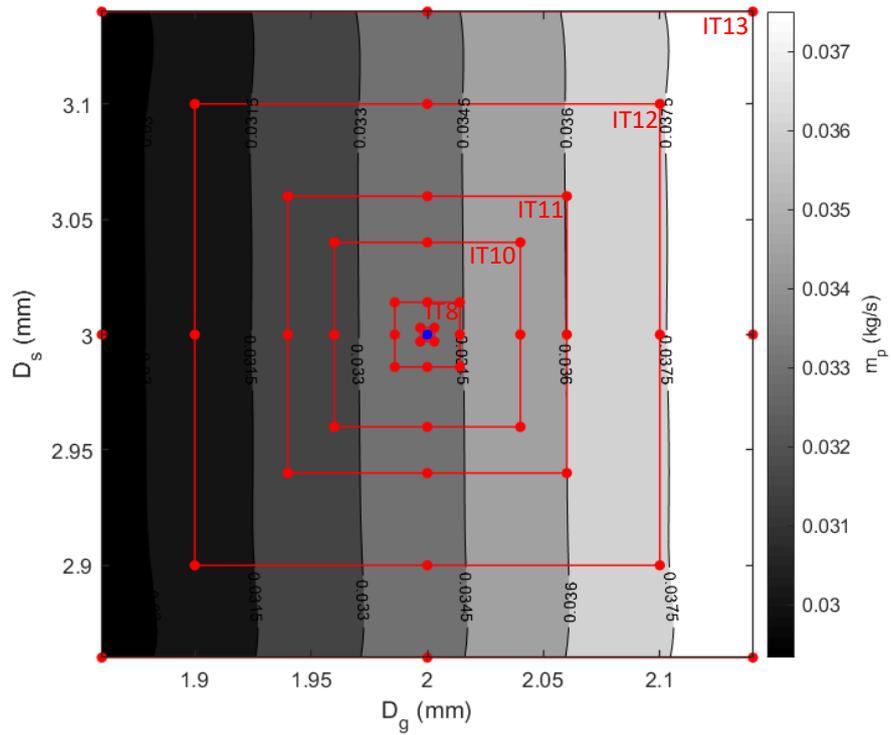


Figura 5.13. Mapa de contornos del gasto másico primario ( $\dot{m}_p$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$  con las desviaciones aplicadas sobre el radio

Como se puede apreciar en las Figuras 5.12 y 5.13, para unas mismas condiciones de contorno, el gasto másico primario aumenta al aumentar el área de la garganta. Como la tobera convergente-divergente del eyector siempre se encuentra en condiciones de bloqueo, esto se corresponde con la Ecuación 2.7.

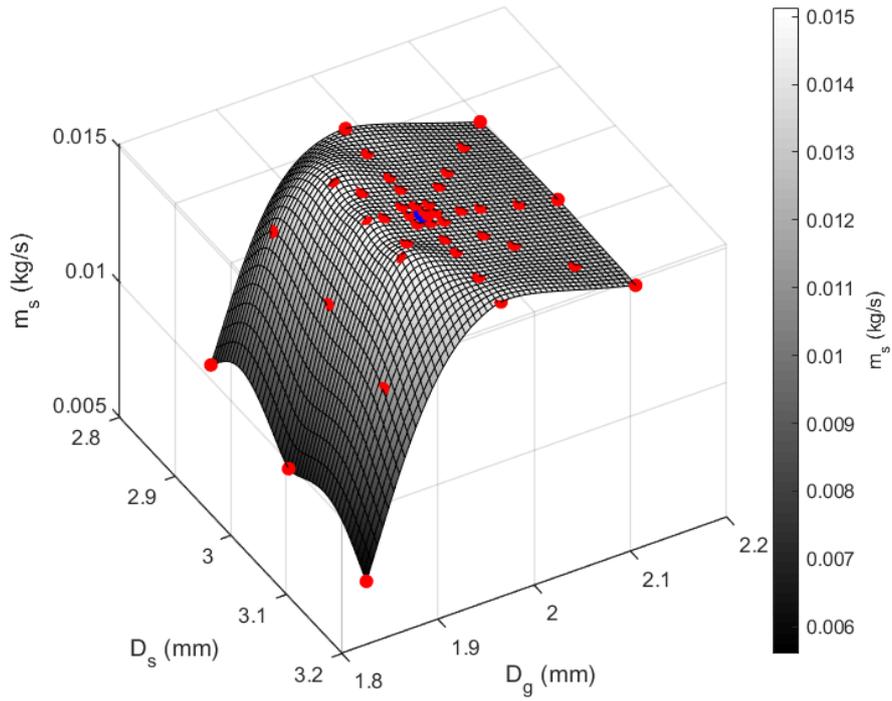


Figura 5.14. Gasto másico secundario ( $\dot{m}_s$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$

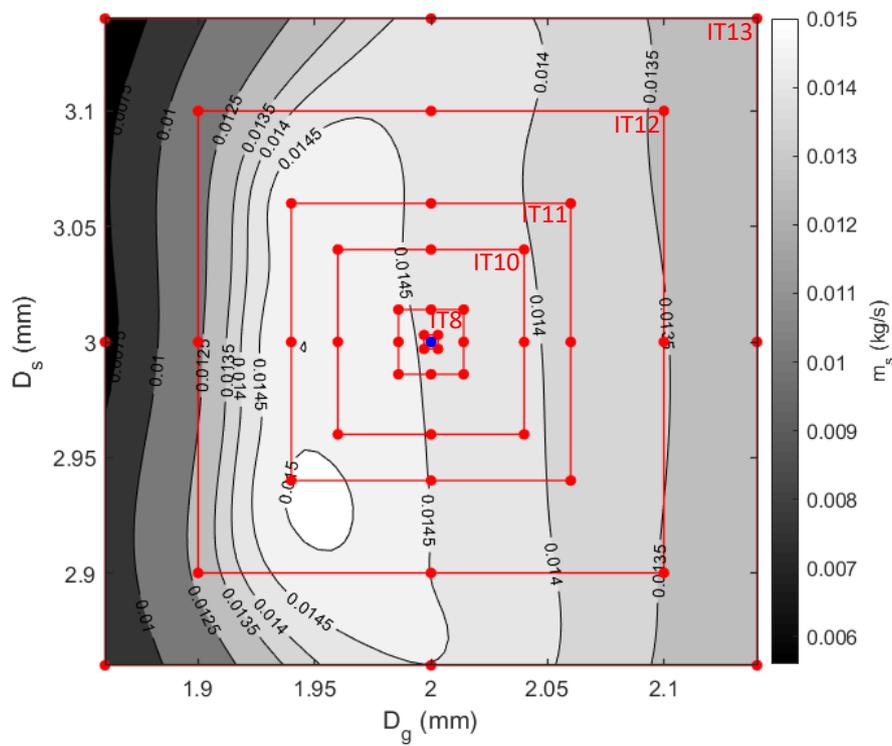


Figura 5.15. Mapa de contornos del gasto másico secundario ( $\dot{m}_s$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$  con las desviaciones aplicadas sobre el radio

En cuanto a las Figuras 5.14 y 5.15, estas muestran que el gasto másico secundario depende tanto del área de la garganta como del área de salida de la tobera convergente-divergente. Sin embargo, se observa que dentro del rango de valores analizados, el efecto de la variación del área de salida de la tobera no tiene un efecto muy importante.

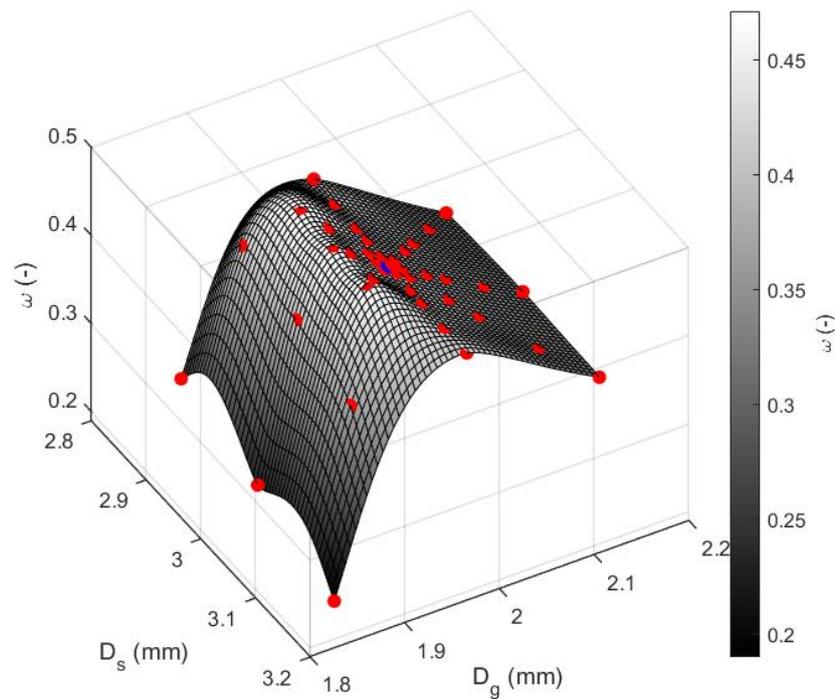


Figura 5.16. Ratio de arrastre ( $\omega$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$

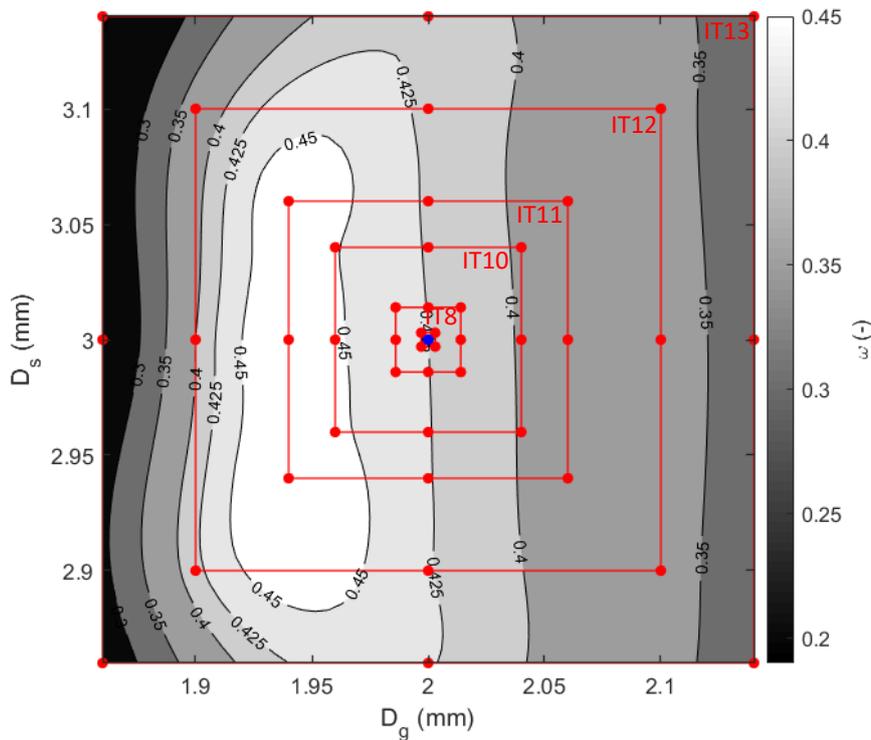


Figura 5.17. Mapa de contornos del ratio de arrastre ( $\omega$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$  con las desviaciones aplicadas sobre el radio

La tendencia del ratio de arrastre, mostrada en las Figuras 5.16 y 5.17, es similar a la tendencia del gasto másico secundario, aunque lógicamente los gradientes se ven afectados por el crecimiento del gasto másico primario al aumentar el área de la garganta de la tobera convergente-divergente.

Se observa que el valor máximo del ratio de arrastre no se da para los valores descritos en la geometría sin desviaciones, sino que tiene lugar para los valores  $D_g=1,940$  mm y  $D_s=2,934$  mm, lo que indica que la geometría del eyector no está completamente optimizada para las condiciones del Caso A.

A continuación se analizarán los efectos que tienen lugar en el interior del eyector que permiten explicar las variaciones de los parámetros estudiados en el presente apartado mediante la representación de contornos de Mach del flujo para determinados valores de diámetros de garganta y de salida de la tobera convergente-divergente:

Al mantener el área de la garganta de la tobera convergente-divergente constante y variar su área de salida dentro de los valores especificados en este proyecto, no se observan variaciones notables en el flujo del interior del eyector, tal y como muestra la Figura 5.18. Aunque en condiciones de bloqueo de la tobera un área de salida mayor implica una mayor velocidad de salida del flujo y una menor presión, este efecto es prácticamente inapreciable dentro del rango de desviaciones analizado debido a que el flujo sub-expandido a la salida de la tobera convergente-divergente genera un bloqueo del gasto másico secundario.

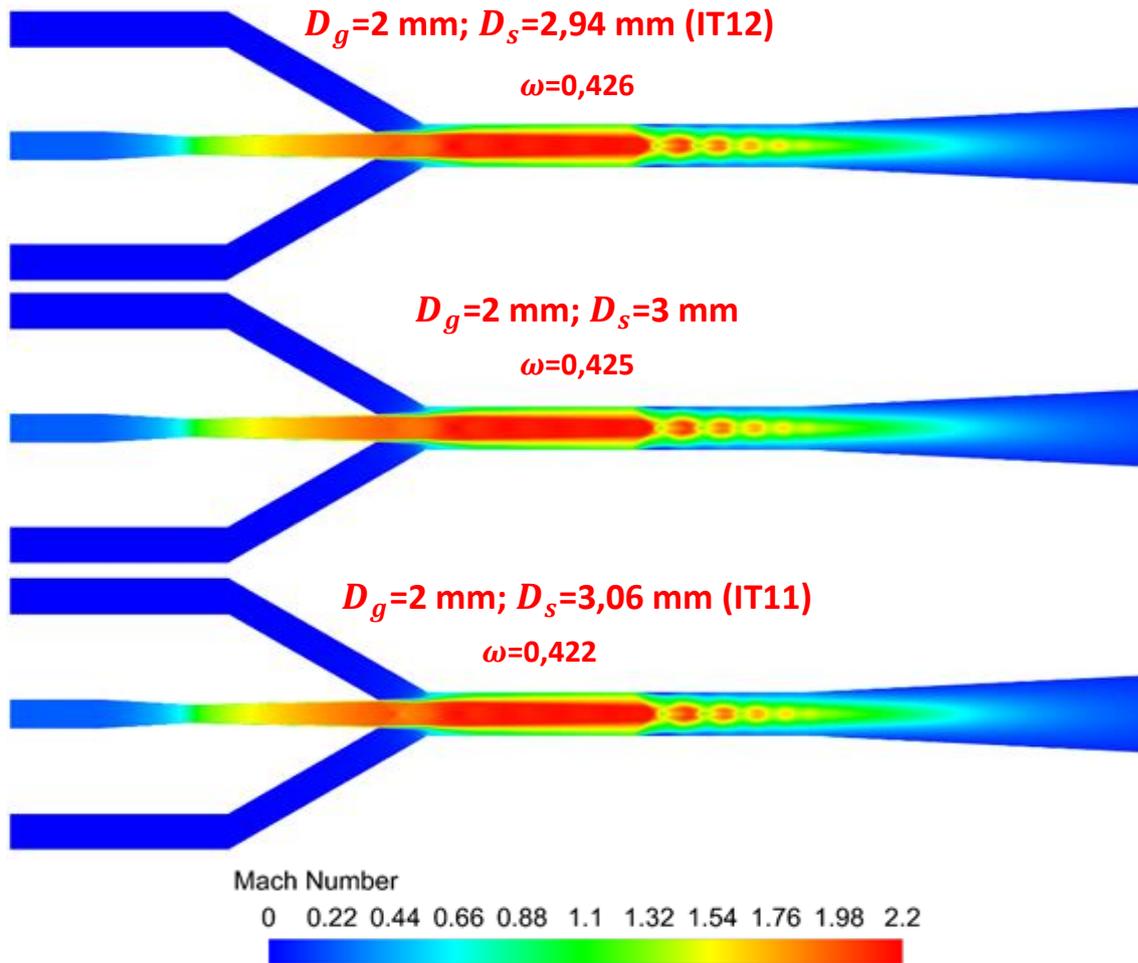


Figura 5.18. Mapas de contornos del número de Mach para las parejas ( $D_g = 2 \text{ mm}; D_s = 2,94 \text{ mm}$ ), ( $D_g = 2 \text{ mm}; D_s = 3 \text{ mm}$ ) y ( $D_g = 2 \text{ mm}; D_s = 3,06 \text{ mm}$ )

Por el contrario, variaciones del área de la garganta de la tobera convergente-divergente dentro de los valores de desviaciones establecidos manteniendo sin modificar el área de la salida sí tienen un efecto significativo sobre el comportamiento del flujo en el interior del eyector, tal y como muestra la Figura 5.19. En ella, para un valor  $D_g=1,9 \text{ mm}$ , el flujo tras la salida de la tobera convergente-divergente se encuentra sobre-expandido, lo que hace que el esfuerzo cortante que genera el flujo primario sobre el flujo secundario sea inferior, haciendo que el valor del ratio de arrastre sea menor [36]. Al aumentar el área de la garganta de la tobera disminuye la sobre-expansión, aumentando el valor del ratio de arrastre hasta que, en un determinado momento, el flujo a la salida de la tobera comienza a estar sub-expandido. A partir de este momento, un aumento del área de la garganta genera una mayor sub-expansión del flujo primario y una reducción del ratio de arrastre, debido a que el efecto del bloqueo del gasto másico secundario toma una mayor importancia que el del esfuerzo cortante.

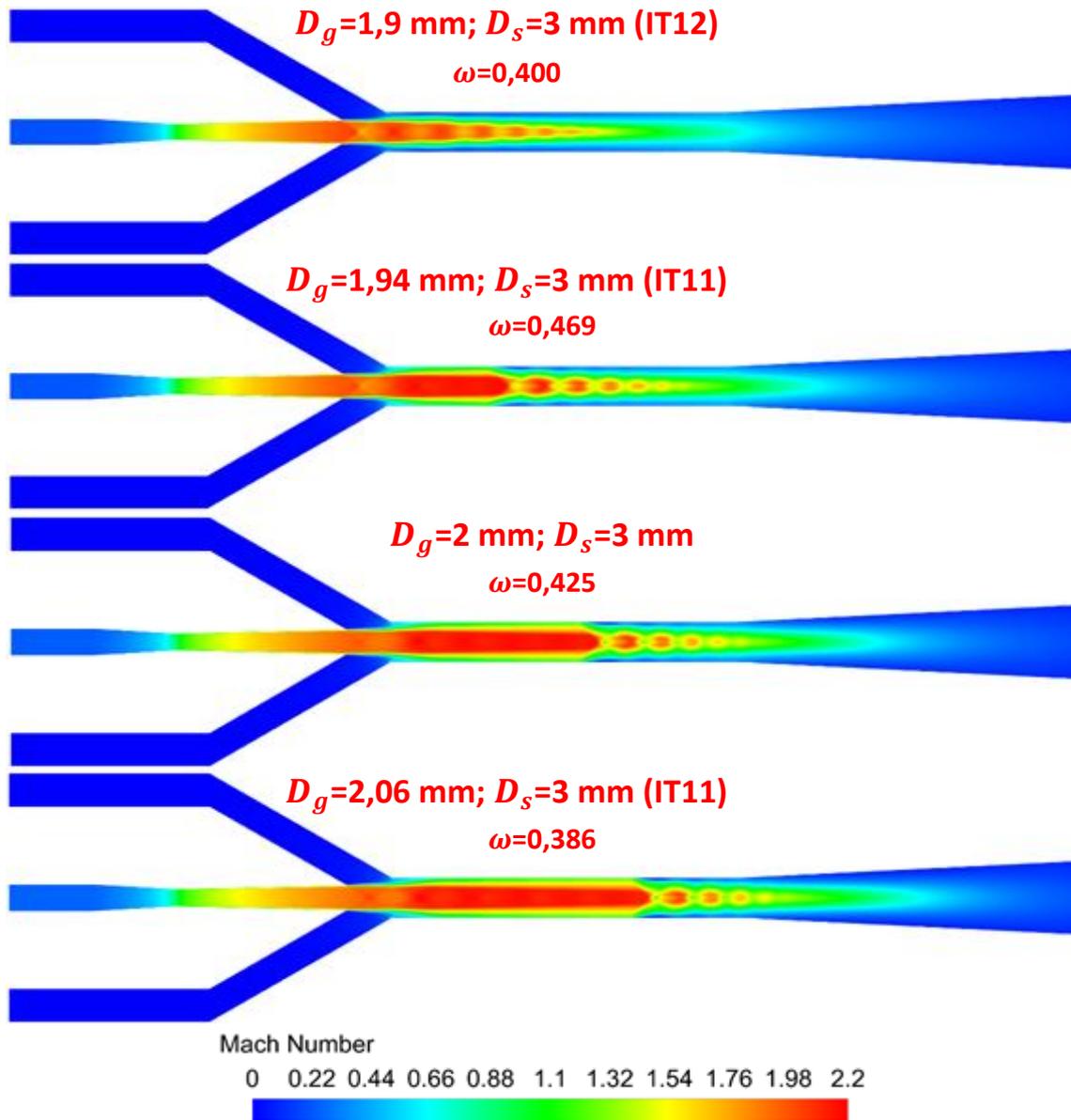


Figura 5.19. Mapas de contornos del número de Mach para las parejas ( $D_g = 1,9 \text{ mm}$ ;  $D_s = 3 \text{ mm}$ ), ( $D_g = 1,94 \text{ mm}$ ;  $D_s = 3 \text{ mm}$ ), ( $D_g = 2 \text{ mm}$ ;  $D_s = 3 \text{ mm}$ ) y ( $D_g = 2,06 \text{ mm}$ ;  $D_s = 3 \text{ mm}$ )

Si se modifican de forma simultánea los valores de  $D_g$  y  $D_s$ , ya sea aumentando uno a la par que se disminuye el otro (Figura 5.20) o aumentando y disminuyendo los dos a la vez (Figura 5.21), las tendencias observadas son similares a la mostrada en la Figura 5.19. Comparando entre figuras, en estos casos sí que se aprecia una diferencia entre ratios de arrastre al variar  $D_s$  para un mismo valor de  $D_g$  cuando el flujo a la salida de la tobera convergente-divergente se encuentra sobre-expandido, siendo el ratio de arrastre mayor cuando la sobre-expansión es menor, es decir, cuando el área de salida de la tobera convergente-divergente es más pequeña. Este efecto apenas se aprecia para flujos sub-expandidos.

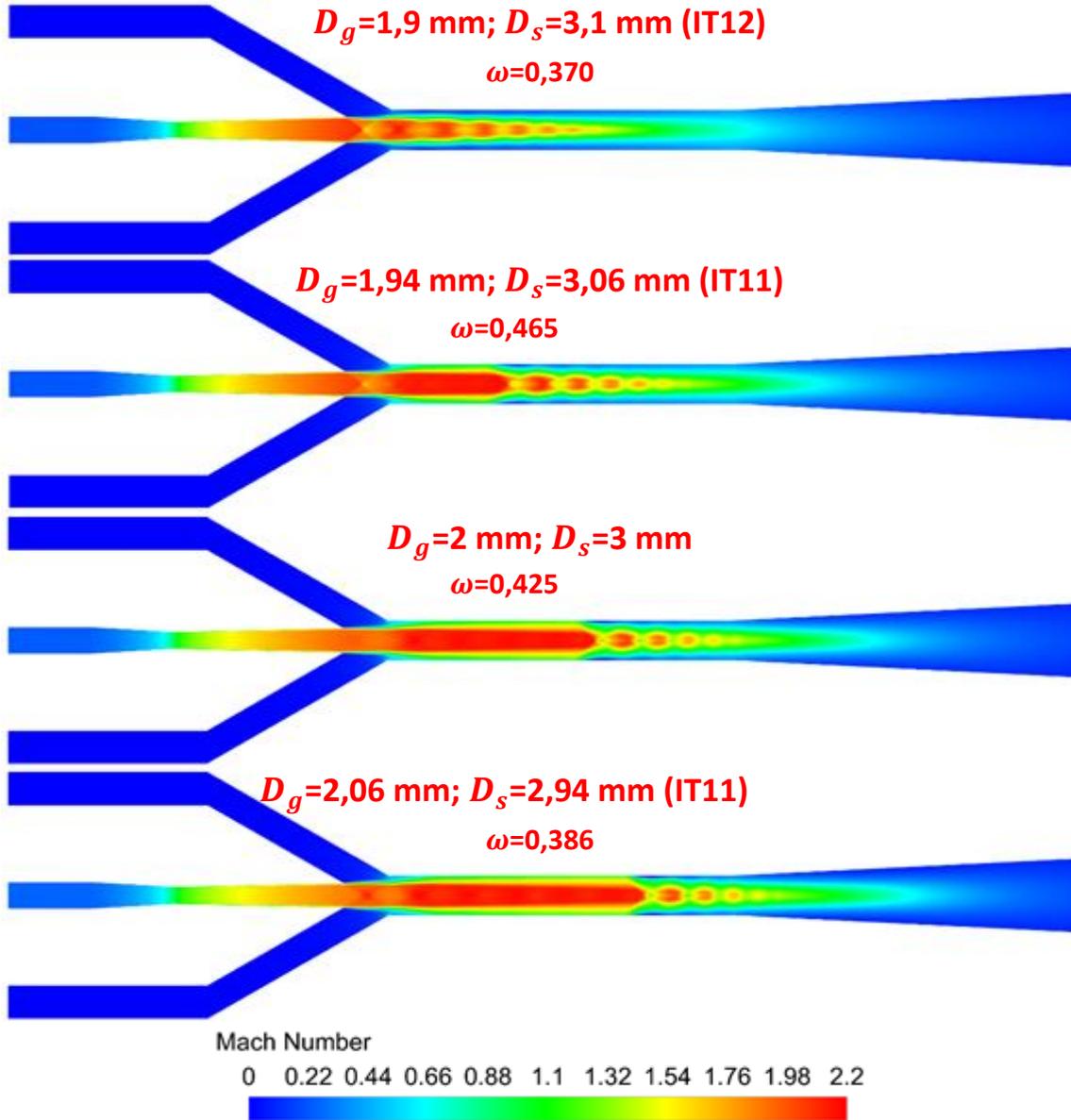


Figura 5.20. Mapas de contornos del número de Mach para las parejas ( $D_g = 1,9 \text{ mm}; D_s = 3,1 \text{ mm}$ ), ( $D_g = 1,94 \text{ mm}; D_s = 3,06 \text{ mm}$ ), ( $D_g = 2 \text{ mm}; D_s = 3 \text{ mm}$ ) y ( $D_g = 2,06 \text{ mm}; D_s = 2,94 \text{ mm}$ )

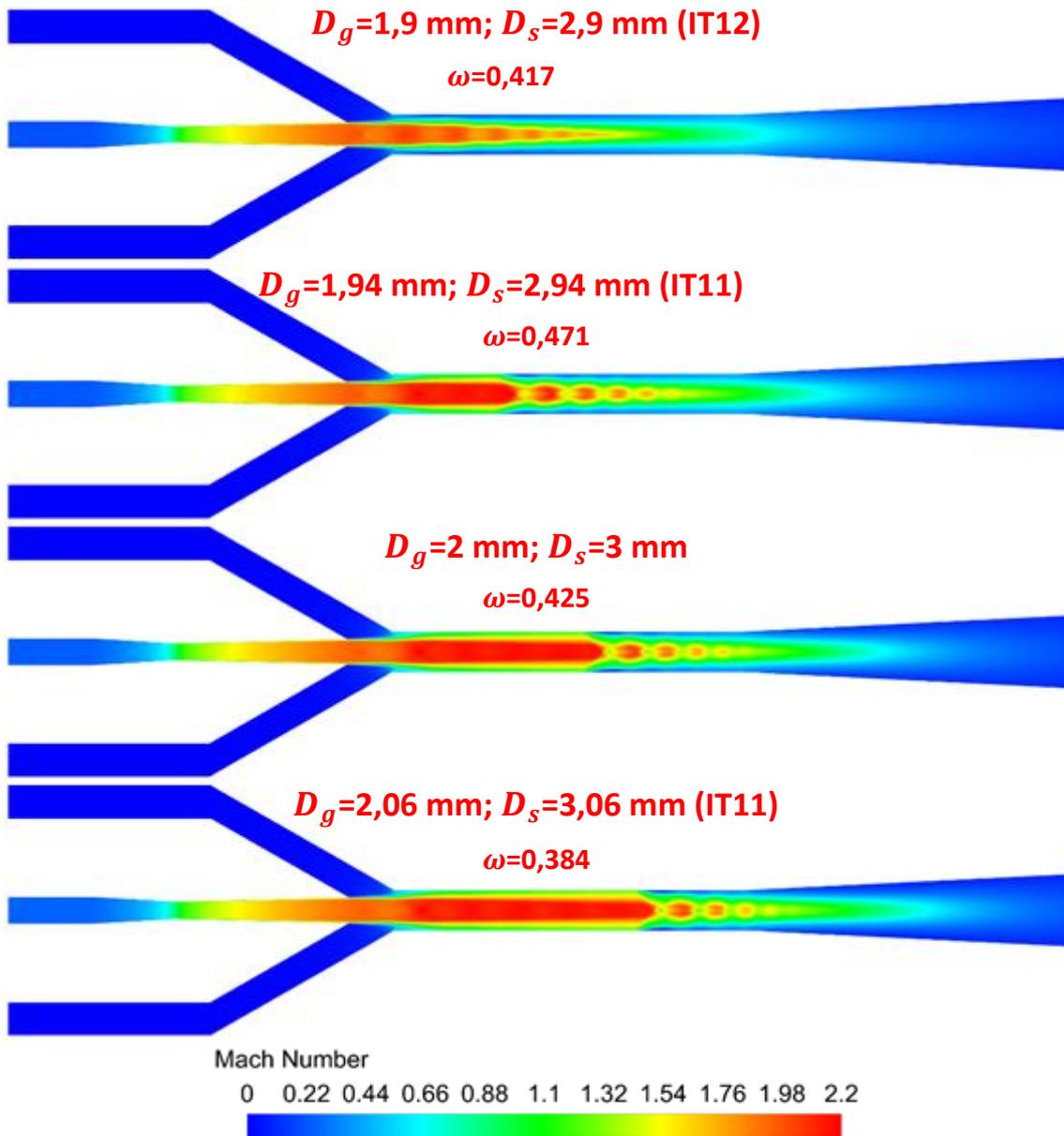


Figura 5.21. Mapas de contornos del número de Mach para las parejas ( $D_g = 1,9 \text{ mm}; D_s = 2,9 \text{ mm}$ ), ( $D_g = 1,94 \text{ mm}; D_s = 2,94 \text{ mm}$ ), ( $D_g = 2 \text{ mm}; D_s = 3 \text{ mm}$ ) y ( $D_g = 2,06 \text{ mm}; D_s = 3,06 \text{ mm}$ )

Volviendo a los valores de gasto másico primario, gasto másico secundario y ratio de arrastre, se ha decidido establecer como válida una variación igual o inferior al 10% para cada uno de los parámetros con respecto al valor de la geometría sin desviaciones de las dimensiones estudiadas. El rango de valores válidos se muestra en color gris en las Figuras 5.22, 5.23 y 5.24 para el gasto másico primario, el gasto másico secundario y el ratio de arrastre, respectivamente, mientras que en color negro se muestran los valores no válidos por ser inferiores en más de un 10% y en color blanco se muestran los valores no válidos por ser superiores en más de un 10% con respecto a los obtenidos en la simulación de la geometría sin desviaciones.

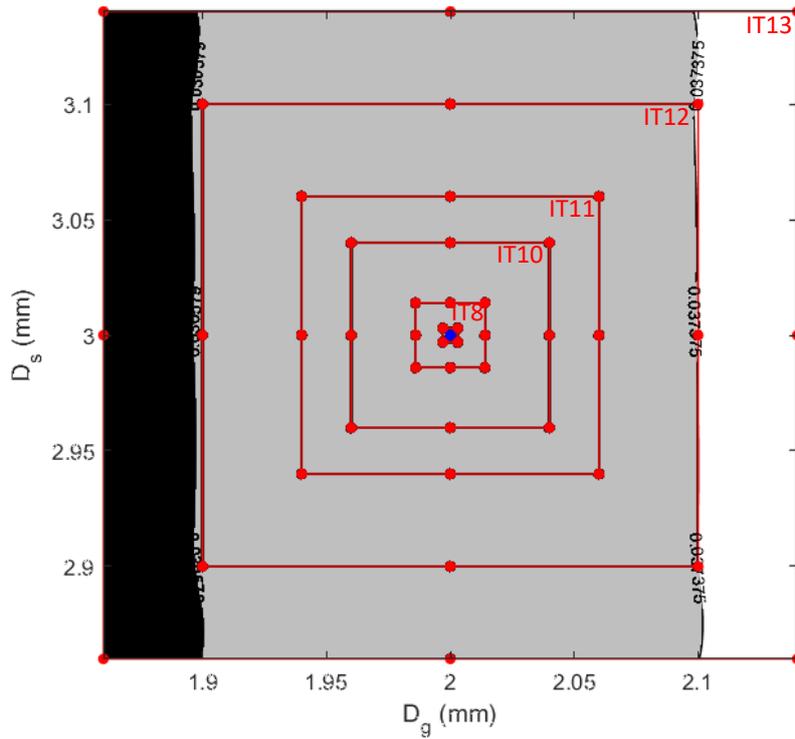


Figura 5.22. Mapa de contornos del 10% de variación del gasto másico primario ( $\dot{m}_p$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$  con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones

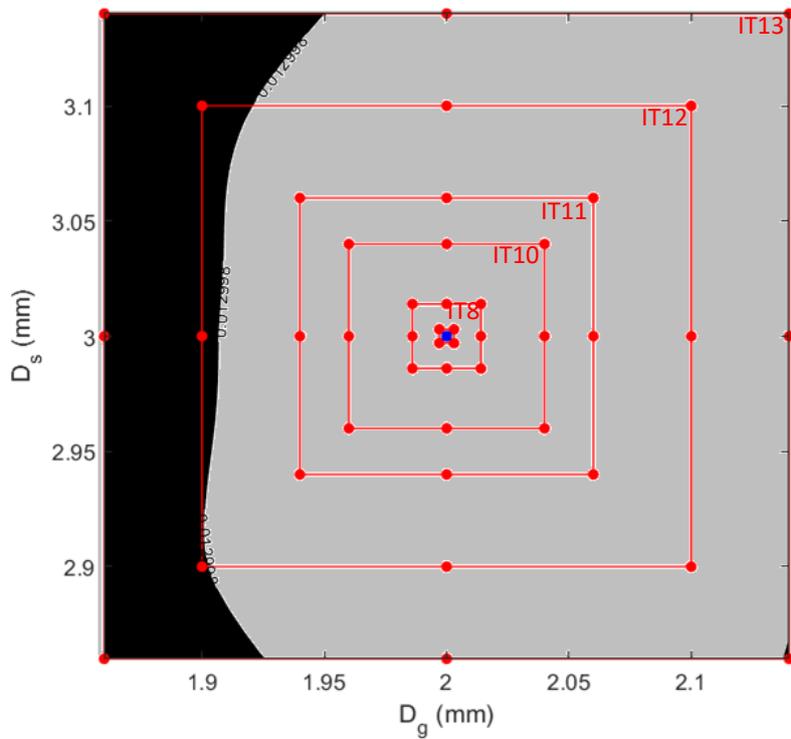


Figura 5.23. Mapa de contornos del 10% de variación del gasto másico secundario ( $\dot{m}_s$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$  con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones

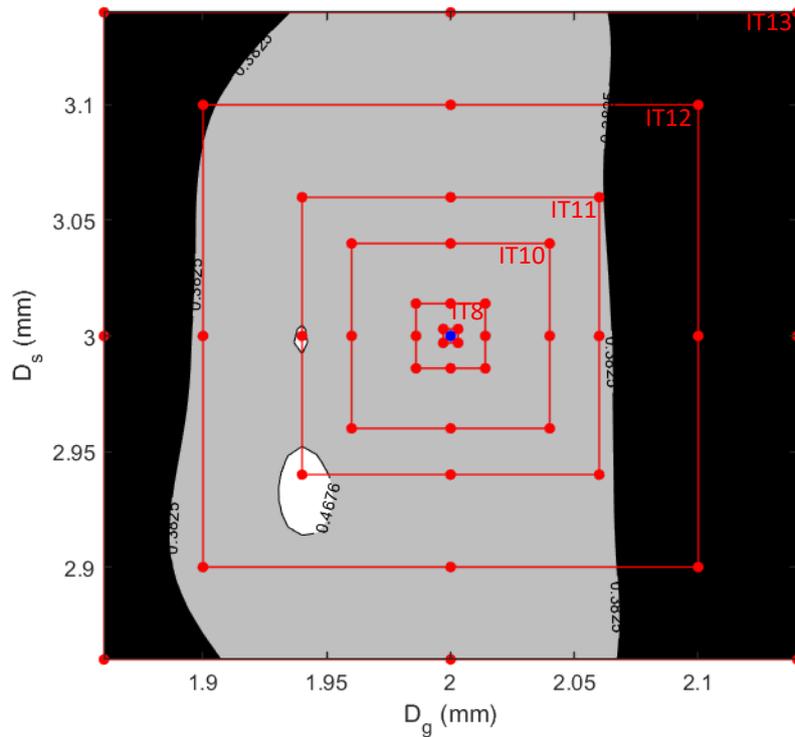


Figura 5.24. Mapa de contornos del 10% de variación del ratio de arrastre ( $\omega$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$  con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones

En las Figuras 5.22, 5.23 y 5.24 se aprecia que existen valores para los tres parámetros estudiados con valores inferiores al 10% con respecto a la geometría sin desviaciones, mientras que para el gasto másico primario y el ratio de arrastre también existen casos en los que sus valores exceden el 10%.

Visualmente, en las figuras se aprecian dos hechos:

- En el caso de los gastos másico primario y secundario, los únicos casos de desviaciones de las dimensiones a analizar en los que se supera una diferencia del 10% con respecto a la geometría sin desviaciones aparecen para los grados de tolerancia IT12 e IT13. Para el ratio de arrastre, también existen algunas combinaciones de valores de  $D_g$  y  $D_s$  que exceden el límite del 10% de variación para el grado de tolerancia IT11.
- El parámetro con una mayor área representada en la gráfica que excede el 10% de variación para todos los grados de tolerancia es el ratio de arrastre.

Una vez establecido lo anterior, se procede a realizar el método Montecarlo de la forma descrita en el Apartado 3.2.3. Para ello, es necesario decidir el número de parejas de diámetros aleatorias a generar para cada uno de los grados de tolerancia, de forma que sean suficientes para que los resultados sean considerados válidos pero no supongan un coste computacional excesivo. Con el fin de fijar un número de parejas aleatorias, se ha decidido realizar 10 veces este método para cada uno de los grados de tolerancia normalizados en los que aparecen casos no válidos en el caso del ratio de arrastre para diferentes números de estas parejas. Esto se muestra en la Figura 5.25, en la que se

aprecia que los porcentajes de casos válidos se estabilizan entre las 1.000 y las 10.000 parejas, a la vez que el intervalo de confianza del 95% se reduce hasta valores inferiores al 1%. Por ello, el número de parejas a generar de forma aleatoria para la aplicación del método Montecarlo se ha fijado en 10.000.

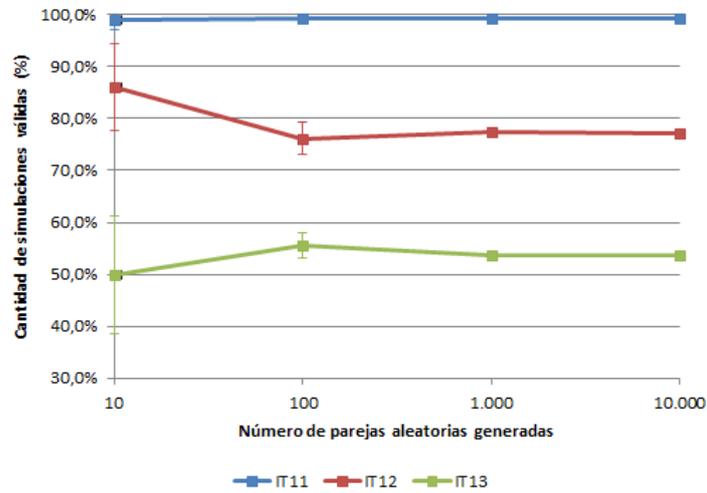


Figura 5.25. Porcentaje de casos válidos según el número de parejas aleatorias generadas

El aspecto de una distribución de 10.000 parejas de diámetros generadas de forma aleatoria en el mapa de contornos del ratio de arrastre que muestra las desviaciones límites del 10% para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT10, IT11, IT12 e IT13) se muestra en la Figura 5.26.

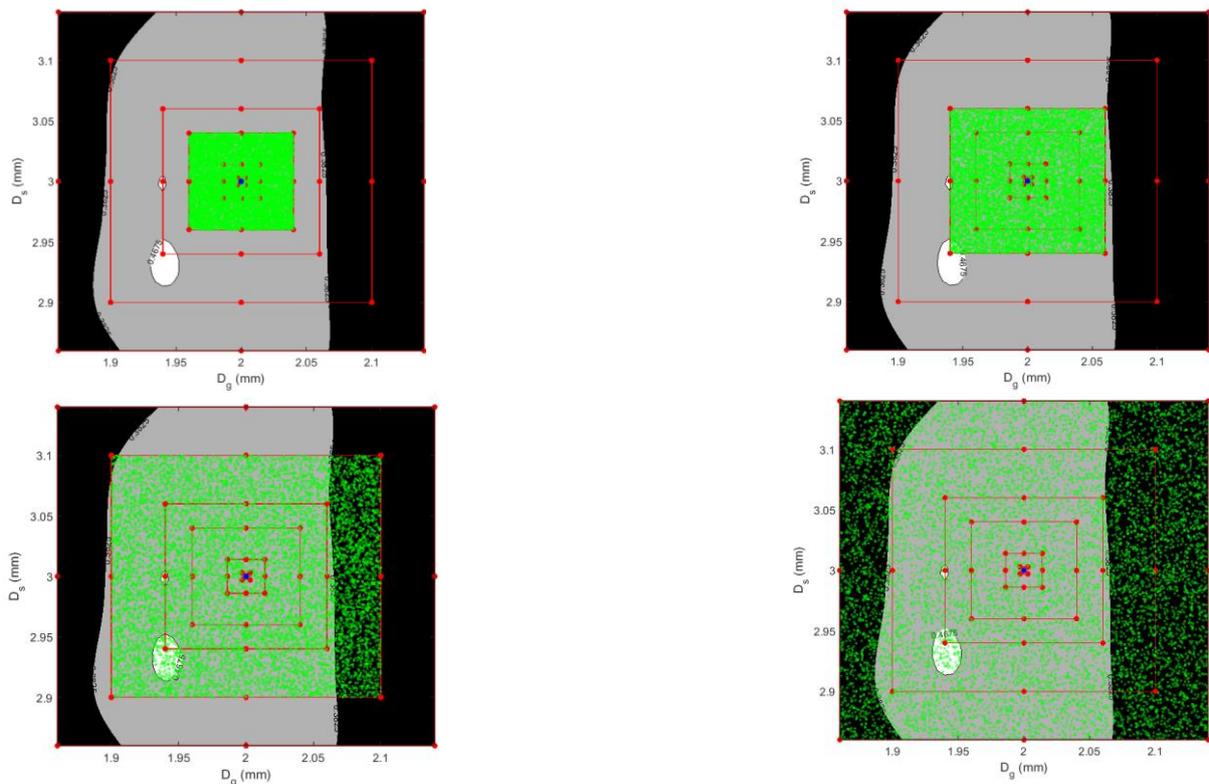


Figura 5.26. Distribución de 10.000 parejas de diámetros generados de forma aleatoria para los grados de tolerancia normalizados IT10 (arriba izquierda), IT11 (arriba derecha), IT12 (abajo izquierda) e IT13 (abajo derecha) con las desviaciones aplicadas sobre el radio en función del número de parejas generado

Una vez realizado el método Montecarlo con 10.000 simulaciones un total de 10 veces para cada uno de los grados de tolerancia normalizados en los que existen parejas de diámetros que implican desviaciones superiores al 10% en alguno de los parámetros estudiados (IT11, IT12 e IT13), se obtienen los datos mostrados en la Tabla 5.8 y representados en la Figura 5.27, que se corresponden con el porcentaje de casos válidos. En esta figura también se representa la proporción de casos válidos para el grado de tolerancia IT10, del 100%, mientras que los grados de tolerancia con desviaciones inferiores de las dimensiones estudiadas no se muestran en la figura por ser, lógicamente, también iguales al 100%.

Grado de tolerancia	Ensayos válidos (%)	Intervalo de confianza (95%)
IT10	100,0%	-
IT11	99,2%	0,09%
IT12	77,0%	0,38%
IT13	53,6%	0,48%

Tabla 5.8. Porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los radios

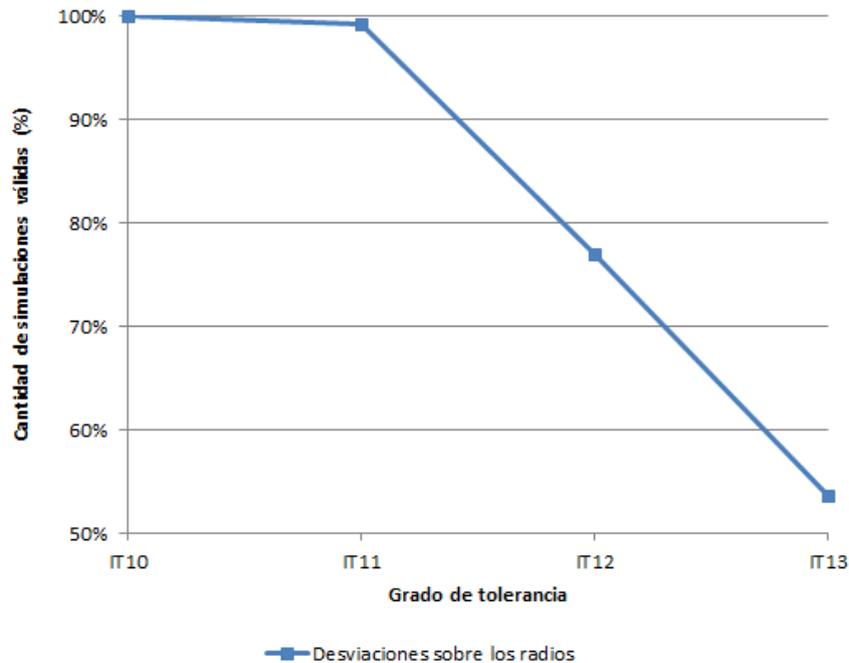


Figura 5.27. Porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los radios

Como se puede observar, pasar de un grado de tolerancia a otro superior a partir del IT11 genera una importante disminución del número de casos válidos. Para el grado de tolerancia IT13, poco más de la mitad de las combinaciones de diámetros generadas son válidas, mientras que para desviaciones de las dimensiones superiores parece lógico afirmar que el porcentaje de combinaciones válidas seguirá disminuyendo de forma notable.

## 5.2.2 – Análisis del efecto de las desviaciones aplicadas sobre el diámetro

Aplicar las desviaciones sobre el diámetro y no sobre el radio reduce la diferencia entre los diámetros límite y el nominal para cada grado de tolerancia normalizado (IT). Teniendo en cuenta el Apartado 5.2.1, para el presente apartado se asume que diferentes casos con distintas condiciones de contorno también presentan la misma tendencia al aumentar los grados de tolerancia normalizados, por lo que para el presente apartado se trabajará también únicamente con las condiciones de contorno del Caso A, asumiéndose un comportamiento similar para el resto de casos.

En la Figura 5.28 se muestran en color verde las líneas que delimitan los diámetros límite de la garganta ( $D_g$ ) y de la salida ( $D_s$ ) de la tobera convergente-divergente para los grados de tolerancia normalizados IT4, IT8, IT10, IT11, IT12, IT13 e IT14, mientras que los puntos rojos señalan los puntos de los que se han realizado las simulaciones del Apartado 5.2.1, descritos en la Tabla 5.7, y el punto azul indica los valores de  $D_g$  y  $D_s$  sin desviaciones.

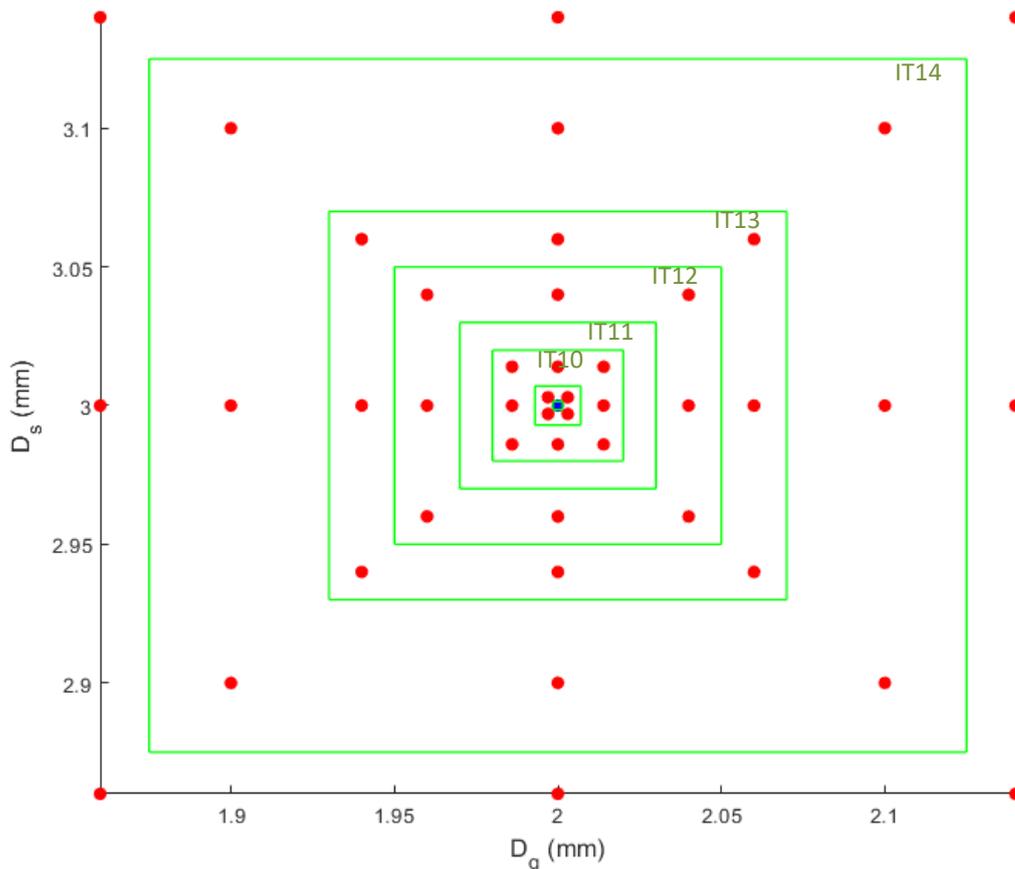


Figura 5.28. Límites para los grados de tolerancia normalizados IT4, IT8, IT10, IT11, IT12, IT13 e IT14 aplicados a los diámetros

Teniendo en cuenta la Figura 5.28, se toman como válidas las gráficas y los mapas de contorno mostrados en las Figuras 5.12, 5.13, 5.14, 5.15, 5.16 y 5.17. No ha sido posible ampliarlas hasta las desviaciones límites del grado de tolerancia normalizado IT15 aplicadas a los diámetros debido a

divergencias en el cálculo de las simulaciones causadas por la aparición de condensación para los valores de  $D_g$  y  $D_s$  límites. De esta forma, teniendo en cuenta variaciones máximas del 10% tomadas como aceptables para los valores de gasto másico primario ( $\dot{m}_p$ ), gasto másico secundario ( $\dot{m}_s$ ) y ratio de arrastre ( $\omega$ ) con respecto a la geometría sin desviaciones, se muestran las Figuras 5.29, 5.30 y 5.31, en las que el criterio de colores es idéntico al de sus figuras análogas en el Apartado 5.2.1.

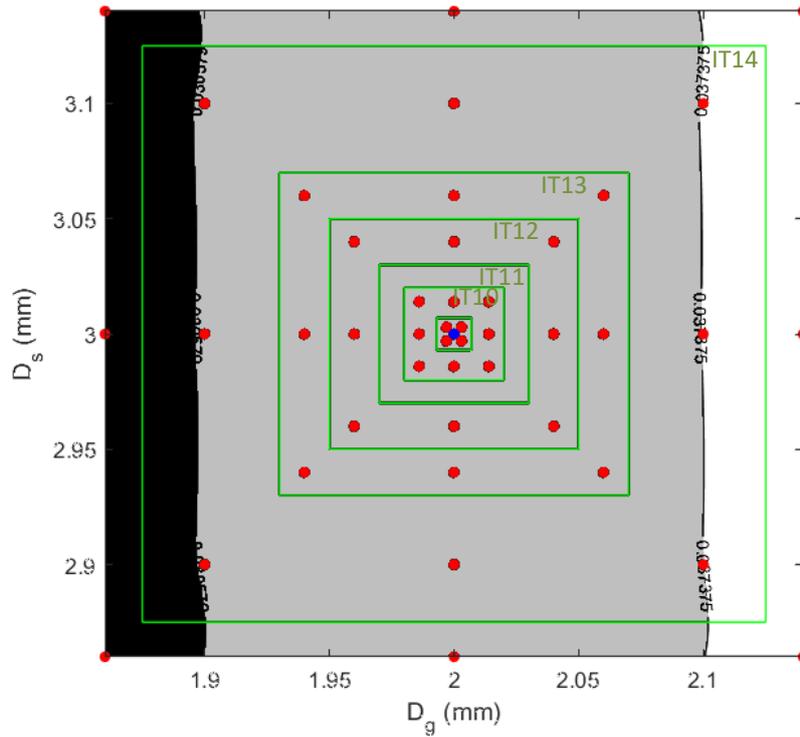


Figura 5.29. Mapa de contornos del 10% de variación del gasto másico primario ( $\dot{m}_p$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$  con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones

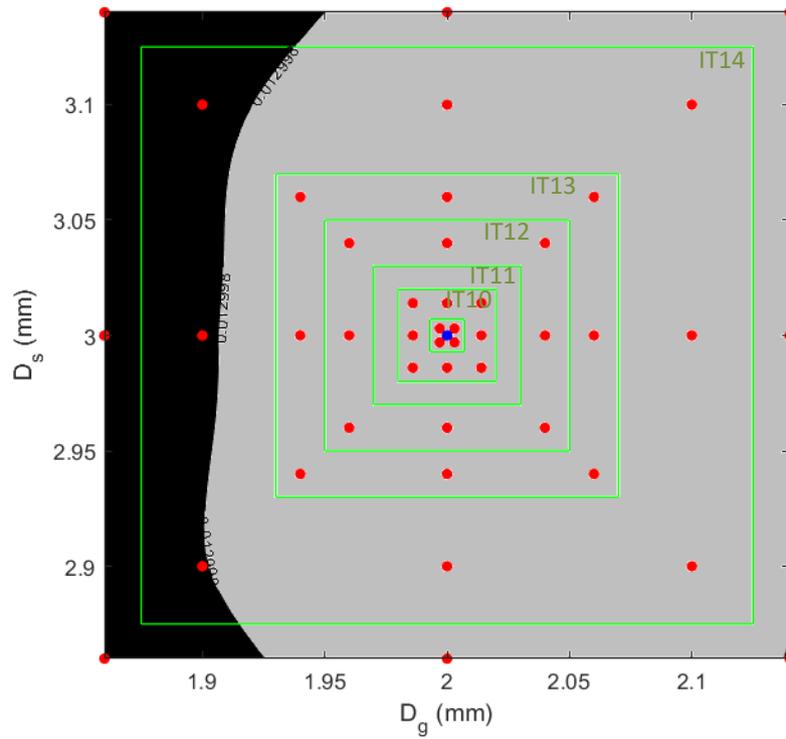


Figura 5.30. Mapa de contornos del 10% de variación del gasto másico secundario ( $\dot{m}_s$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$  con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones

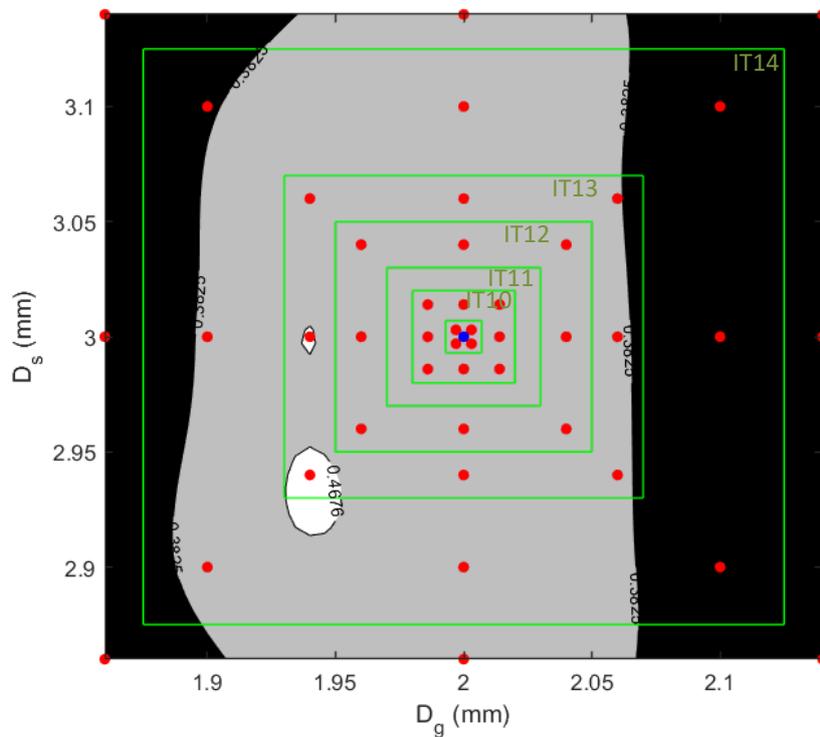


Figura 5.31. Mapa de contornos del 10% de variación del ratio de arrastre ( $\omega$ ) en función de  $D_g$  y  $D_s$  con las desviaciones aplicadas sobre el radio con respecto a la geometría sin desviaciones

En este caso, los grados de tolerancia normalizados para los cuales se exceden variaciones del 10% son el IT14 para el gasto másico primario y para el gasto másico secundario, y el IT13 y el IT14 para el caso del ratio de arrastre. Tanto para el caso del IT13 como para el IT14 se ha realizado el método Montecarlo en 10 ocasiones, cada una de ellas generando 10.000 parejas aleatorias, al igual que en el Apartado 5.2.1. De esta forma se obtienen la Tabla 5.9 y la Figura 5.32, que se corresponden con el porcentaje de casos válidos.

Grado de tolerancia	Ensayos válidos (%)	Intervalo de confianza (95%)
IT10	100,0%	-
IT11	100,0%	-
IT12	100,0%	-
IT13	94,0%	0,16%
IT14	61,0%	0,37%

Tabla 5.9. Porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los diámetros

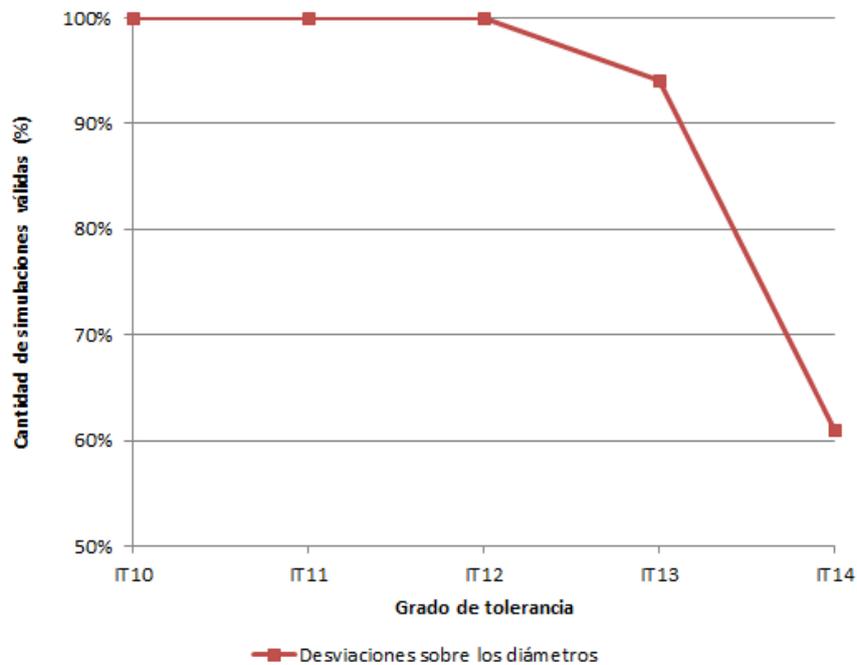


Figura 5.32. Porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los diámetros

En este caso, se observa una gran disminución de casos válidos entre los grados de tolerancia normalizados IT13 e IT14. Teniendo en cuenta las tendencias, se puede afirmar que desviaciones superiores de los diámetros de garganta y de salida de la tobera convergente-divergente continuarán generando una brusca disminución del porcentaje de combinaciones válidas.

### 5.2.3 – Comparación entre casos

Comparando el porcentaje de combinaciones de  $D_g$  y  $D_s$  válidas para las desviaciones correspondientes a los grados de tolerancia normalizados aplicados sobre el radio y sobre el diámetro se han obtenido la Tabla 5.10 y la Figura 5.33.

Grado de tolerancia	Ensayos válidos con desviaciones aplicadas sobre los radios (%)	Ensayos válidos con desviaciones aplicadas sobre los diámetros (%)
IT10	100,0%	100,0%
IT11	99,2%	100,0%
IT12	77,0%	100,0%
IT13	53,6%	94,0%
IT14	-	61,0%

Tabla 5.10. Comparación entre el porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los radios y sobre los diámetros

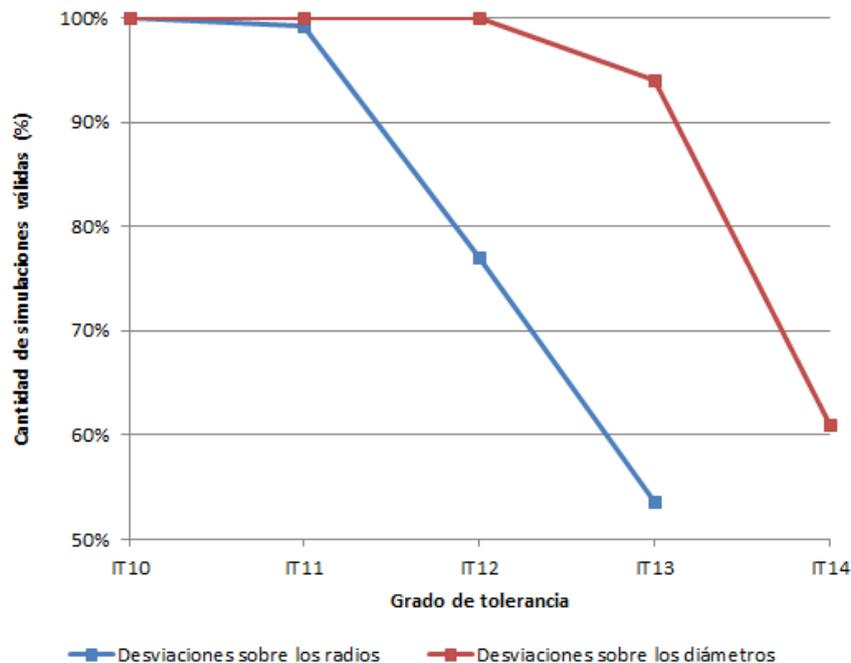


Figura 5.33. Comparación entre el porcentaje de ensayos válidos para diferentes grados de tolerancia normalizados (IT) con las desviaciones aplicadas sobre los radios y sobre los diámetros

Como era de esperar, se observa que aplicar las desviaciones de los grados de tolerancia normalizados sobre los diámetros en lugar de hacerlo sobre los radios ocasiona que, para un mismo grado de tolerancia normalizado, el porcentaje de combinaciones de diámetros válidos sea notablemente superior una vez la cantidad de parejas no válidas comienza a tomar valores significativos. Además, las parejas no válidas comienzan a aparecer para un grado de tolerancia normalizado más bajo cuando las desviaciones se aplican sobre los radios.



## APARTADO 6 – Conclusiones y desarrollos futuros

A lo largo del presente proyecto se ha realizado primero una validación del procedimiento de simulación previamente establecido en el software CFD y posteriormente un análisis del efecto de las desviaciones de fabricación en las dimensiones de la garganta y de la salida de la tobera convergente-divergente sobre los parámetros de funcionamiento del eyector y el comportamiento del flujo en su interior. Por último, se ha realizado un método Montecarlo que ha permitido conocer qué porcentaje de eyectores serían descartados de acuerdo a unos parámetros de calidad establecidos para cada uno de los grados de tolerancia normalizados (IT) estudiados aplicando las desviaciones de la garganta y la salida de la tobera convergente-divergente a los radios y a los diámetros.

### 6.1 – Conclusiones del proceso de validación

El procedimiento de simulación establecido, para el que se ha utilizado el método de resolución *Pressure-Based*, el modelo de turbulencia *SST  $k - \omega$*  y un modelo de gas real, y para el que el número de elementos del mallado ha sido reducido y no se ha prestado una especial atención al tratamiento de la capa límite, ha presentado tiempos de cálculo de alrededor de 12 horas por simulación.

Los errores obtenidos en valor absoluto en las simulaciones con respecto a los resultados obtenidos experimentalmente han oscilado entre el 0,5% y el 5,5%. Es decir, los errores resultantes han sido notablemente bajos en comparación con los obtenidos en validaciones de otros autores [16], [17], [21].

### 6.2 – Conclusiones del análisis del efecto de las desviaciones

La primera conclusión que se obtiene al observar el ratio de arrastre ( $\omega$ ) en función de los diámetros de la garganta ( $D_g$ ) y de la salida ( $D_s$ ) de la tobera convergente-divergente es que este no alcanza su máximo para los valores sin desviaciones cuando ocurren las condiciones de contorno del Caso A, lo que indica que la geometría no está optimizada para tales condiciones.

Se observa que para variaciones pequeñas de las dimensiones, los efectos sobre el comportamiento del flujo y sobre los parámetros del comportamiento de los eyectores estudiados son notables.

Tras la realización de los métodos Montecarlo, el resultado muestra que aplicar las desviaciones a los diámetros en lugar de a los radios permite trabajar con grados de tolerancia normalizados (IT) superiores para un mismo porcentaje de ensayos válidos. El efecto de este hecho es muy notable.

Por otro lado, ya sea con las desviaciones aplicadas a los radios o a los diámetros, las gráficas de los porcentajes de ensayos válidos tienen una forma similar. Hasta un determinado IT, todos los ensayos son válidos. A partir de ese momento, existe una pequeña caída hasta el grado de tolerancia normalizado inmediatamente superior. Si se sigue aumentando, la caída del porcentaje de ensayos válidos se vuelve muy brusca debido al aumento exponencial de las desviaciones. Será decisión futura establecer el proceso de fabricación teniendo en cuenta los costes de asumir mayores o menores grados de tolerancia normalizados (IT) durante el proceso y el coste y la proporción de eyectores descartados.

### **6.3 – Desarrollos futuros**

Tras la elaboración del presente proyecto, quedan abiertas algunas vías que permitirán ampliar el conocimiento sobre los eyectores y los fenómenos que ocurren en su interior, sobre su proceso de simulación en software CFD y sobre su aplicación a sistemas de refrigeración.

- Realizar las simulaciones utilizando otros modelos de turbulencia y otras consideraciones con el fin de reducir los errores con respecto a datos experimentales y/o el coste computacional.
- Contrastar los valores obtenidos en las simulaciones y en la posterior interpolación para la representación de los mapas de contorno mediante maquetas experimentales reales.
- Realizar simulaciones en las que la condensación de fluido refrigerante en el interior del eyector esté contemplada para poder ampliar los límites de los mapas de contorno.
- Ampliar el estudio realizado sobre el análisis del efecto de las desviaciones para más condiciones de contorno y diferentes geometrías.
- Ampliar las dimensiones sobre las que estudiar el efecto a otras que también tengan gran peso en las prestaciones del eyector, tales como la posición de salida de la tobera, el ángulo de la cámara de mezcla, el área de la sección constante de la cámara de mezcla, etc.
- Realizar estudios similares utilizando fluidos refrigerantes de bajo impacto ambiental y realizando las modificaciones oportunas.

# **PRESUPUESTO**



## APARTADO 1 – Metodología de cálculo

Para una mayor simplicidad, el presupuesto necesario para la realización del presente proyecto se ha descompuesto en los presupuestos parciales de las cuatro actividades realizadas durante la elaboración del proyecto:

- **Búsqueda de información:** Dentro de esta actividad se engloban la recopilación de información sobre el funcionamiento de los eyectores y de los ciclos de refrigeración por eyección, de la normativa sobre desviaciones en la fabricación y del método Montecarlo, y la consulta de manuales sobre el funcionamiento de ANSYS Workbench y ANSYS Fluent y las diferentes opciones que ofrecen.
- **Validación del modelo:** Esta actividad implica todo lo referente al proceso de trabajo con el software CFD para el proceso de validación: pre-procesado, resolución y cálculo, y post-procesado.
- **Análisis del efecto de las desviaciones:** Dentro de esta actividad se incluye todo lo relacionado con el proceso de trabajo con el software CFD para el proceso del análisis del efecto de las desviaciones y el posterior tratamiento de los datos mediante Matlab para la generación de los mapas de contorno y la realización y ejecución de las funciones que permiten generar las parejas de diámetros de forma aleatoria y comprobar si cumplen las condiciones para ser determinadas como válidas.
- **Redacción de la memoria:** Esta actividad se refiere a la elaboración del presente documento.

Para la realización de todas las actividades descritas anteriormente se ha contado con los siguientes recursos:

- **Ingeniero:** Se estima un coste de 30 €/hora. El ingeniero se encarga de la realización de las actividades indicadas anteriormente.
- **Ordenador portátil:** Se estima un coste de 0,07 €/hora. El ordenador portátil ha sido el utilizado para la realización de las actividades del presente proyecto.
- **Licencias de los programas empleados:** Se estima un coste de 0 €. Esto se debe a que la Universitat Politècnica de València (UPV) proporciona a sus estudiantes acceso gratuito al paquete Matlab R2018a, y a que el programa ANSYS 19.2 tiene una versión para estudiantes gratuita para la cual no se pueden superar en ningún momento las 512.000 celdas, algo que no ha supuesto ningún inconveniente para el presente proyecto.
- **Coste de operación del clúster de cálculo científico *Rigel*:** Su coste es de 0,16 €/hora para cada nodo según el Área de Sistemas de Información y Comunicaciones (ASIC) de la UPV para las unidades Fujitsu Server PRIMERGY BX920 S3 Dual Socket Server Blade. Se debe tener en

cuenta que cada caso se lanza en un nodo y que su proceso de cálculo tarda alrededor de 12 horas en completarse. Se han ejecutado 7 casos válidos y 12 casos no válidos durante la actividad “Validación del modelo” y 59 casos válidos y 10 casos no válidos durante la actividad “Análisis del efecto de las desviaciones”.

## APARTADO 2 – Desglose de costes

El coste de cada uno de los recursos para cada una de las actividades en las que se ha dividido el presupuesto se muestra en las Tablas P.1, P.2, P.3 y P.4:

<b>Búsqueda de información</b>			
<b>Recurso</b>	<b>Tiempo (h)</b>	<b>Coste/hora (€/h)</b>	<b>Coste (€)</b>
Ingeniero	90	30	2.700,00 €
Ordenador	90	0,07	6,30 €
Clúster de cálculo <i>Rigel</i>	0	0,16	0 €
<b>COSTE TOTAL</b>			<b>2.706,30 €</b>

*Tabla P.1. Coste por recursos de la actividad “Búsqueda de información”*

<b>Validación del modelo</b>			
<b>Recurso</b>	<b>Tiempo (h)</b>	<b>Coste/hora (€/h)</b>	<b>Coste (€)</b>
Ingeniero	35	30	1.050,00 €
Ordenador	35	0,07	2,45 €
Clúster de cálculo <i>Rigel</i>	228	0,16	36,48 €
<b>COSTE TOTAL</b>			<b>1.088,93 €</b>

*Tabla P.2. Coste por recursos de la actividad “Validación del modelo”*

<b>Análisis del efecto de las desviaciones</b>			
<b>Recurso</b>	<b>Tiempo (h)</b>	<b>Coste/hora (€/h)</b>	<b>Coste (€)</b>
Ingeniero	80	30	2.400 €
Ordenador	80	0,07	5,60 €
Clúster de cálculo <i>Rigel</i>	828	0,16	132,48 €
<b>COSTE TOTAL</b>			<b>2.538,08 €</b>

*Tabla P.3. Coste por recursos de la actividad “Análisis del efecto de las desviaciones”*

<b>Redacción de la memoria</b>			
<b>Recurso</b>	<b>Tiempo (h)</b>	<b>Coste/hora (€/h)</b>	<b>Coste (€)</b>
Ingeniero	150	30	4.500,00 €
Ordenador	150	0,07	10,50 €
Clúster de cálculo <i>Rigel</i>	0	0,16	0 €
<b>COSTE TOTAL</b>			<b>4.510,50 €</b>

*Tabla P.4. Coste por recursos de la actividad “Redacción de la memoria”*



### APARTADO 3 – Presupuesto global

La obtención del presupuesto global, indicado en la tabla P.5, no requiere más que la suma de los presupuestos parciales de cada una de las actividades. El coste del presente proyecto asciende a 10.843,81 €.

Actividad	Coste (€)
Búsqueda de información	2.706,30 €
Validación del modelo	1.088,93 €
Análisis del efecto de las desviaciones	2.538,08 €
Redacción de la memoria	4.510,50 €
<b>PRESUPUESTO GLOBAL</b>	<b>10.843,81 €</b>

Tabla P.5. Presupuesto global del proyecto

#### 3.1 – Coste desglosado por recursos

El coste del proyecto desglosado según los recursos se muestra en la Tabla P.6, en la que se aprecia que la mayor cantidad del coste del presente proyecto se debe al ingeniero.

Coste desglosado por recursos			
Recurso	Tiempo (h)	Coste/hora (€/h)	Coste (€)
Ingeniero	355	30	10.650,00 €
Ordenador	355	0,07	24,85 €
Clúster de cálculo <i>Rigel</i>	1.056	0,16	168,96 €
<b>COSTE TOTAL</b>			<b>10.843,81 €</b>

Tabla P.6. Coste por recursos del proyecto



# BIBLIOGRAFÍA



## BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. J. Meyer, T. M. Harms, and R. T. Dobson, "Steam jet ejector cooling powered by waste or solar heat," *Renew. Energy*, 2009.
- [2] N. Bilir Sag, H. K. Ersoy, A. Hepbasli, and H. S. Halkaci, "Energetic and exergetic comparison of basic and ejector expander refrigeration systems operating under the same external conditions and cooling capacities," *Energy Convers. Manag.*, 2015.
- [3] F. Payri González and J. M. Desantes Fernández, *Motores de combustión interna alternativos*. Universitat Politècnica de València, 2011.
- [4] R. Novella, V. Dolz, J. Martín, and L. Royo-Pascual, "Thermodynamic analysis of an absorption refrigeration system used to cool down the intake air in an Internal Combustion Engine," *Appl. Therm. Eng.*, 2017.
- [5] Z. Wang, H. Liu, and R. D. Reitz, "Knocking combustion in spark-ignition engines," *Progress in Energy and Combustion Science*. 2017.
- [6] J. Chen, S. Jarall, H. Havtun, and B. Palm, "A review on versatile ejector applications in refrigeration systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 49. pp. 67–90, 2015.
- [7] Universitat Politècnica de València (UPV), "Página web de la Universitat Politècnica de València (UPV)," 2012. [Online]. Available: <http://www.upv.es/entidades/DMMT/infoweb/dmmt/info/494753normalc.html>.
- [8] CMT-Motores Térmicos, "Página web del CMT-Motores Térmicos." [Online]. Available: <https://www.cmt.upv.es/>.
- [9] A. Ponce Mora, "TFM. Optimización de la geometría de un eyector para ciclos de refrigeración," Universitat Politècnica de València (UPV). Director: Dolz Ruiz, Vicente, 2017.
- [10] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Termodinámica*, 8ª Edición. McGraw-Hill, 2015.
- [11] Departamento de Máquinas y Motores Térmicos, *Apuntes de la asignatura Ampliación de Energía y Máquinas Térmicas*. Responsable de la asignatura: Miró Herrero, Rafael, 2019.
- [12] A. Crespo Martínez, *Mecánica de fluidos*, 4ª Edición. Paraninfo, 2010.
- [13] G. Besagni, R. Mereu, and F. Inzoli, "Ejector refrigeration: A comprehensive review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016.
- [14] J. Galindo, V. Dolz, A. Tiseira, and A. Ponce-Mora, "Thermodynamic analysis and optimization of a jet ejector refrigeration cycle used to cool down the intake air in an IC engine," *Int. J. Refrig.*, vol. 103, pp. 253–263, 2019.
- [15] J. Chen, H. Havtun, and B. Palm, "Investigation of ejectors in refrigeration system: Optimum performance evaluation and ejector area ratios perspectives," *Appl. Therm. Eng.*, 2014.
- [16] S. Croquer, S. Poncet, and Z. Aidoun, "Turbulence modeling of a single-phase R134a supersonic ejector. Part 1: Numerical benchmark," *Int. J. Refrig.*, 2016.

- [17] N. Ruangtrakoon, T. Thongtip, S. Aphornratana, and T. Sriveerakul, "CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle," *Int. J. Therm. Sci.*, 2013.
- [18] J. García Del Valle, J. M. Saíz Jabardo, F. Castro Ruiz, and J. F. San José Alonso, "An experimental investigation of a R-134a ejector refrigeration system," *Int. J. Refrig.*, vol. 46, pp. 105–113, 2014.
- [19] AENOR, *Norma UNE-EN 20286-1:1996*. 1996.
- [20] H. K. . Versteeg and W. . Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. 2007.
- [21] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, and K. Chunnanond, "Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results," *Int. J. Therm. Sci.*, 2007.
- [22] C. Li and Y. Z. Li, "Investigation of entrainment behavior and characteristics of gas-liquid ejectors based on CFD simulation," *Chem. Eng. Sci.*, 2011.
- [23] A. Hakkaki-Fard, Z. Aidoun, and M. Ouzzane, "A computational methodology for ejector design and performance maximisation," *Energy Convers. Manag.*, 2015.
- [24] ANSYS Academic Research, "ANSYS Fluent Theory Guide," in *ANSYS Help System*, 2018.
- [25] M. T. Zegenhagen and F. Ziegler, "Experimental investigation of the characteristics of a jet-ejector and a jet-ejector cooling system operating with R134a as a refrigerant," *Int. J. Refrig.*, 2015.
- [26] A. Selvaraju and A. Mani, "Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system," *Int. J. Refrig.*, vol. 29, no. 7, pp. 1160–1166, 2006.
- [27] Gas Servei, "Ficha técnica del refrigerante R-134a." [Online]. Available: [https://www.gas-servei.com/images/Ficha\\_tecnica\\_R134A.pdf](https://www.gas-servei.com/images/Ficha_tecnica_R134A.pdf).
- [28] Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), "Cuarto Informe de Evaluación (CIE)," 2008.
- [29] Unión Europea (UE), *F-Gas Regulation 842/2006*. 2006.
- [30] Unión Europea (UE), *F-Gas Regulation 517/2014*. 2014.
- [31] P. Reasor, V. Aute, and R. Radermacher, "Refrigerant R1234yf Performance Comparison Investigation," *Int. Refrig. Air Cond. Conf. Purdue*, 2010.
- [32] Y. Lee and D. Jung, "A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications," *Appl. Therm. Eng.*, 2012.
- [33] J. K. Vaghela, "Comparative Evaluation of an Automobile Air - Conditioning System Using R134a and Its Alternative Refrigerants," in *Energy Procedia*, 2017.
- [34] I. W. Eames, S. Aphornratana, and H. Haider, "A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator," *Int. J. Refrig.*, 1995.

- [35] R. J. Moffat, "Describing the uncertainties in experimental results," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, 1988.
- [36] Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, P. Desevaux, and Y. Mercadier, "Numerical and experimental investigations on supersonic ejectors," *Int. J. Heat Fluid Flow*, 2005.



**ANEXOS**



## ANEXO A – Resultados de las simulaciones para $D_g$ y $D_s$ de la Tabla 5.7

Con la realización de las simulaciones para las parejas del diámetro de garganta ( $D_g$ ) y el diámetro de salida ( $D_s$ ) de la tobera convergente-divergente indicadas en la Tabla 5.7 de la Memoria, se han obtenido los resultados mostrados en la Tabla A.1, que han servido para la elaboración de las gráficas y los mapas de contornos de las Figuras 5.12, 5.13, 5.14, 5.15, 5.16 y 5.17.

	$D_g$ (mm)	$D_s$ (mm)	$\dot{m}_p$ (kg/s)	$\dot{m}_s$ (kg/s)	$\omega$ (-)
<b>Sin desviaciones</b>	2	3	$3,3977 \cdot 10^{-2}$	$1,4442 \cdot 10^{-2}$	0,425
<b>IT4</b>	1,997	2,997	$3,3876 \cdot 10^{-2}$	$1,4473 \cdot 10^{-2}$	0,427
	1,997	3,003	$3,3878 \cdot 10^{-2}$	$1,4466 \cdot 10^{-2}$	0,427
	2,003	2,997	$3,4077 \cdot 10^{-2}$	$1,4417 \cdot 10^{-2}$	0,423
	2,003	3,003	$3,4078 \cdot 10^{-2}$	$1,4411 \cdot 10^{-2}$	0,423
<b>IT8</b>	1,986	2,986	$3,3507 \cdot 10^{-2}$	$1,4588 \cdot 10^{-2}$	0,435
	1,986	3	$3,3511 \cdot 10^{-2}$	$1,4568 \cdot 10^{-2}$	0,435
	1,986	3,014	$3,3514 \cdot 10^{-2}$	$1,4546 \cdot 10^{-2}$	0,434
	2	2,986	$3,3974 \cdot 10^{-2}$	$1,4455 \cdot 10^{-2}$	0,425
	2	3,014	$3,3981 \cdot 10^{-2}$	$1,4423 \cdot 10^{-2}$	0,424
	2,014	2,986	$3,4443 \cdot 10^{-2}$	$1,4320 \cdot 10^{-2}$	0,416
	2,014	3	$3,4447 \cdot 10^{-2}$	$1,4310 \cdot 10^{-2}$	0,415
<b>IT10</b>	2,014	3,014	$3,4450 \cdot 10^{-2}$	$1,4296 \cdot 10^{-2}$	0,415
	1,96	2,96	$3,2643 \cdot 10^{-2}$	$1,4859 \cdot 10^{-2}$	0,455
	1,96	3	$3,2652 \cdot 10^{-2}$	$1,4803 \cdot 10^{-2}$	0,453
	1,96	3,04	$3,2662 \cdot 10^{-2}$	$1,4744 \cdot 10^{-2}$	0,451
	2	2,96	$3,3967 \cdot 10^{-2}$	$1,4473 \cdot 10^{-2}$	0,426
	2	3,04	$3,3987 \cdot 10^{-2}$	$1,4381 \cdot 10^{-2}$	0,423
	2,04	2,96	$3,5317 \cdot 10^{-2}$	$1,4080 \cdot 10^{-2}$	0,399
<b>IT11</b>	2,04	3	$3,5328 \cdot 10^{-2}$	$1,4064 \cdot 10^{-2}$	0,398
	2,04	3,04	$3,5338 \cdot 10^{-2}$	$1,4028 \cdot 10^{-2}$	0,397
	1,94	2,94	$3,1985 \cdot 10^{-2}$	$1,5070 \cdot 10^{-2}$	0,471
	1,94	3	$3,2000 \cdot 10^{-2}$	$1,4994 \cdot 10^{-2}$	0,469
	1,94	3,06	$3,2013 \cdot 10^{-2}$	$1,4899 \cdot 10^{-2}$	0,465
	2	2,94	$3,3962 \cdot 10^{-2}$	$1,4483 \cdot 10^{-2}$	0,426
	2	3,06	$3,3992 \cdot 10^{-2}$	$1,4346 \cdot 10^{-2}$	0,422
<b>IT12</b>	2,06	2,94	$3,5996 \cdot 10^{-2}$	$1,3906 \cdot 10^{-2}$	0,386
	2,06	3	$3,6012 \cdot 10^{-2}$	$1,3891 \cdot 10^{-2}$	0,386
	2,06	3,06	$3,6027 \cdot 10^{-2}$	$1,3825 \cdot 10^{-2}$	0,384
	1,9	2,9	$3,0690 \cdot 10^{-2}$	$1,2808 \cdot 10^{-2}$	0,417
	1,9	3	$3,0713 \cdot 10^{-2}$	$1,2286 \cdot 10^{-2}$	0,400
	1,9	3,1	$3,0735 \cdot 10^{-2}$	$1,1365 \cdot 10^{-2}$	0,370
	2	2,9	$3,3952 \cdot 10^{-2}$	$1,4489 \cdot 10^{-2}$	0,427
<b>IT12</b>	2	3,1	$3,4001 \cdot 10^{-2}$	$1,4279 \cdot 10^{-2}$	0,420
	2,1	2,9	$3,7372 \cdot 10^{-2}$	$1,3471 \cdot 10^{-2}$	0,360
	2,1	3	$3,7400 \cdot 10^{-2}$	$1,3521 \cdot 10^{-2}$	0,362
	2,1	3,1	$3,7426 \cdot 10^{-2}$	$1,3429 \cdot 10^{-2}$	0,359

	$D_g$ (mm)	$D_s$ (mm)	$\dot{m}_p$ (kg/s)	$\dot{m}_s$ (kg/s)	$\omega$ (-)
<b>IT13</b>	1,86	2,86	$2,9421 \cdot 10^{-2}$	$7,4933 \cdot 10^{-3}$	0,255
	1,86	3	$2,9453 \cdot 10^{-2}$	$6,7126 \cdot 10^{-3}$	0,228
	1,86	3,14	$2,9481 \cdot 10^{-2}$	$5,6041 \cdot 10^{-3}$	0,190
	2	2,86	$3,3941 \cdot 10^{-2}$	$1,4494 \cdot 10^{-2}$	0,427
	2	3,14	$3,4010 \cdot 10^{-2}$	$1,4201 \cdot 10^{-2}$	0,418
	2,14	2,86	$3,8772 \cdot 10^{-2}$	$1,2972 \cdot 10^{-2}$	0,335
	2,14	3	$3,8814 \cdot 10^{-2}$	$1,3158 \cdot 10^{-2}$	0,339
	2,14	3,14	$3,8851 \cdot 10^{-2}$	$1,3045 \cdot 10^{-2}$	0,336

Tabla A.1. Resultados obtenidos en las simulaciones de las parejas de  $D_g$  y  $D_s$  indicadas en la Tabla 5.7 de la Memoria

## ANEXO B – Casos límite de las desviaciones de los grados de tolerancia normalizados (IT) aplicadas a los diámetros

Los puntos límite que delimitan las posibles parejas de  $D_g$  y  $D_s$  para los grados de tolerancia normalizados IT4, IT8, IT10, IT11, IT12, IT13 e IT14 se muestran en la Tabla B.1.

	$D_g$ (mm)	$D_s$ (mm)
<b>Sin desviaciones</b>	2	3
<b>IT4</b>	1,9985	2,9985
	1,9985	3,0015
	2,0015	2,9985
	2,0015	3,0015
<b>IT8</b>	1,993	2,993
	1,993	3,007
	2,007	2,993
	2,007	3,007
<b>IT10</b>	1,98	2,98
	1,98	3,02
	2,02	2,98
	2,02	3,02
<b>IT11</b>	1,97	2,97
	1,97	3,03
	2,03	2,97
	2,03	3,03
<b>IT12</b>	1,95	2,95
	1,95	3,05
	2,05	2,95
	2,05	3,05
<b>IT13</b>	1,93	2,93
	1,93	3,07
	2,07	2,93
	2,07	3,07
<b>IT14</b>	1,875	2,875
	1,875	3,125
	2,125	2,875
	2,125	3,125

Tabla B.1. Parejas de  $D_g$  y  $D_s$  que delimitan los grados de tolerancia normalizados IT4, IT8, IT10, IT11, IT12, IT13 e IT14



## ANEXO C – Influencia del número de parejas de $D_g$ y $D_s$ generados en la realización del método Montecarlo

Mediante la realización del método Montecarlo para diferentes cantidades de parejas de  $D_g$  y  $D_s$  generadas (10, 100, 1.000 y 10.000) se han obtenido la Tabla C.1, en la que se indica la cantidad de parejas válidas para cada una de las veces que se ha realizado el método (con las desviaciones aplicadas sobre el radio) y la Tabla C.2, en la que se indican el número medio de parejas válidas, el porcentaje que representan sobre el número de parejas simuladas, y la desviación típica y el intervalo de confianza al 95%. Todo ello ha permitido la realización de la Figura 5.25 de la Memoria.

	Nº sim.	Simulación									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
IT11	10	10	10	10	10	10	10	9	10	10	10
	100	100	100	100	99	99	99	99	100	99	99
	1.000	993	992	993	989	994	989	990	992	995	993
	10.000	9.934	9.915	9.927	9.918	9.929	9.906	9.918	9.916	9.934	9.930
IT12	10	8	10	10	7	8	9	9	10	6	9
	100	76	72	83	71	74	77	68	83	77	80
	1.000	777	757	778	783	769	768	808	776	769	753
	10.000	7.729	7674	7.630	7.705	7.701	7.741	7.766	7.700	7.718	7.677
IT13	10	8	7	6	6	4	4	3	3	6	3
	100	53	58	50	63	59	58	52	55	52	56
	1.000	525	552	547	536	543	543	525	549	520	522
	10.000	5.447	5.381	5.399	5.392	5.303	5.317	5.291	5.369	5.354	5.375

Tabla C.1. Cantidad de parejas de  $D_g$  y  $D_s$  válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados durante la evaluación del efecto del número de parejas generadas

	Número de simulaciones	Media	Media (%)	Desviación típica (%)	Intervalo de confianza al 95% (%)
IT11	10	9,9	99,0%	3,2%	2,0%
	100	99,4	99,4%	0,52%	0,32%
	1.000	992,0	99,2%	0,21%	0,13%
	10.000	9.922,7	99,2%	0,09%	0,06%
IT12	10	8,6	86,0%	13,5%	8,4%
	100	76,1	76,1%	5,0%	3,1%
	1.000	773,8	77,4%	1,5%	0,94%
	10.000	7704,1	77,0%	0,38%	0,24%
IT13	10	5,0	50,0%	18,3%	11,3%
	100	55,6	55,6%	4,0%	2,5%
	1.000	536,2	53,6%	1,2%	0,76%
	10.000	5.362,8	53,6%	0,48%	0,30%

Tabla C.2. Valores medios de la cantidad de parejas de  $D_g$  y  $D_s$  válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados durante la evaluación del efecto del número de parejas generadas



## ANEXO D – Ensayos válidos obtenidos durante la realización de los métodos Montecarlo

En la Tabla D.1 se muestra la cantidad válida de parejas de  $D_g$  y  $D_s$  para cada uno de los métodos Montecarlo realizados con 10.000 parejas generadas las desviaciones aplicadas sobre el radio, mientras que en la Tabla D.2 se observan la media, la desviación típica y el intervalo de confianza al 95%, que han permitido obtener la Tabla 5.8 y la Figura 5.27 de la Memoria.

	Simulación									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>IT10</b>	<i>(Sin simulaciones realizadas)</i>									
<b>IT11</b>	9.934	9.915	9.927	9.918	9.929	9.906	9.918	9.916	9.934	9.930
<b>IT12</b>	7.729	7.674	7.630	7.705	7.701	7.741	7.766	7.700	7.718	7.677
<b>IT13</b>	5.447	5.381	5.399	5.392	5.303	5.317	5.291	5.369	5.354	5.375

Tabla D.1. Cantidad de parejas de  $D_g$  y  $D_s$  válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados con 10.000 parejas generadas y las desviaciones aplicadas sobre el radio

	Media	Media (%)	Desviación típica (%)	Intervalo de confianza al 95% (%)
<b>IT10</b>	10.000	100%	0%	-
<b>IT11</b>	9.922,7	99,2%	0,09%	0,06%
<b>IT12</b>	7.704,1	77,0%	0,38%	0,24%
<b>IT13</b>	5.362,8	53,6%	0,48%	0,30%

Tabla D.2. Valores medios de la cantidad de parejas de  $D_g$  y  $D_s$  válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados con 10.000 parejas generadas y las desviaciones aplicadas sobre el radio

De forma análoga, en las Tablas D.3 y D.4 se muestran estos mismos valores para el caso de las desviaciones aplicadas sobre el diámetro. Estas tablas han permitido obtener la Tabla 5.9 y la Figura 5.32 de la Memoria.

	Simulación									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<b>IT10</b>	<i>(Sin simulaciones realizadas)</i>									
<b>IT11</b>	<i>(Sin simulaciones realizadas)</i>									
<b>IT12</b>	<i>(Sin simulaciones realizadas)</i>									
<b>IT13</b>	9.383	9.444	9.368	9.369	9.394	9.393	9.422	9.430	9.425	9.407
<b>IT14</b>	6.132	5.996	6.189	6.175	6.095	6.089	6.136	6.030	6.096	6.093

Tabla D.3. Cantidad de parejas de  $D_g$  y  $D_s$  válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados con 10.000 parejas generadas y las desviaciones aplicadas sobre el diámetro

	Media	Media (%)	Desviación típica (%)	Intervalo de confianza al 95% (%)
<b>IT10</b>	10.000	100,0%	0%	-
<b>IT11</b>	10.000	100,0%	0%	-
<b>IT12</b>	10.000	100,0%	0%	-
<b>IT13</b>	9.403,5	94,0%	0,26%	0,16%
<b>IT14</b>	6.103,1	61,0%	0,59%	0,37%

Tabla D.4. Valores medios de la cantidad de parejas de  $D_g$  y  $D_s$  válidas para cada uno de los métodos Montecarlo realizados con 10.000 parejas generadas y las desviaciones aplicadas sobre el diámetro