

TRABAJO FIN DE GRADO

OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO DE TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS CON FLUIDO NO IDEAL PARA APLICACIONES DE BOMBA DE CALOR

TRABAJO FIN DE GRADO PARA
LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
GRADUADO EN INGENIERÍA EN
TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

JUNIO 2025

Javier Basagoiti Pérez

DIRECTOR DEL TRABAJO FIN DE GRADO:

**Andrés Sebastián Herrera
Rubén Abbas Cámara**



UNIVERSIDAD
POLITÉCNICA
DE MADRID



OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO DE TURBOCOMPRESORES CENTRÍFUGOS CON FLUIDO NO IDEAL PARA APLICACIONES DE BOMBA DE CALOR

Javier Basagoiti Pérez

Trabajo de Fin de Grado para la obtención del título
Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

Directores:

Andrés Sebastián Herrera
Rubén Abbas Cámara

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales

2025

“La respuesta correcta rara vez es más importante que la pregunta correcta.”

- Kip S. Thorne

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar agradecer a mi familia que siempre creyó en mí.

También agradecer a todos mis amigos que siempre han estado allí para apoyarme en los buenos y malos momentos.

Por último, dar las gracias a Andrés Sebastián Herrera y a Rubén Abbas Cámara, que han podido guiarme en este bonito camino.

RESUMEN EJECUTIVO

El objetivo de este Trabajo de Fin de Grado titulado “Optimización del diseño de turbocompresores centrífugos con fluido no ideal para aplicaciones de bomba de calor” es desarrollar una metodología para el prediseño de turbocompresores centrífugos, usando un código de línea media. Este trabajo se enmarca dentro del proyecto perteneciente al Plan Estatal de Investigación Científica y Técnica y de Innovación AdInCCSol (*Turbomáquinas para ciclos de potencia avanzados*, PID2019-110283RB-C310), que tiene como uno de los objetivos diseñar, fabricar y ensayar micro-turbocompresores eléctricos para aplicaciones de bomba de calor.

Ante la crisis climática actual han surgido tecnologías que pretenden reducir las emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero. Una de estas tecnologías es la bomba de calor, que ha surgido como elemento sustitutivo de las calderas en aplicaciones de baja y media temperatura. Este cambio supondría una reducción considerable de las emisiones debido a que las bombas de calor funcionan mediante energía eléctrica y presentan un rendimiento o COP (*Coefficient of Performance*) que supera valores de la unidad. Una de las maneras de mejorar el COP de las bombas de calor es mediante el estudio de los compresores, elementos necesarios para su funcionamiento. El uso de un turbocompresor centrífugo presenta ventajas frente a un compresor tradicional, como una mayor potencia, un mejor rendimiento isentrópico y mecánico o que no necesite aceite para su funcionamiento.

El objetivo principal de este proyecto es desarrollar una metodología para el diseño de turbocompresores centrífugos. Para ello, se han desarrollado tres objetivos específicos. El primero es encontrar un método de optimización que obtenga los mejores rendimientos y requiera los menores tiempos de simulación. El segundo es reducir las variables de diseño con el fin de simplificar el problema y así reducir aún más los tiempos de simulación. El tercer objetivo es realizar un análisis de sensibilidad de las variables de diseño para ver la influencia de las variables en los resultados finales.

Para este proyecto se ha utilizado un código de línea media desarrollado en Matlab y que usa la librería de RefProp versión 9 desarrollada por NIST (*National Institute of Standards and Technology*) para el cálculo de los estados termodinámicos de los fluidos reales. En los modelos de línea media se calculan los parámetros termodinámicos y variables de flujo para unos puntos discretos de la línea media del compresor, en el plano meridional, llevado a cabo mediante ecuaciones experimentales y desarrollos analíticos basados en la termodinámica y la mecánica de fluidos.

El código utilizado consta de dos bloques, un bloque de análisis, que consiste en la evaluación de las condiciones termodinámicas y del flujo en cada uno de los puntos del compresor y un bloque de diseño, que engloba al de análisis, de forma que se evalúan las geometrías candidatas de la optimización con el bloque de análisis. Para la optimización se necesitan una serie de parámetros de entrada, por una parte la relación de compresión objetivo, que funciona como una restricción para el proceso de optimización, las condiciones de entrada de presión y temperatura, el flujo másico y una serie de variables y restricciones geométricas. A continuación, el proceso de optimización genera una geometría completa dentro de las restricciones y la evalúa utilizando el bloque de análisis. Este proceso se repite de forma iterativa hasta obtener el vector de las variables geométricas que tenga un mayor rendimiento. En este proyecto se profundizará principalmente en el bloque de diseño.

Para el diseño de turbocompresores centrífugos se han utilizado una serie de variables de diseño, mostradas en la Tabla 0.1. Estas variables son las que las funciones de optimización van a modificar para obtener los valores de las mismas que den un mejor rendimiento.

<i>Variable</i>	<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Mínimo</i>	<i>Máximo</i>
D_2	Diámetro de salida del rodete	m	0.01	0.5
D_{1t}/D_2	Relación entre diámetros de entrada y de salida	-	0.40	0.75
D_{1h}/D_{1t}	Relación entre diámetros de eje de punta en la entrada	-	0.25	0.70
$\beta_{1g,mid}$	Ángulo del álabe en la entrada	$^\circ$	20	70
b_2/D_2	Relación entre espesor y diámetro en la salida	-	0.02	0.10
β_{2g}	Ángulo del álabe en la salida	$^\circ$	0	60
Nbf	Número de álaves completos	-	6	22
N	Régimen de giro	rpm	4000	200000

Tabla 0.1: Variables de optimización

Para el diseño se han utilizado 4 métodos de optimización utilizando funciones de Matlab. Estas funciones son *fmincon*, *ga*, *ga+fmincon* y *ps*. *Fmincon* es un *solver* no lineal que se le pueden añadir restricciones no lineales. Esta función realiza iteraciones a partir de un punto de partida buscando minimizar el resultado. El método de *ga* está basado en los procesos de evolución y selección natural, en el que los mejores resultados tienen más probabilidades de pasar sus genes a la siguiente generación. Así se van creando generaciones hasta encontrar la solución. El método de *ga+fmincon* consiste en realizar una optimización con la función de *fmincon* cuyas variables de diseño iniciales son el resultado de haber realizado una simulación con *ga*. Por último, el método de *ps* está basado en el comportamiento colectivo de sistemas naturales, como los bancos de peces. Se van a generar partículas que se van a ir moviendo por el espacio de simulación teniendo en cuenta la solución actual obtenida, su mejor solución obtenida históricamente y la mejor solución obtenida de todo el enjambre. El método de *ps* presenta ventajas sobre los métodos anteriores, como su simplicidad, ya que no hay operadores complejos. Otra ventaja es la cooperación entre soluciones, que conduce a una exploración más eficiente del espacio de búsqueda.

Estos métodos de optimización han sido empleados para el diseño de una serie de turbocompresores centrífugos para seis casos de bombas de calor que utilizan propano e isobutano como fluidos de trabajo. Los datos de estos casos se muestran en la Figura 0.2.

	Caso	T_{in} (K)	P_{in} (bar)	\dot{m} (g/s)	PR (-)	Fluido	ΔT (K)
1	HP-1-Pr	268.15	3.45	21.1	1.8	Propano	28.9
2	HP-2-Pr	283.15	5.51	20.8	1.8	Propano	30.0
3	HP-3-Pr	298.15	8.36	20.6	1.8	Propano	31.5
4	HP-2-Ib	283.15	1.87	19.5	2	Isobutano	26.4
5	HP-3-Ib	298.15	3.02	19.2	2	Isobutano	27.4
6	HP-4-Ib	313.15	4.65	19.1	2	Isobutano	28.7

Tabla 0.2: Parámetros de diseño de los casos de estudio

Para el diseño, se ha optimizado un turbocompresor centrífugo para cada caso de diseño de la Tabla 0.2 utilizando los cuatro métodos de optimización antes mencionados. En la Figura 0.1, se comparan los rendimientos para el caso de HP-2-Ib. Como se puede observar, el método de *ps* es el que obtiene mejores resultados. Esto también va a ocurrir en el resto de casos, por lo que el método de *ps* es el que obtiene mejores rendimientos.

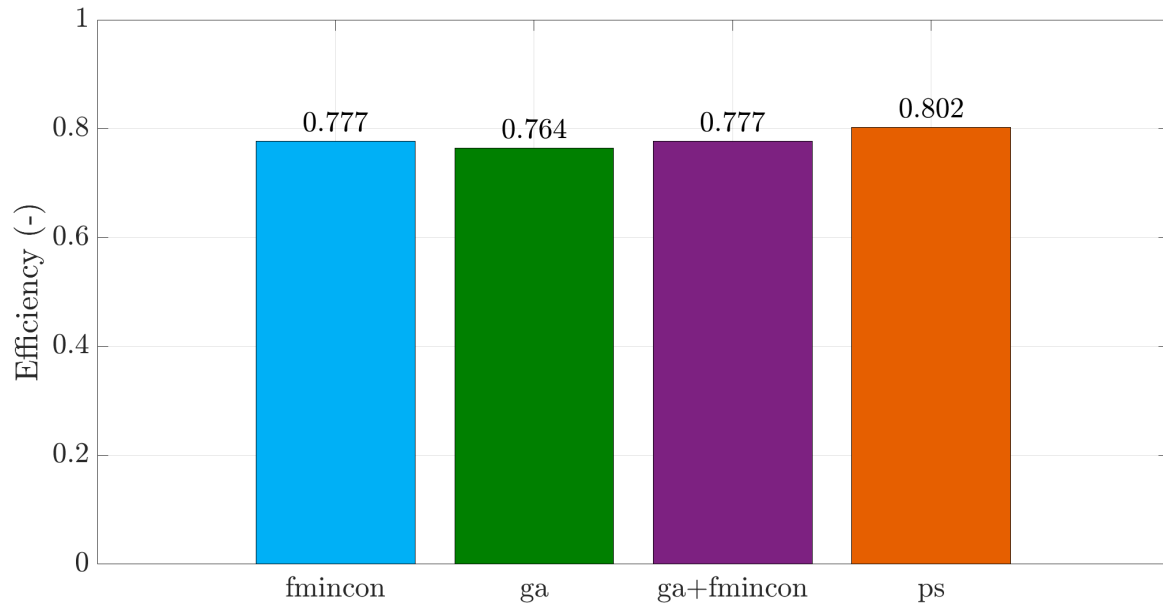


Figura 0.1: Comparativa de rendimientos para el caso de HP-2-Ib

También se ha realizado una comparativa entre los tiempos de simulación de los diferentes métodos para los distintos casos. En la Figura 0.2 se representan los tiempos para los casos de isobutano. El método de *fmincon* es el que presenta menores tiempos de simulación, seguido de *ps*. Los métodos que incluyen a *ga* presentan tiempos excesivamente altos.

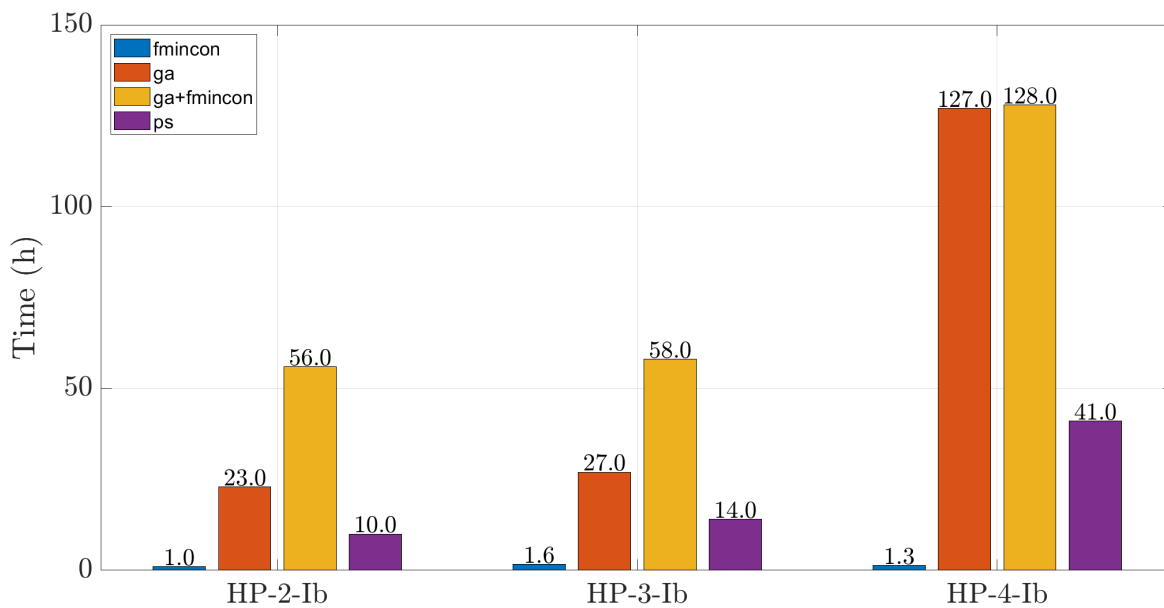


Figura 0.2: Comparativa de tiempos para los casos de isobutano

Tras esto se puede concluir que si se busca el mejor rendimiento con unos tiempos medios de simulación se debe usar el método de *ps*. Por otro lado, si se desea obtener la solución lo más rápido posible, sin importar que se pierda algo de rendimiento, se usaría el método de *fmincon*.

A continuación, se han reducido las variables de diseño. La variable elegida ha sido el número de álabes completos (*Nbf*) ya que existen correlaciones empíricas para obtener este valor. Utilizando una correlación empírica se obtiene un resultado de *Nbf* para todos los casos de 10 álabes.

Habiendo obtenido este valor se han realizado simulaciones en torno a este valor, con valores de Nbf de 9, 10, 11 y 12 álabes. Se han estudiado para los 6 casos utilizando 3 métodos de optimización, $fmincon$, ga y ps . Los resultados obtenidos mediante el método de ps para los casos de isobutano están expuestos en la Figura 0.3

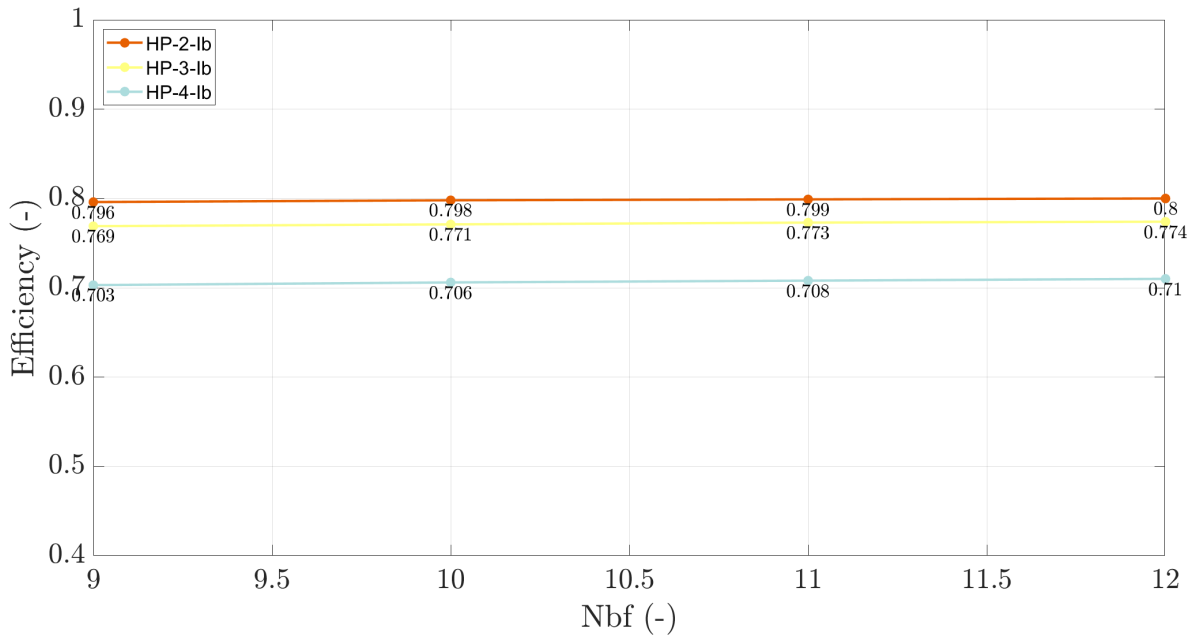


Figura 0.3: Comparativa de rendimientos de los casos de isobutano tras eliminar una variable mediante el método de ps

Se puede observar como el valor del número de álabes no afecta de manera significativa al rendimiento, ya que se obtienen resultados muy similares. También se ha realizado una comparativa en los tiempos de simulación cuando se tienen 7 o 8 variables de diseño (Figura 0.4). De manera general, los tiempos de simulación se reducen considerablemente, salvo el caso de HP-3-Pr que aumenta.

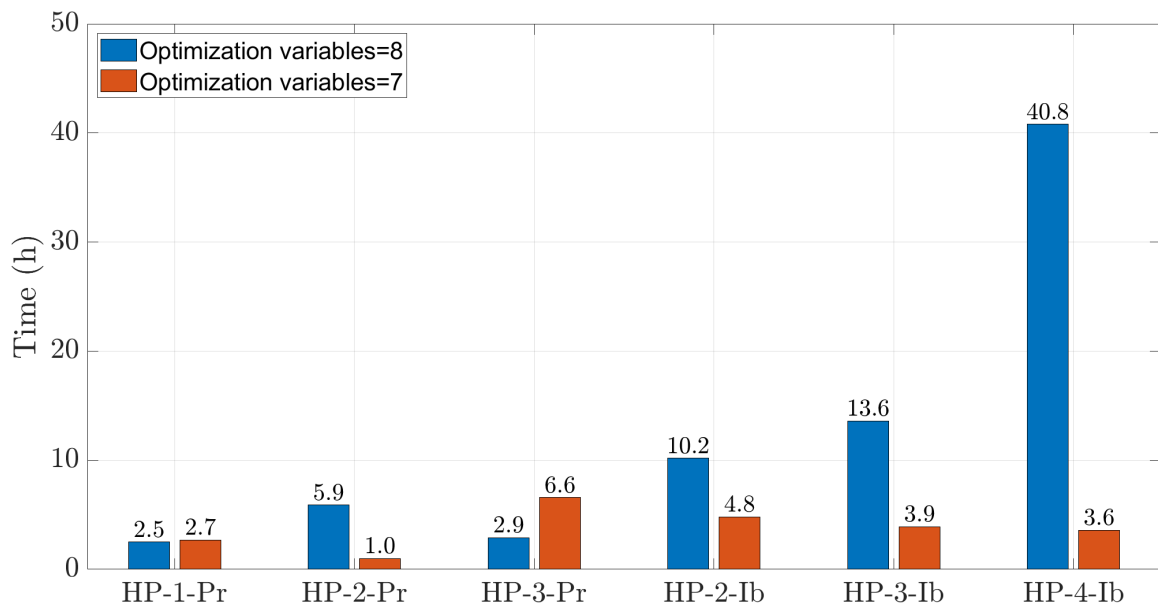


Figura 0.4: Comparativa de tiempos de simulación usando el método de ps

Por último, se ha realizado un análisis de sensibilidad. Para ello se ha utilizado la solución de uno de los casos para un método de optimización determinado. Se ha utilizado los resultados del caso de HP-2-Ib con el método de *ps*. Se ha modificado cada variable de diseño, aumentando o disminuyendo hasta un 30 % de su valor original, manteniendo constantes el resto de variables.

De manera general, las variables de diseño no afectan casi nada a los valores de relación de compresión y rendimiento. Una de las variables que más afecta es el régimen de giro (N), que se muestra en la Figura 0.5. El hecho de que las variables no modifiquen los resultados demuestra la robustez de la solución obtenida.

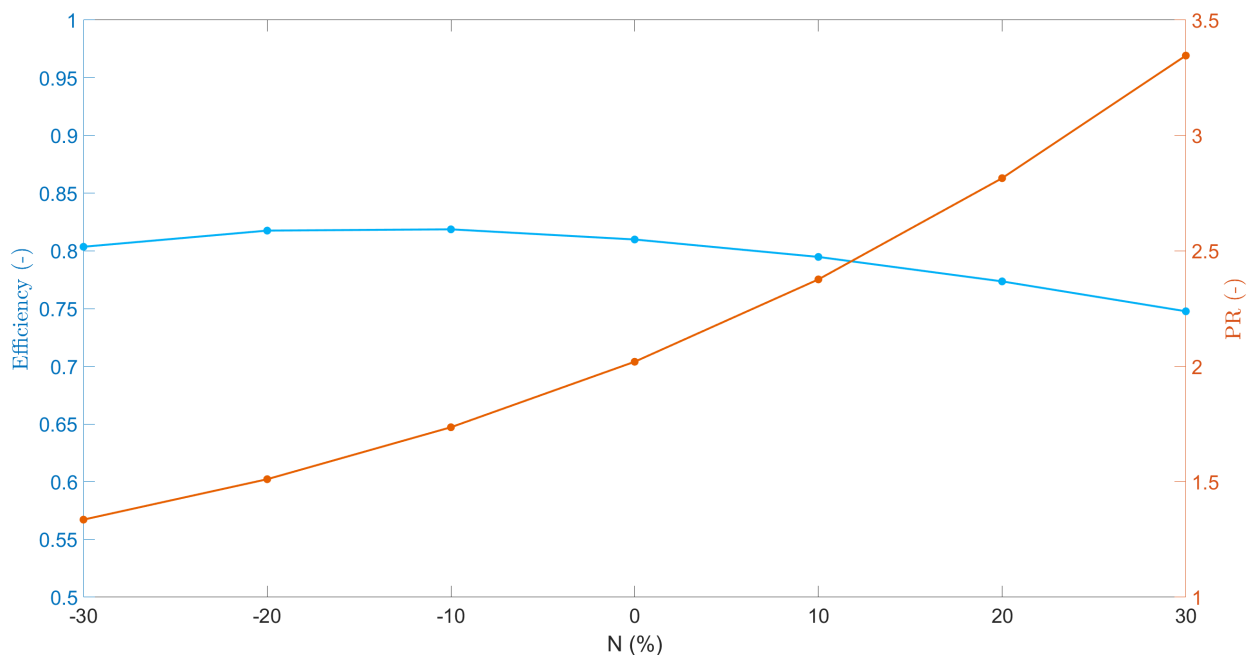


Figura 0.5: Análisis de sensibilidad de la variable N

Como conclusiones se puede afirmar que se ha conseguido obtener una metodología para el diseño de turbocompresores centrífugos. En primer lugar, se ha en contrado el método que obtiene los mejores rendimientos, que es el de *particle swarm*. También se puede afirmar que la reducción del número de álabes ha sido exitosa, reduciendo considerablemente los tiempos de simulación sin afectar prácticamente al rendimiento y simplificando el problema. Por último, el análisis de sensibilidad demuestra la robustez de la solución obtenida.

Como líneas futuras, se propone el estudio tridimensional utilizando herramientas de CFD, para verificar los resultados obtenidos. También se propone la fabricación de un compresor para su estudio en una bomba de calor real. Otra línea futura puede ser la mejora del código, añadiendo el funcionamiento del turbocompresor centrífugo fuera de las condiciones de diseño.

Palabras clave: Turbocompresor centrífugo, *Mean Line*, optimización de geometrías, diseño, fluido no ideal, tiempos de optimización, *particle swarm*.

Códigos UNESCO: 3301.09 - 3313.02 - 3328.04



“Plantilla en LaTeX acorde con la Normativa para la elaboración de informes de TFT de la ETSII (UPM)” by Javier Soto Pérez-Olivares is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 International License.

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS	v
RESUMEN EJECUTIVO	vii
ÍNDICE DE TABLAS	xv
ÍNDICE DE FIGURAS	xviii
1. Introducción	3
1.1. Motivación	3
1.2. Estado del arte	7
1.2.1. Diseño de turbocompresores centrífugos mediante códigos de línea media .	7
1.2.2. Métodos de optimización	10
1.3. Objetivos	12
1.4. Estructura de la Memoria	12
2. Metodología	15
2.1. Arquitectura del código	15
2.2. Análisis termodinámico y geométrico del turbocompresor centrífugo	16
2.3. Métodos de optimización utilizados	20
2.3.1. Fmincon	20
2.3.2. Algoritmos genéticos	21
2.3.3. Particle swarm	22
2.4. Implementación del método de <i>particle swarm</i> en el código de diseño	24
2.5. Variables de optimización	25
2.6. Casos de estudio: Turbocompresores para bomba de calor	26
3. Resultados	29
3.1. Diseño de turbocompresores centrífugos	29
3.1.1. Diseño para los casos de propano	29

3.1.2. Diseño para los casos de isobutano	32
3.1.3. Comparativa de tiempos de simulación	36
3.2. Influencia del número de álabes en el diseño	37
3.3. Análisis de sensibilidad de las variables de diseño	41
4. Conclusiones y líneas futuras	47
4.1. Conclusiones	47
4.2. Líneas futuras	47
BIBLIOGRAFÍA	49
Anexos	55
Geometrías obtenidas del diseño	55
Presupuesto y planificación temporal	56
Evaluación del impacto económico, social y ambiental	59
Análisis de los aspectos legales y éticos	60
Contribución a los Objetivos de Desarrollo Sostenible	61

ÍNDICE DE TABLAS

0.1. Variables de optimización	VIII
0.2. Parámetros de diseño de los casos de estudio	VIII
1.1. Modelos de línea media para compresores centrífugos en la literatura, adaptada de Meroni [7]	10
1.2. Proyectos que han diseñado TC usando herramientas de <i>machine learning</i> y IA .	12
2.1. Variables geométricas	17
2.2. Variables de diseño	25
2.3. Parámetros de diseño de los casos de estudio	26
4.1. Geometrías de diseño	55
4.2. Planificación temporal del proyecto	56
4.3. Presupuesto de Recursos humanos	58
4.4. Presupuesto de equipamiento	58
4.5. Presupuesto de software	59
4.6. Presupuesto total	59

ÍNDICE DE FIGURAS

0.1. Comparativa de rendimientos para el caso de HP-2-Ib	IX
0.2. Comparativa de tiempos para los casos de isobutano	IX
0.3. Comparativa de rendimientos de los casos de isobutano tras eliminar una variable mediante el método de <i>ps</i>	X
0.4. Comparativa de tiempos de simulación usando el método de <i>ps</i>	X
0.5. Análisis de sensibilidad de la variable N	XI
1.1. Comparativa entre calderas y bombas de calor [5]	4
1.2. Ciclo simple de una bomba de calor	5
1.3. Tipos de compresores utilizados según relación de compresión y caudal [7]	5
1.4. Compresor centrífugo para bomba de calor Danfoss Turbocor TT500 [8]	6
1.5. Rodete de microcompresor centrífugo de R134a (Schiffmann and Favrat, 2009) [6]	7
1.6. Banco de pruebas del laboratorio nacional Sandia [17]	8
2.1. Diagrama de flujo del código generado	16
2.2. Vista meridional del rodete [64]	17
2.3. Triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del rodete [65]	18
2.4. Diagrama h-s para un escalonamiento de un TC	19
2.5. Esquema del funcionamiento de los algoritmos genéticos [69]	22
2.6. Movimiento de las partículas en el método de <i>particle swarm</i> [70]	23
2.7. Esquema del funcionamiento de <i>particle swarm</i> [70]	24
2.8. Gráficas T-s de los ciclos de bomba de calor estudiados	27
3.1. Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-1-Pr	29
3.2. Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-1-Pr	30
3.3. Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-2-Pr	30
3.4. Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-2-Pr	31
3.5. Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-3-Pr	31
3.6. Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-3-Pr	32
3.7. Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-2-Ib	33
3.8. Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-2-Ib	33

3.9. Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-3-Ib	34
3.10. Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-3-Ib	34
3.11. Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-4-Ib	35
3.12. Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-4-Ib	35
3.13. Comparativa de tiempos de simulación para los casos de propano	36
3.14. Comparativa de tiempos de simulación para los casos de isobutano	36
3.15. Comparativa del rendimiento con los diferentes valores de Nbf en los casos de propano	37
3.16. Comparativa del rendimiento con los diferentes valores de Nbf en los casos de isobutano	38
3.17. Gráficos de araña para los casos de propano tras eliminar Nbf de las variables de diseño	39
3.18. Gráficos de araña para los casos de isobutano tras eliminar Nbf de las variables de diseño	40
3.19. Comparativa de los tiempos de simulación	41
3.20. Análisis de sensibilidad de la variable D_2	41
3.21. Análisis de sensibilidad de la variable D_{1h}/D_{1t}	42
3.22. Análisis de sensibilidad de la variable D_{1t}/D_2	42
3.23. Análisis de sensibilidad de la variable β_{1g}	43
3.24. Análisis de sensibilidad de la variable b_2/D_2	43
3.25. Análisis de sensibilidad de la variable β_{2g}	44
3.26. Análisis de sensibilidad de la variable N	44
4.1. Diagrama de Gantt de la planificación temporal del proyecto	57
4.2. Objetivos de Desarrollo Sostenible en los que participa este proyecto	62

Terminología

Abreviaturas

COP	<i>Coefficient of Performance</i>
<i>ga</i>	<i>Genetic algorithm</i> /Algoritmos genéticos
Nb	<i>Number of blades</i> /Número de álabes
Nbf	<i>Number of full blades</i> /Número de álabes completos
PR	<i>Pressure Ratio</i> /Relación de compresión
<i>ps</i>	<i>Particle swarm</i> /Enjambre de partículas
TC	Turbocompresor centrífugo

Letras latinas

b	Altura del álabe	[<i>m</i>]
D	Diámetro	[<i>m</i>]
h	Entalpía específica	[<i>J/kg</i>]
\dot{m}	Caudal másico	[<i>kg/s</i>]
N	Régimen de giro	[<i>rpm</i>]
P	Presión	[<i>Pa</i>]
s	Entropía específica	[<i>J/kgK</i>]
T	Temperatura	[<i>K</i>]
U	Velocidad tangencial	[<i>m/s</i>]
V	Velocidad absoluta	[<i>m/s</i>]
W	Velocidad relativa	[<i>m/s</i>]
w_i	Trabajo específico del rodete	[<i>J/kg</i>]

Letras griegas

β	Ángulo relativo	$^{\circ}$
σ	Factor de deslizamiento	
η	Rendimiento	
Δ	Diferencia	

Subíndices

0-	Valor total
0	Entrada compresor
1	Entrada rodete
2	Salida rodete
3	Salida difusor
g	Geometría
m	Componente meridional
t	Componente tangencial
tt	Total a total
<i>tip</i>	Punta del álabe
<i>mid</i>	Punto medio álabe
<i>hub</i>	Raíz del álabe

1. Introducción

En este primer capítulo se va a realizar una introducción sobre el proyecto. En primer lugar, se va a exponer la motivación del proyecto, es decir, el motivo por el que este proyecto es necesario. Posteriormente, se encuentra el estado del arte, en el que se va a explicar los avances históricos de las tecnologías en las que se centra este proyecto. Por último, se tratará sobre los objetivos del proyecto y la estructura de la memoria.

1.1. Motivación

El objetivo de este Trabajo de Fin de Grado titulado “Optimización del diseño de turbocompresores centrífugos con fluido no ideal para aplicaciones de bomba de calor” es desarrollar una metodología para el prediseño de turbocompresores centrífugos, usando un código de línea media. Este trabajo se enmarca dentro del proyecto perteneciente al Plan Estatal de Investigación Científica y Técnica y de Innovación AdInCCSol (*Turbomáquinas para ciclos de potencia avanzados*, PID2019-110283RB-C310), que tiene como uno de los objetivos diseñar, fabricar y ensayar micro-turbocompresores eléctricos para aplicaciones de bomba de calor.

En el contexto de la crisis climática global, la reducción de gases de efecto invernadero se ha convertido en una prioridad para los gobiernos, las empresas y la sociedad en su conjunto. Una de las principales soluciones trata de reducir las emisiones derivadas de la generación de calor y de refrigeración tanto en la industria como en las zonas residenciales para cumplir con los propósitos presentados por el PNIEC para 2030, que pretenden reducir un 40 % las emisiones de gases de efecto invernadero con respecto a 1990, alcanzar al menos un 32 % de energías renovables en la demanda final de energía y un 32,5 % de mejora en la eficiencia energética [1]. Para ello, se está apostando por diferentes tecnologías entre las que se encuentra la bomba de calor, tecnología en la que se centra este proyecto.

En el sector doméstico, la generación de calor supone un 80 % del consumo energético [2]. Este consumo viene derivado de la calefacción, la refrigeración y la producción de Agua Caliente Sanitaria (ACS). Para los casos de calefacción y ACS la demanda calorífica es de baja temperatura, temperaturas para las que las bombas de calor son más utilizadas.

Con respecto al sector industrial, un 74 % de la demanda de energía industrial es de calor (85 EJ, IEA, World Energy Statistics 2016 [3]), de los cuales alrededor de un 30 % del calor requerido es a baja temperatura (menos de 150°C) y un 22 % a temperatura media (entre 150 y 400°C), los dos rangos de temperatura de aplicación de las bombas de calor, aunque las de media temperatura se encuentran todavía en una fase de desarrollo.

Para estos rangos de temperatura el sistema dominante en la industria y en el sector residencial es la caldera, que principalmente suele utilizar gas natural o gasóleo como combustible. En cambio, la bomba de calor utiliza energía eléctrica para producir el calor requerido en las distintas situaciones. Esto podría suponer una reducción considerable en las emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero, sobretodo si la energía eléctrica consumida por la bomba de calor proviene de un mix eléctrico en el que predominan las energías renovables.

Sin tener en cuenta el factor de las emisiones, las bombas de calor presentan ventajas en términos de eficiencia energética con respecto a las calderas como se puede observar en la Figura 1.1. Las calderas pueden alcanzar rendimientos como máximo del 109 % si se aprovecha la condensación del vapor de agua en los gases de escape [4]. En cambio, las bombas de calor no se rigen por el

rendimiento térmico convencional, si no por el COP (*Coefficient of Performance*) que relaciona el calor suministrado o absorbido (depende de si se encuentra en el modo de calefacción o de refrigeración) frente a la potencia eléctrica consumida por el compresor. En bombas de calor el COP puede alcanzar valores altos, entre 2 y 5, lo que supondría una mejora notable frente a las calderas.

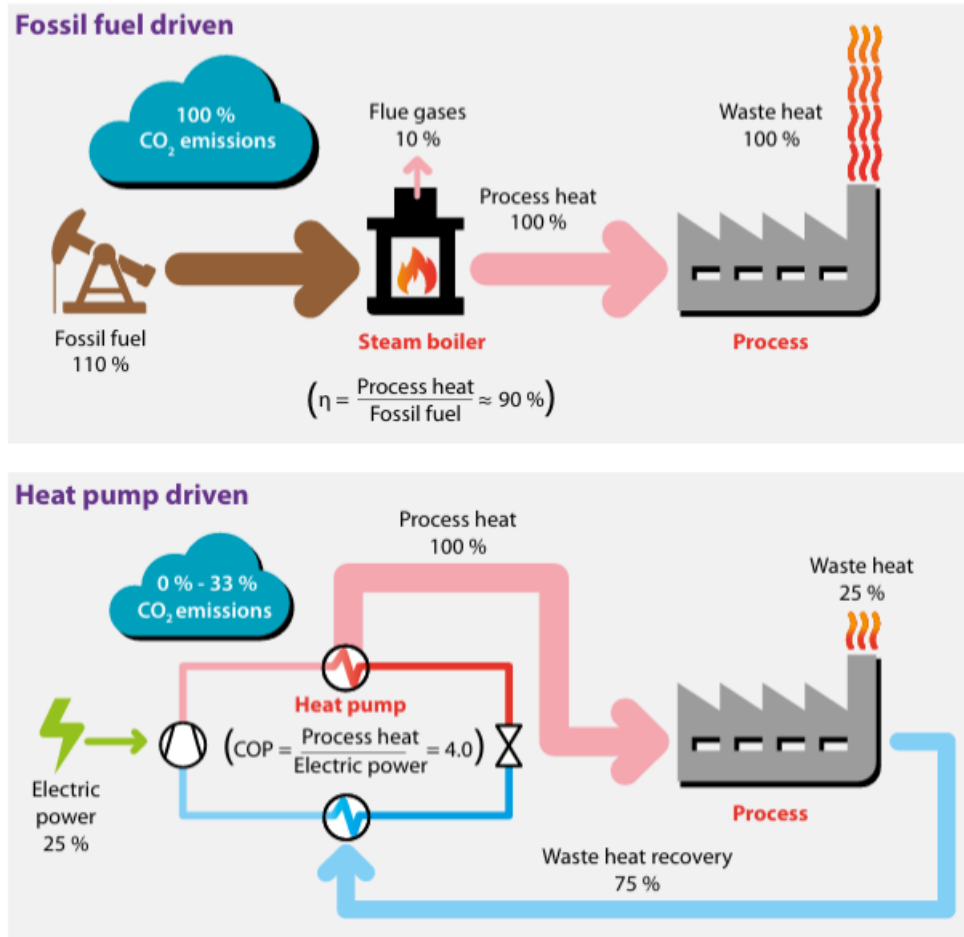


Figura 1.1: Comparativa entre calderas y bombas de calor [5]

Una bomba de calor es un sistema térmico basada en el ciclo de Rankine inverso, similar a una máquina frigorífica, con la diferencia que el objetivo del sistema es también capaz de aumentar la temperatura del foco caliente si se desea. La bomba de calor puede llegar a tener configuraciones muy complejas con el fin de mejorar el COP. Para conocer el funcionamiento básico de este sistema, se va a estudiar el ciclo más simple, que se muestra en la Figura 1.2. Partiendo del punto 1, se encuentra el refrigerante en fase gaseosa que circula por el compresor. Este suele ser de tipo scroll, tornillo o alternativo. Tras comprimirse el refrigerante pasa al punto 2, para posteriormente entrar al condensador donde se va a transformar a fase líquida, cediendo su energía al foco caliente. A continuación, el refrigerante líquido se encuentra en el punto 3, donde va a circular por una válvula de laminación que va a expandir el fluido a entalpía constante, llegando al punto 4. Por último, el refrigerante entrará al evaporador, donde va a absorber el calor del foco frío para evaporarse y volver a llegar al punto 1, reiniciando así el ciclo.

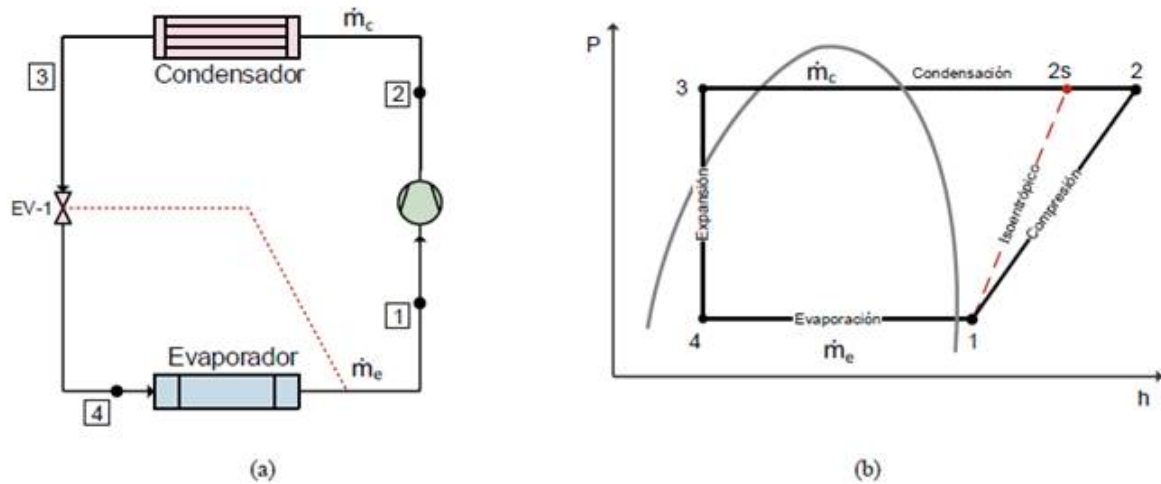


Figura 1.2: Ciclo simple de una bomba de calor

Actualmente, las bombas de calor emplean mayoritariamente compresores volumétricos para incrementar la presión de refrigerante entre las etapas de evaporación y condensación. No obstante, los TC (turbocompresores centrífugos) han salido como una alternativa viable debido, principalmente, a una reducción del tamaño y del peso (pudiendo llegar a reducciones del 90%). Además, los TC ofrecen otras ventajas, como un mayor rendimiento isentrópico, un mejor comportamiento en condiciones fuera de diseño, un suministro de refrigerante continuo y no pulsatorio, la posibilidad de prescindir del uso de aceites refrigerantes o una reducción de las pérdidas mecánicas de la máquina [6].

Las variables más importantes a la hora de elegir el tipo de compresor que se va a utilizar son el caudal másico y la relación de compresión. En la Figura 1.3 se pueden observar las regiones en las que cada tipo de compresor presenta un mejor rendimiento. Es importante matizar que esta figura está basada en datos estadísticos para aplicaciones convencionales, por lo que puede que no sea del todo representativa en el caso de los compresores para aplicaciones de bombas de calor y no precisa con respecto a los últimos avances en el campo.

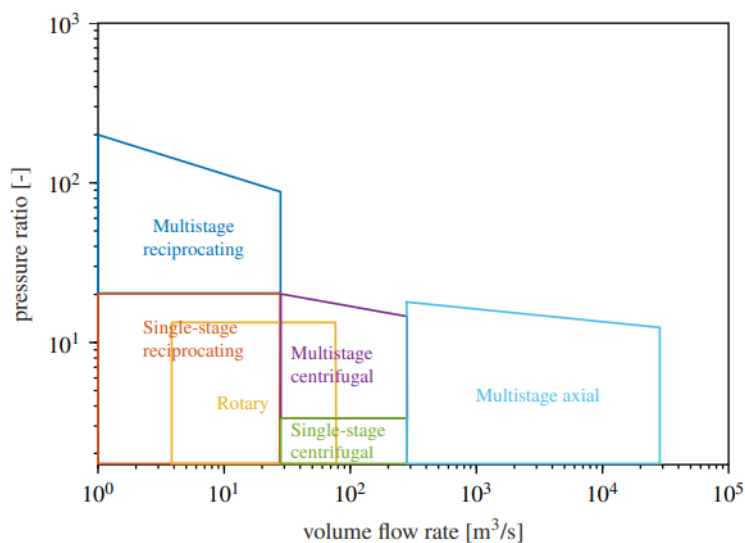


Figura 1.3: Tipos de compresores utilizados según relación de compresión y caudal [7]

Es relevante señalar que existe un rango operativo en el que los TC y los compresores rotativos presentan un solapamiento funcional, configurando un ámbito de competencia entre las tecnologías volumétricas y las turbomáquinas. La incorporación de los TC, como el de la Figura 1.4, en aplicaciones de bomba de calor no solo supone una notable mejora significativa sobre los compresores volumétricos tradicionales, si no que también abre la puerta a un aumento del caudal y de la potencia para las bombas de calor, ya que esta tecnología (como se observa en la Figura 1.3) permite el uso de caudales superiores a los compresores volumétricos. Este aumento del caudal y la potencia puede hacer que las bombas de calor sean una alternativa viable en los sistemas de media temperatura.

Por otro lado, los turbocompresores axiales permiten mayores caudales que los TC, por lo que presentan mayor potencia. Este aumento se puede aprovechar en la industria, donde se requieren mayores potencias. Para el consumo doméstico, es suficiente la potencia de los TC, por lo que es más viable esta opción que los turbocompresores axiales debido a que presentan un tamaño y un coste más bajo.

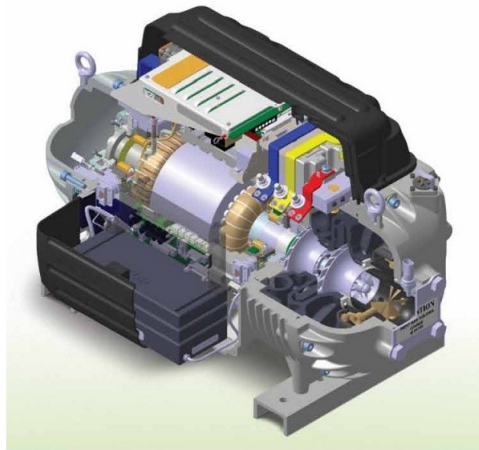


Figura 1.4: Compresor centrífugo para bomba de calor Danfoss Turbocor TT500 [8]

A su vez, ha surgido recientemente la investigación sobre la miniaturización de TC, orientada al desarrollo de geometrías altamente optimizadas para aplicaciones de pequeña escala. Un ejemplo representativo es el rodete mostrado en la Figura 1.5, diseñado para operar con R134a en sistemas de bomba de calor, que presenta un diámetro de tan solo 20 mm. Este tipo de TC pueden ser muy interesantes en aplicaciones de baja potencia y bajo espacio, como es el caso de vehículos o de viviendas.

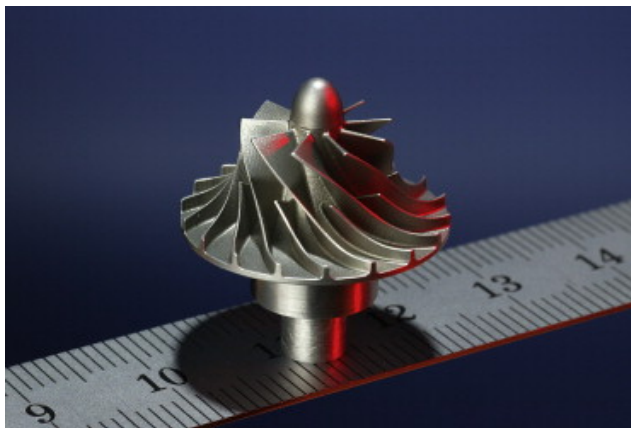


Figura 1.5: Rodete de microcompresor centrífugo de R134a (Schiffmann and Favrat, 2009) [6]

En cuanto al diseño de TC, uno de los aspectos más importantes es el fluido de trabajo. Tradicionalmente, los TC han sido diseñados para operar con aire como fluido de trabajo, ya que eran los más utilizados a escala industrial. Sin embargo, no fue hasta la década de 2010 cuando se comenzó a prestar mayor atención al estudio de TC que operan con fluidos no ideales y compuestos orgánicos, los cuales son los utilizados en los sistemas de bomba de calor. Este proyecto se enfoca específicamente en este tipo de fluidos.

Existen una gran cantidad de estudios sobre el diseño de TC utilizando códigos de línea media, como el desarrollado por Meroni [7]. Existen otros proyectos como el Trabajo de Fin de Master desarrollado por Jaime Lázaro [9] que desarrolla un programa utilizando la herramienta informática de *Matlab* [10] para diseñar TC de fluido no ideal para bombas de calor y sobre el que se desarrolla este proyecto.

Todos estos trabajos presentan una problemática común, no prestan especial atención a la propia optimización. Una buena optimización es vital para poder diseñar los TC que presentan mejores rendimientos, buscando a su vez, minimizar los tiempos de simulación y la capacidad computacional requerida.

Para ello es necesario estudiar el funcionamiento de los diferentes métodos de optimización y cuáles son las variables de diseño que se tienen que optimizar y afectan más al desempeño del turbocompresor. Por estos motivos es necesario este proyecto. Para profundizar lo máximo en la optimización, obteniendo los mejores resultados de la manera más eficiente posible.

1.2. Estado del arte

1.2.1. Diseño de turbocompresores centrífugos mediante códigos de línea media

Esta sección revisa el contexto histórico y el estado actual del TC y de los códigos de diseño analíticos de línea media (*meanline codes*), que son herramientas valiosas en las etapas preliminares del diseño aerodinámico.

La investigación sobre TC fue inicialmente explorada para el aire como un fluido de trabajo de manera sólida para aplicaciones industriales a gran escala, como las turbinas de gas, la propulsión aeronáutica. El propósito principal era obtener altas relaciones de compresión y eficiencia. Las aplicaciones de pequeña escala de TC estaba completamente dirigida a los grupos

turbo, combinaciones de compresor+turbina que aprovecha los gases de escape de los motores de combustión interna alternativos (MCIA) con el fin de obtener más potencia. Sin embargo, es a finales de la década de 2000 cuando la investigación sobre TC dedicados a instalaciones de menor escala con el uso de fluidos no ideales (para bombas de calor) comenzó a ser relevante.

Los primeros trabajos notables conocidos en este campo son los del grupo de los profesores Jürg Schiffmann y Daniel Favrat en la EPFL (École Polytechnique Fédérale de Lausanne). En 2009, reportaron resultados sobre pruebas de un microcompresor para bombas de calor de alta temperatura con R134a como fluido de trabajo y obtuvieron relaciones de compresión superiores a 3.3 y eficiencias que alcanzan el 78 %, con un diámetro de salida de 20 mm y velocidades del eje entre 150-200 krpm [6]. Este es el turbocompresor cuyo rodete se muestra en la Figura 1.5.

El profesor Michael Casey, del Institute for Thermal Turbomachinery de la Universität de Stuttgart en Alemania, tiene una serie de logros debido al estudio del análisis y el diseño de micro-turbocompresores, incluyendo investigaciones del efecto de la viscosidad a bajos números de Reynolds [11], y proporcionando los bloques de construcción para el desarrollo de micro-compresores usando refrigerantes orgánicos y operando a altos regímenes de giro [12].

Siguiendo estas investigaciones pioneras, nuevas líneas de investigación surgieron en varias instituciones europeas, entre ellas los trabajos numéricos avanzados del profesor Davide Pini en TU Delft [13, 14] y los estudios del profesor Aus der Wiesche en la Muenster University of Applied Sciences [15], que realiza un análisis dimensional de turbocompresores que utilizan fluidos orgánicos.

En Estados Unidos, destacar el trabajo de Wright [16] y su grupo en Sandia National Laboratories en Albuquerque, EEUU. Estos estudios se centran en compresores para bombas de calor de CO₂ en estado supercrítico. También se realizaron estudios de ciclos de Brayton supercríticos para generación de electricidad [17]. En la Figura 1.6 se puede observar el banco de pruebas para el compresor de CO₂ supercrítico del Laboratorio de Sandia.



Figura 1.6: Banco de pruebas del laboratorio nacional Sandia [17]

El grupo de investigación *Thermal Energy for Sustainability* (TE4S) de la Universidad Politécnica de Madrid comenzó en 2016 una línea de investigación acerca del estudio, análisis, caracterización y experimentación de TC eléctricos de pequeño tamaño. Desde entonces, se han obtenidos resultados importantes (tanto analíticos como numéricos) sobre los principales efectos

aerotérmicos que influyen en esta tipología de turbocompresores [18, 19]. Adicionalmente, se ha caracterizado experimentalmente un micro-turbocompresor en un banco de ensayos de ciclo cerrado con diferentes fluidos de trabajo [20]. También han realizado diferentes propuestas de sistemas energéticos innovadores de pequeño tamaño basados en micro-turbomáquinas [21]. Esta propuesta, en concreto, propone un sistema de trigeneración solar de 15 kW basado en un ciclo Rankine orgánico junto con una bomba de calor. Las dos máquinas térmicas que la integran son turbomáquinas miniaturizadas, tanto el compresor como la turbina, utilizando fluidos no ideales.

Por otra parte, existen tres herramientas para el diseño de TC, los modelos analíticos, los modelos *through-flow* y los códigos de CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Los modelos analíticos utilizan ecuaciones teóricas y correlaciones empíricas para predecir el comportamiento del flujo, mientras que los modelos CFD resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes numéricamente y, por lo tanto, ofrecen una imagen tridimensional detallada del fenómeno a un gran coste computacional. Los modelos *through-flow* son una solución intermedia entre ambos casos. Se basan en promediar las ecuaciones de Navier-Stokes en una dirección, generalmente axial o meridional. Posteriormente se resuelve el flujo en un plano meridional y se incluyen los efectos del álabe mediante modelos de fuerza adicional. Tras esto, evalúa el flujo en varios puntos discretos.

Los códigos de línea media permiten analizar y diseñar TC, ya que se puede analizar el rendimiento del compresor utilizando información sobre el comportamiento del fluido en puntos discretos a lo largo de la línea media del turbocompresor, con un nivel de detalle inferior al CFD, pero con una alta velocidad computacional. Estos códigos son ideales para la fase de diseño preliminar y optimización.

Tanto las metodologías analíticas como numéricas son complementarias: CFD puede ser empleado para la validación final y refinamiento geométrico, mientras que los modelos de línea media son usados en etapas anteriores para el examen de variables clave para el diseño de los turbocompresores.

El refinamiento de los modelos de línea media ha sido acompañado por experimentos. Mientras su desarrollo temprano se centró en el aire, esta familia de máquinas está evolucionando lentamente hacia otros fluidos y aplicaciones, incluyendo bombas de calor o ciclos de potencia con refrigerantes orgánicos. El desarrollo de estos modelos se puede observar en la Tabla 1.1.

La principal diferencia entre los códigos de línea media que utilizan aire como fluido refrigerante y fluidos no ideales es que los que utilizan aire pueden utilizar fórmulas de fluidos ideales para calcular sus propiedades, facilitando el estudio de este tipo de turbocompresores. En cambio, los que usan fluidos no ideales deben utilizar una base de datos con las propiedades del fluido, dificultando los cálculos.

Autor	Ref.	Año	Modelo de validación
Parisi	[22]	2020	Geometrías propuestas por Zhang, 2019
Meroni et al.	[7]	2018	Compresores de aire, CO ₂ y R134a, punto de diseño
Li et al.	[23]	2015	Fuera de diseño, compresor de aire con difusor sin álabes y difusor con álabes
Kus and Nekså	[24]	2013	Punto de diseño, compresor de CO ₂
Casey	[25]	2013	0-D, fuera de diseño, compresor de turbo
Vilim	[26]	2010	Punto de diseño, compresor de CO ₂
Schiffmann and Favrat	[6]	2009	Mapa fuera de diseño, compresor de R134a
Veres	[27]	2009	Mapa fuera de diseño, three axial single and multi-stage compressor
Oh et al.	[28]	1997	Mapa fuera de diseño, cuatro compresores de aire
Aungier	[29]	1995	Mapa fuera de diseño, cinco compresores de aire con difusor sin álabes y difusor con álabes
Perdichizzi and Savini	[30]	1985	Mapa fuera de diseño, compresor de aire con difusor con álabes
Galvas	[31]	1973	Mapa fuera de diseño, compresor de aire con difusor con álabes
Rodgers	[32-34]	1964-1984	Mapa fuera de diseño, 13 rodets backswept de aire con difusor con álabes
Coppage	[35]	1956	Mapa fuera de diseño, condiciones subsónicas y supersónicas, compresor de aire aeroderivado

Tabla 1.1: Modelos de línea media para compresores centrífugos en la literatura, adaptada de Meroni [7]

De los códigos de línea media expuestos en la Tabla 1.1, solo unos pocos diseñan TC mediante métodos de optimización no analíticos. Estos son Meroni [7], que utiliza optimización multiobjetivo con el método de *particle swarm*, Li et al. [23] que utiliza el *simulated annealing* (recocido simulado) y Kus and Nekså [24] que utilizan herramientas de CFD.

1.2.2. Métodos de optimización

La optimización ha sido, desde sus orígenes, una herramienta fundamental en el campo de la ingeniería, permitiendo la mejora de diseños, procesos y sistemas bajo criterios cuantitativos bien definidos. Su evolución histórica está estrechamente ligada al desarrollo matemático, a la creación y el desarrollo computacional y las necesidades tecnológicas de cada época.

La evolución histórica de los métodos de optimización se remonta hasta tiempos antiguos. En la Grecia clásica filósofos como Pitágoras, Zeno de Elea, Platón, Aristóteles, Euclides y Arquímedes empiezan con los conceptos generales de máximos y mínimos aplicándolos a problemas de la vida cotidiana [36]. Mucho tiempo después, en la Edad Media y el Renacimiento surgieron matemáticos como Al-Khwarizmi que introdujo y desarrolló el concepto de algoritmo [37]. En esta época también surgieron las primeras aplicaciones en ingeniería, con Ibn Sahl que optimizó las formas de lentes y espejos utilizando las leyes de refracción [38].

En los siglos XVII y XVIII surgió el desarrollo del cálculo diferencial, con figuras como Newton o Leibniz, que desarrollaron la optimización de máximos y mínimos de funciones [39]. Newton también desarrolló el conocido método de Newton-Raphson [40], método del que se basan muchos

algoritmos actuales. Por otro lado, Euler y Lagrange desarrollaron un método de optimización basado en el cálculo de variaciones para resolver problemas complejos como la braquistócrona [41]. Varios de los métodos de optimización más utilizados de la actualidad surgieron en el siglo XIX. Cabe destacar a Cauchy que desarrolló el método del gradiente para poder encontrar extremos de funciones [42]. Gauss introdujo el método de mínimos cuadrados para problemas complejos [43].

En la primera mitad del siglo XX surgieron los primeros ordenadores, que tenían una capacidad computacional muy limitada. En esta época se desarrolló la programación lineal con Kantorovich y Dantzig que desarrollaron el método *simplex* [44]. En programación lineal también surgió Von Neumann que desarrolló la teoría de la dualidad [45]. Por último, destacar en este periodo a William Karush, a Harold W. Kuhn y a Albert W. Tucker que desarrollaron las condiciones KKT para la resolución de problemas no lineales con restricciones [46].

La segunda mitad del siglo XX vino acompañada de grandes avances a nivel computacional. Esto supuso la creación de métodos de optimización más complejos y eficientes, debido al aumento de la capacidad computacional. Surgió la programación dinámica desarrollada por Bellman en 1952 [47]. También se creó los métodos metaheurísticos, muchos de ellos basados en comportamientos biológicos, que eran capaces de optimizar problemas altamente no lineales, discontinuos o con muchos óptimos locales. Surgieron métodos como los algoritmos genéticos desarrollados por Holland y Goldberg [48]. También se crearon otros métodos como el *particle swarm*, creado por Kennedy y Eberhart [49]. Existen muchos otros métodos que también surgieron en estos años.

En la actualidad han surgido métodos multiobjetivo que permite encontrar soluciones a problemas con varias variables en conflicto, por ejemplo, eficiencia contra costes. Por otra parte, con la evolución de la inteligencia artificial, han surgido métodos basados en *Machine learning* o en redes neuronales capaces de resolver problemas altamente complicados y costosos.

Con respecto a los métodos de optimización utilizados para el diseño de TC, existen varios métodos que predominan sobre el resto. Uno de los métodos mas usados a dia de hoy son las optimizaciones multiobjetivo. Esto se puede observar en trabajos como el de X. Li, Z. Liu e Y. Lin [50], que diseña el rodete de un TC. Otro caso es el de S. Guo, F. Duan, H. Tang, SC. Lim y MS. Yip [51] que optimizaron un TC para pequeños motores a reacción. También se encuentra el estudio realizado por Z. Chen, H. Huang, Q. Chen X. Peng y J. Feng [52] que optimizaron un TC para usarlo en pilas de combustible de hidrógeno.

Uno de los métodos que se ha usado en este proyecto es el de *particle swarm*, que se ha usado en gran cantidad de proyectos para el diseño de TC. Uno de estos proyectos es el realizado por SB. Ma, A. Afzal y KY. Kim [53]. Destacar tambien el trabajo de M. Bashiri [54] y el de M. Sharma y BD. Baloni [55]. Existen casos que han utilizado optimizaciones multiobjetivo con el método de *particle swarm* como los trabajos realizados por Meroni [7] y JH. Kim [56].

Con el auge de la IA (inteligencia artificial) y el *machine learning*, han surgido proyectos que utilizan estas herramientas para el diseño de TC. Todos estos trabajos se muestran en la Tabla1.2.

Autor	Ref.	Estudio realizado
D. Barsi	[57]	Diseño aero-mecánico de TC usando <i>machine learning</i>
D. Ramson	[58]	Diseño de TC con <i>machine learning</i>
Z. Chen	[59]	Metodología para el prediseño de TC mediante correlaciones de pérdidas variables usando <i>machine learning</i>
S. Ghiasi	[60]	Combinación de modelos termodinámicos con <i>machine learning</i> para el diseño de TC
M. Bicchi	[61]	Diseño de TC usando herramientas de IA
P. Cutrina Vilalta	[62]	Modelización del rendimiento de TC usando <i>machine learning</i>

Tabla 1.2: Proyectos que han diseñado TC usando herramientas de *machine learning* y IA

1.3. Objetivos

El objetivo principal de este proyecto es desarrollar una metodología para el diseño de TC con fluido no ideal utilizando un código de línea media desarrollado en Matlab [10]. Para poder conseguir este objetivo principal, se han establecido una serie de objetivos específicos:

1. Aplicación de diferentes métodos de optimización con el fin de encontrar el método que obtiene mejores rendimientos y menores tiempos de simulación.
2. Estudiar la influencia del número de álabes, eliminándolo de las variables de diseño, con el objetivo de simplificar el problema y reducir los tiempos de simulación.
3. Realización de un análisis de sensibilidad de las diferentes variables de diseño para observar su influencia en los resultados obtenidos.

1.4. Estructura de la Memoria

Esta memoria se divide en cuatro partes fundamentales. La primera de ellas es la introducción, en la que se ha tratado la motivación del proyecto, el estado del arte, tanto de los TC y los códigos de línea media como de los métodos de optimización. Por último, se expone el objetivo principal y los objetivos específicos del proyecto.

En la segunda parte se trata la metodología (Capítulo 2) utilizada para poder realizar el diseño de los diferentes TC. Para entender dichos resultados se va a presentar la estructura del código utilizado, el comportamiento termodinámico de los TC, así como el funcionamiento teórico de los métodos de optimización. Tras esto se va a desarrollar la implementación de los diferentes métodos en el código fuente. Para concluir, se muestran las variables de diseño y los casos de diferentes bombas de calor para los que se van a diseñar los TC.

La tercera parte de esta memoria es el Capítulo 3: Resultados, donde se analizará primeramente los resultados obtenidos para el diseño de TC, para obtener el método de optimización que consigue mejores rendimientos. Tras esto se analizarán la influencia del número de álabes, eliminándolo de las variables de diseño. Posteriormente, se volverán a diseñar los TC para ver la

influencia de dicha variable en el rendimiento, así como la influencia en los tiempos de simulación. En última instancia, se analizará la influencia de cada variable en los resultados obtenidos mediante un análisis de sensibilidad.

La cuarta parte consiste en el apartado de Conclusiones (Capítulo 4), donde se expondrán las deducciones obtenidas de los resultados de las pruebas realizadas y expuestas en el capítulo anterior. También se exponen las líneas futuras que se pueden realizar tras este proyecto.

Para concluir, se tratarán también el presupuesto y la planificación temporal, la evaluación del impacto social, económico y medioambiental, el análisis de los aspectos legales y éticos y la contribución a los ODS (Objetivos de Desarrollo Sostenible).

2. Metodología

Este proyecto consiste en obtener una metodología de diseño de TC con fluido no ideal, buscando obtener los mejores rendimientos con el mínimo tiempo de simulación. Para ello se va a utilizar y mejorar un código desarrollado por Jaime Lázaro Abrisqueta [9] en el programa de Matlab [10] que permite el diseño de TC con fluidos no ideales. Este código utiliza la librería de RefProp [63] desarrollada por NIST (*National Institute of Standards and Technology*) para el cálculo de las propiedades termodinámicas de fluidos no ideales.

En este capítulo se va a tratar la arquitectura del código realizado, un análisis termodinámico y geométrico básico del funcionamiento de los TC y una descripción del funcionamiento teórico de los métodos de optimización utilizados. Tras esto, se van a explicar las variables de diseño y los casos reales de bomba de calor sobre los que se van a realizar el diseño de TC.

2.1. Arquitectura del código

Como ya se ha comentado anteriormente, se va a utilizar un código de Matlab para el diseño de TC con fluidos no ideales. Este código presenta dos modos bien diferenciados, el modo análisis y el modo diseño.

El modo análisis consiste en la evaluación de las condiciones termodinámicas y del flujo en cada uno de los puntos del turbocompresor. Para ello, hay que introducir una geometría de un compresor. El código es capaz de evaluar esta geometría y calcular las propiedades termodinámicas en distintos puntos, así como las principales características de la máquina térmica, como el rendimiento o el trabajo específico.

El modo de diseño engloba al de análisis, de forma que se evalúan las geometrías candidatas de la optimización con el bloque de análisis. Para la optimización se necesitan una serie de parámetros de entrada, por una parte la relación de compresión objetivo, que funciona como una restricción para el proceso de optimización, las condiciones de entrada de presión y temperatura, el flujo másico y una serie de variables y restricciones geométricas, que se explicarán más adelante en detalle. A continuación, el proceso de optimización genera una geometría completa dentro de las restricciones y la evalúa utilizando el bloque de análisis, de modo que la entrada del modo análisis es siempre una geometría completa y las condiciones iniciales (presión de entrada, temperatura de entrada, flujo másico y velocidad de giro). Este proceso se repite de forma iterativa hasta obtener el vector de las variables geométricas que tenga un mayor rendimiento. Esta generación de vectores de las variables geométricas dependerá del método de optimización utilizado. En el código original se implementaron 3 métodos de optimización. El primero es la función *fmincon* de Matlab, que se trata de un *solver* no lineal. El segundo son los algoritmos genéticos y el tercero es realizar una simulación con la función *fmincon* cuyos valores iniciales son los obtenidos usando los algoritmos genéticos. El funcionamiento tanto del modo análisis como el modo diseño viene simplificado en la Figura 2.1.

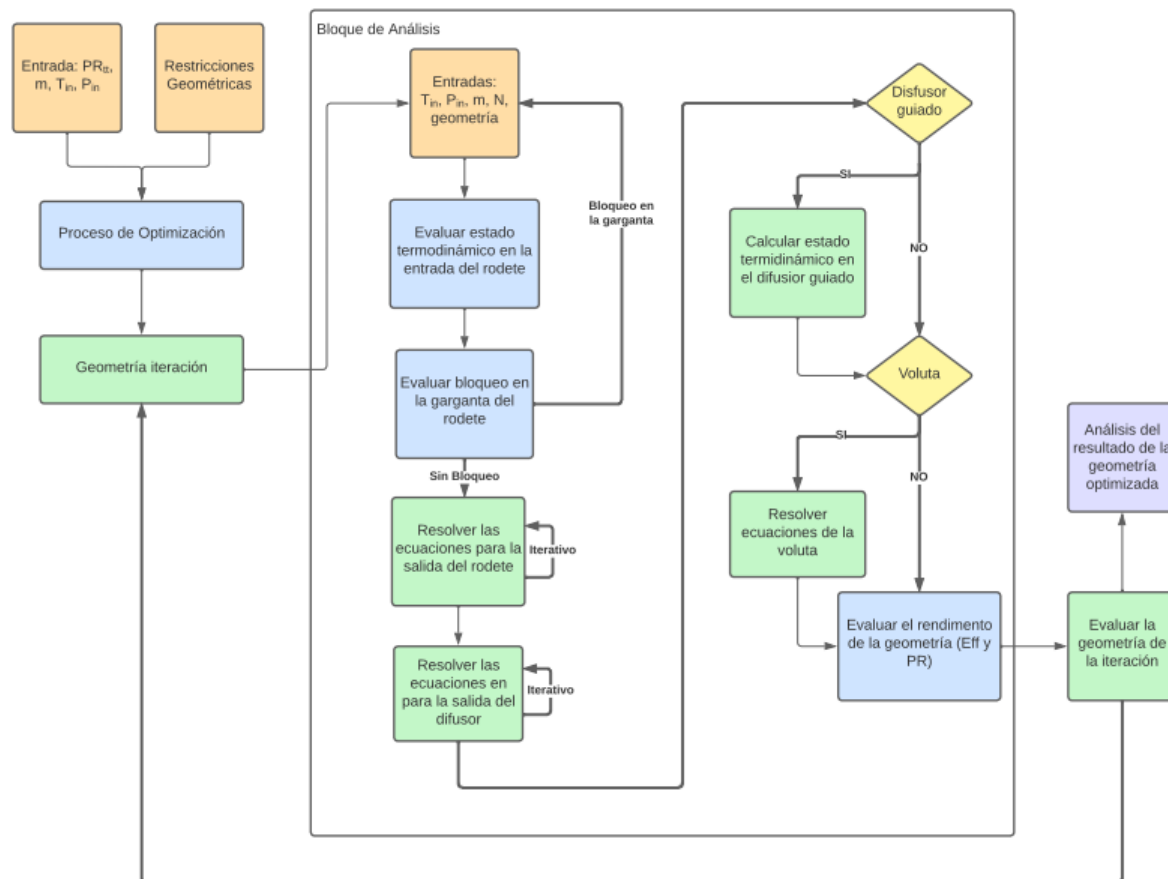


Figura 2.1: Diagrama de flujo del código generado

2.2. Análisis termodinámico y geométrico del turbocompresor centrífugo

Aunque este proyecto no se centre en el estudio termodinámico de los TC, es necesario conocer el funcionamiento teórico de estas máquinas para poder entender los resultados obtenidos posteriormente.

En primer lugar, es necesario nombrar los puntos discretos que componen las diferentes partes del TC. Los diferentes puntos se pueden apreciar en la Figura 2.2

Estos puntos discretos son los siguientes:

- **0:** Entrada al turbocompresor.
- **1:** Entrada del rodete.
- **2:** Salida del rodete/Entrada del difusor sin alabes.
- **3:** Salida del difusor sin álabes.

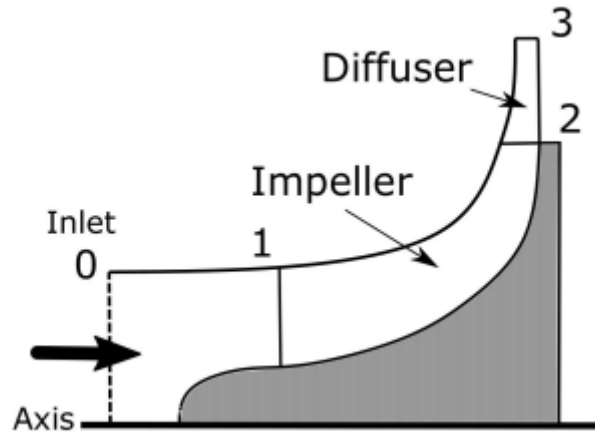


Figura 2.2: Vista meridional del rodete [64]

En primer lugar, se van a definir las variables geométricas más importantes para el diseño de TC. Estas variables quedan expuestas en la tabla 2.1.

<i>Parámetro</i>	<i>Símbolo</i>
Diámetro del <i>hub</i> de entrada al rodete	$D_{1,hub}$
Diámetro de la punta de entrada del rodete	$D_{1,tip}$
Diámetro de salida del rodete	D_2
Altura del álabe a la salida	b_2
Ángulo de álabe a la entrada [<i>tip, mid, hub</i>]	β_{1g}
Ángulo del álabe a la salida	β_{2g}
Número total de álabes	Nb
Número de álabes completos	Nbf

Tabla 2.1: Variables geométricas

Tras esto se va a realizar el análisis de velocidades en el rodete. Para ello, se establecen las siguientes definiciones de velocidades:

- **Velocidad absoluta** (V o C). Esta es la velocidad del flujo respecto a un sistema de referencia estacionario.
- **Velocidad tangencial o periférica** (U). Es la velocidad de giro del álabe.
- **Velocidad relativa** (W). Es la velocidad del flujo respecto a un sistema de referencia que se mueve con el rotor.

De acuerdo con las definiciones previamente establecidas, las velocidades involucradas se relacionan mediante la expresión vectorial:

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W} \quad (2.1)$$

Por lo tanto, el vector de velocidad absoluta se puede descomponer en una componente tangencial (V_t) y una componente meridional (V_m), cuyas direcciones son la del vector de velocidad

tangencial para la componente tangencial, mientras que la componente meridional se define como la proyección de la velocidad sobre el plano meridional del rodete. La velocidad meridional se puede describir también como la suma de la componente axial y de la componente radial.

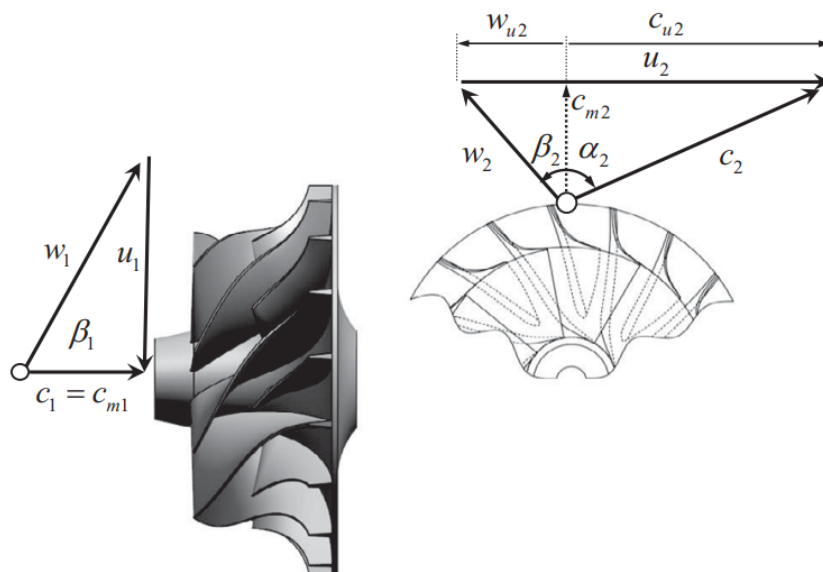


Figura 2.3: Triángulos de velocidades a la entrada y a la salida del rodete [65]

Fijándose en la Figura 2.3, en el caso de la entrada del rodete, al no haber un elemento previo en la entrada, la velocidad del flujo tiene una dirección axial respecto al rodete, lo que significa que el ángulo entre la dirección de la velocidad absoluta y la dirección meridional, denominado α_1 , es de 0° y el triángulo de velocidades es rectángulo en la entrada. El ángulo que forma la velocidad relativa con la componente axial se denomina β_1 .

Para la salida del compresor el triángulo cambia, ya que el flujo ha sido acelerado en la componente tangencial, por lo que en este caso el ángulo α_2 es mayor que 0. En el triángulo de salida se define el ángulo β_{2g} como el ángulo del álabe a la salida. También existe el ángulo β_2 para denotar la dirección de la velocidad relativa del flujo.

Estos dos ángulos de β_2 no son iguales, debidos a una desviación de la velocidad de salida del flujo respecto al ángulo del álabe, representado por el factor de deslizamiento (σ), que se define en la Ecuación 2.2, donde c_{u2} es la componente tangencial de la velocidad de salida y $c_{u2\infty}$ es la componente tangencial de la velocidad de salida para el caso de que la dirección de la velocidad relativa coincidiera con el ángulo del álabe (β_{2g}), lo cual solo ocurre en el caso hipotético de que el rodete tuviera un número infinito de álaves.

$$\sigma = \frac{c_{u2}}{c_{u2\infty}} \quad (2.2)$$

En la Figura 2.4 se puede observar la compresión de un escalonamiento en el diagrama h-s. El punto 1 es la entrada del rodete, el punto 2 es la salida y el punto 3 es la salida del difusor, por lo que el aumento de la entalpía entre 1 y 2 es debido al rodete y entre 2 y 3 debido al difusor. Los subíndices *s* denotan que son los puntos del proceso isentrópico, mientras que los puntos con 0 al comienzo son los puntos de entalpía total y los que no tienen 0 los de entalpía estática.

2.3. Métodos de optimización utilizados

En este apartado se va a tratar el funcionamiento de los diferentes métodos de optimización utilizados para el diseño de TC. Destacar que los métodos utilizados se encuentran dentro de la *Optimization Toolbox* [66] dentro de Matlab. Se van a comparar distintos métodos para obtener el método que consigue un mejor rendimiento y presenta menores tiempos de simulación. Los métodos utilizados son *fmincon*, *ga* (algoritmos genéticos), *ga+fmincon* y *ps* (*particle swarm*). Los tres primeros métodos estaban ya implementados en el código de diseño. Se ha implementado el método de *ps* debido a otros proyectos que también utilizan este método para el diseño de TC, como es el caso de Meroni [7] o el de SB. Ma, A. Afzal y KY. Kim [53]. Tampoco se ha añadido ningún otro método de optimización debido a los resultados que se obtienen con el método de *ps*, que se expondrán en el Capítulo 3.

2.3.1. Fmincon

Fmincon [67] es una función creada por Matlab basada en un método de optimización no lineal con restricciones. En primer lugar hay que proporcionar una función objetivo que se desea minimizar, una estimación inicial y unas restricciones. Las restricciones pueden ser las siguientes:

- **Restricciones no lineales de desigualdad:**

$$c_i(x) \leq 0, \quad i = 1, \dots, m \quad (2.6)$$

en los que $c_i(x)$ es una función.

- **Restricciones no lineales de igualdad:**

$$h_j(x) = 0, \quad j = 1, \dots, p \quad (2.7)$$

para los que $h_j(x)$ se trata de otra función.

- **Restricciones lineales:**

$$A \cdot x \leq b, \quad A_{eq} \cdot x = b_{eq} \quad (2.8)$$

A y A_{eq} son matrices de coeficientes. b y b_{eq} son vectores de constantes.

- **Límites en las variables:**

$$lb \leq x \leq ub \quad (2.9)$$

lb es el vector de los límites inferiores y ub es el vector de límites superiores.

Tras esto el método evalúa el valor de la función objetivo $f(x_k)$ y las restricciones $c_i(x_k)$ y $h_j(x_k)$. También se pueden evaluar gradientes y/o hessianos si están disponibles.

A continuación, se construye un subproblema más sencillo que aproxima al problema original en el entorno de x_k . Esto se puede realizar en base a distintos algoritmos. El algoritmo utilizado es el de *interior-point*, que convierte las restricciones en penalizaciones internas mediante funciones de barrera.

Posteriormente se resuelve el subproblema y se obtiene una dirección de búsqueda d_k y un tamaño de paso α_k . Con esto, se actualiza la solución siguiendo la ecuación 2.10

$$x_{k+1} = x_k + \alpha_k \cdot d_k \quad (2.10)$$

Por último, la función verifica si se cumple que la norma del gradiente es pequeña, que la variación en el valor de la función es despreciable y si se ha alcanzado el número máximo de iteraciones. Si esto no se cumple, se vuelve al punto en el que se evalúa la función objetivo y se vuelve a empezar.

Si se obtiene un punto óptimo x^* , este punto debe satisfacer las condiciones de Karush-Kuhn-Tucker (KKT) que son las siguientes:

- **Estacionariedad:**

$$\nabla f(x^*) + \sum_i \lambda_i \cdot \nabla c_i(x^*) + \sum_j \mu_j \cdot \nabla h_j(x^*) = 0 \quad (2.11)$$

Es el equilibrio entre el gradiente de la función objetivo y las restricciones.

- **Factibilidad primaria:**

$$c_i(x^*) \leq 0, \quad h_j(x^*) = 0 \quad (2.12)$$

Indica que el punto x^* cumple con las restricciones originales.

- **Factibilidad dual:**

$$\lambda_i \geq 0 \quad (2.13)$$

Si el punto x^* es un punto óptimo, este tendrá asociado que los multiplicadores de Lagrange λ_i son mayores o iguales a cero

- **Condición de complementareidad:**

$$\lambda_i \cdot c_i(x^*) = 0 \quad (2.14)$$

Indica que si una restricción está activa ($c_i(x^*) = 0$), su multiplicador de Lagrange (λ_i) puede ser positivo. Si la restricción no está activa, el multiplicador de Lagrange debe valer cero.

2.3.2. Algoritmos genéticos

Los algoritmos genéticos son métodos de optimización estocásticos basados en los procesos de evolución y selección natural propuestos por Darwin [68]. Antes de explicar el funcionamiento, es necesario saber que a cada solución del problema se la representa mediante un cromosoma, que es un vector que puede ser binario, real o simbólico.

En primer lugar, se genera aleatoriamente una población inicial de N individuos o cromosomas. Tras esto se evalúa a cada individuo en la función que se desea optimizar.

A continuación se produce un proceso de selección. Se eligen a los individuos para reproducirse en base a su solución. Las mejores soluciones tendrán más probabilidades de ser padres. Existen diferentes algoritmos para el proceso de selección como pueden ser *tournament*, en el que se seleccionan varios individuos al azar y se elige al mejor, *roulette wheel*, por el que cada individuo tiene una probabilidad proporcional a su solución o *ranking*, que está basado en el orden relativo de calidad.

Posteriormente se produce un cruce entre 2 individuos, intercambiando parte de sus genes, generando nuevos individuos o hijos. Hay distintos algoritmos para el intercambio de los genes, que pueden ser *crossover de un punto*, que intercambia genes a partir de una posición aleatoria, *crossover de dos puntos*, en el que se intercambian genes a partir de dos posiciones aleatorias, o *crossover uniforme*, que utiliza una combinación ponderada entre los dos individuos, entre otros.

Además, también se producen mutaciones, es decir, con baja probabilidad se modifica aleatoriamente un gen de un individuo para mantener la diversidad genética y evitar la convergencia prematura.

Tras todo esto se genera una población nueva seleccionando los mejores entre padres e hijos (elitismo), o reemplazando completamente a la generación anterior (generacional). Todo este proceso queda representado en la figura 2.5

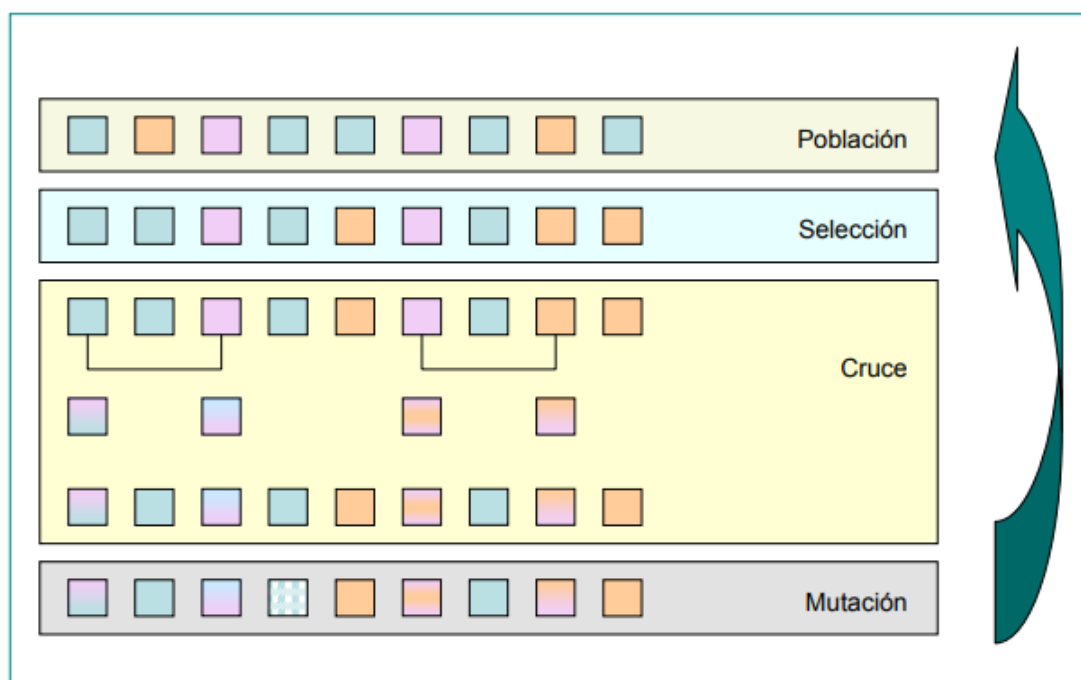


Figura 2.5: Esquema del funcionamiento de los algoritmos genéticos [69]

La simulación terminará cuando se haya encontrado la optimización de la función objetivo o si se alcanza el número máximo establecido de generaciones.

2.3.3. Particle swarm

El *particle swarm* o enjambre de partículas es un método de optimización metaheurístico inspirado en el comportamiento colectivo de sistemas naturales, como bandadas de pájaros, enjambres o

bancos de peces, que cooperan para buscar alimento u optimizar rutas sin tener un lider central.

En primer lugar, se genera una población de N partículas. Cada partícula contará con una posición x_i que representa una posible solución y una velocidad v_i que determina cómo se moverá en el espacio. Al inicio de la simulación estos valores son aleatorios.

Posteriormente, se va a evaluar el valor de la función objetivo en la posición de cada partícula. Tras esto, cada partícula va a recordar 2 variables, el p_{best} que indica su mejor posición propia encontrada y el g_{best} que define el mejor valor global encontrado por todo el enjambre. Conociendo estas variables se van a actualizar los valores de velocidad y posición de la siguiente manera:

$$v_i^{(t+1)} = w \cdot v_i^{(t)} + c_1 \cdot rand \cdot (p_{best} - x_i^{(t)}) + c_2 \cdot rand \cdot (g_{best} - x_i^{(t)}) \quad (2.15)$$

$$x_i^{(t+1)} = x_i^{(t)} + v_i^{(t+1)} \quad (2.16)$$

donde w es el factor de inercia que controla la exploración, $rand$ es un número aleatorio entre 0 y 1 y c_1 y c_2 son unos coeficientes de aprendizaje, midiendo la influencia propia y grupal.

La influencia en la velocidad de los valores de p_{best} y de g_{best} se puede observar en la Figura 2.6

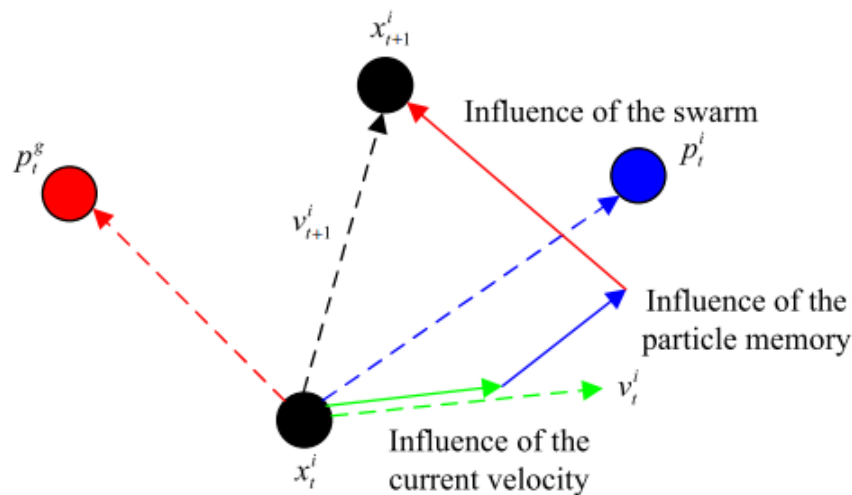


Figura 2.6: Movimiento de las partículas en el método de *particle swarm* [70]

Tras recalcular las nuevas velocidades y posiciones, se vuelve a repetir el proceso mencionado anteriormente, cambiando los valores de p_{best} y de g_{best} en cada iteración. Todo este proceso se representa de manera simplificada en la Figura 2.7.

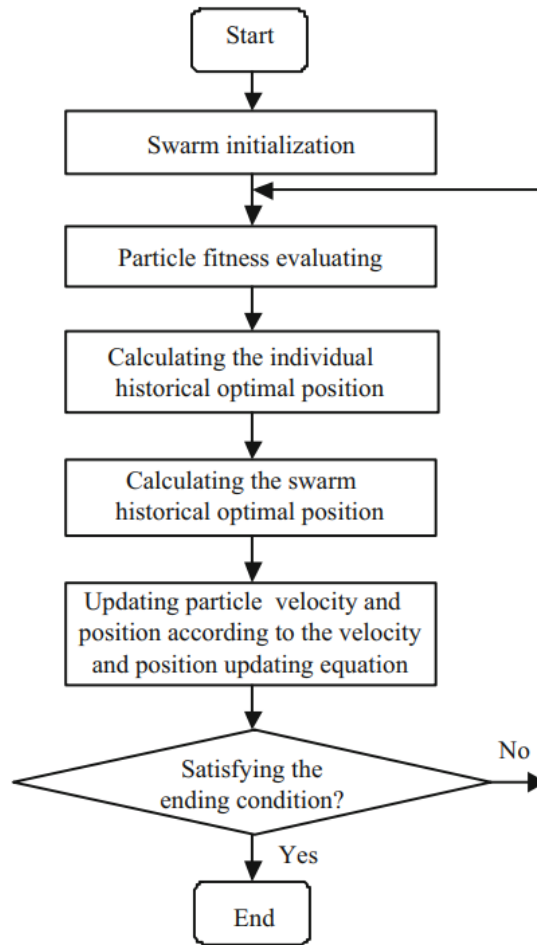


Figura 2.7: Esquema del funcionamiento de particle swarm [70]

2.4. Implementación del método de *particle swarm* en el código de diseño

Dentro de la Optimization Toolbox [66] de Matlab existe una función específica para el *particle swarm* [71]. El principal problema de esta función es que no se le pueden añadir restricciones no lineales (como si se puede hacer con *fmincon* y *ga*). Esto produce que no se pueda añadir como restricción no lineal que el PR (relación de compresión) tenga que ser mayor o igual que el PR objetivo.

Al diseñar un TC, el método de *particle swarm* va a tender a reducir el PR para obtener el mayor rendimiento posible, cosa que no interesa ya que se busca obtener la geometría que obtenga el mejor rendimiento para un PR determinado. Para solucionar este problema se han introducido en el código de diseño una función de penalización, que se muestra en la Ecuación 2.17.

$$\text{si } PR < PR_{obj} \Rightarrow \eta_{tt} = \eta_{tt} - (PR_{obj} - PR) \cdot 5 \quad (2.17)$$

Esta función se introduce en el final del modo análisis dentro del modo de diseño. El modo de diseño va a obtener un vector de variables de diseño, que se van a introducir en el modo análisis para obtener el rendimiento. Antes de que el modo diseño utilice el rendimiento obtenido por el modo análisis se hace pasar por la función de penalización. Esta función de penalización hace que cuanto más alejado de el PR objetivo peor será el rendimiento, haciendo que el *particle*

swarm tienda a subir el PR para obtener mejores rendimientos.

2.5. Variables de optimización

Las variables del TC que se van a optimizar vienen determinadas por el código usado, aunque posteriormente se va a reducir el número. Las variables de optimización quedan expuestas en la Tabla 2.2.

<i>Variable</i>	<i>Descripción</i>	<i>Unidades</i>	<i>Mínimo</i>	<i>Máximo</i>
D_2	Diámetro de salida del rodete	m	0.02	0.2
D_{1t}/D_2	Relación entre diámetros de entrada y de salida	-	0.45	0.85
D_{1h}/D_{1t}	Relación entre diámetros de eje de punta en la entrada	-	0.65	0.85
$\beta_{1g,mid}$	Ángulo del álabe en la entrada	$^\circ$	20	70
b_2/D_2	Relación entre espesor y diámetro en la salida	-	0.02	0.10
β_{2g}	Ángulo del álabe en la salida	$^\circ$	0	60
Nbf	Número de álabes completos	-	4	14
N	Régimen de giro	rpm	4000	200000

Tabla 2.2: Variables de diseño

Los límites de optimización han sido modificados respecto al original para obtener soluciones que se pueden aplicar en la realidad, es decir, se ha reducido el valor máximo del número de álabes debido a que valores muy altos no se pueden fabricar por cuestión de espacio. Por otro lado, se han limitado los valores mínimos de los diámetros para dejar suficiente espacio para introducir un eje que conecte el TC con el motor eléctrico.

Tras realizar el diseño de TC con estas ocho variables de diseño, se ha optado por reducir dicho número con el fin de simplificar el problema. La variable elegida es Nbf , debido a que existen muchas correlaciones empíricas para hallar este valor, cosa que no ocurre con el resto de variables. Para calcular este valor, se ha utilizado una correlación empírica desarrollada por C. Xu y RS. Amano [72], que es la siguiente:

$$Nb = -4,527 \cdot e^{1,865/PR_{tt}} + 32,22 \quad (2.18)$$

Esta correlación tiene en cuenta el número de álabes totales, tanto enteros como partidos, por lo que para sacar el valor de Nbf hay que dividir entre 2 el valor de Nb .

Si se aplica dicha correlación para los casos de propano, cuyo PR es de 1.8, da un valor de Nbf de 9.73 álabes. Como este valor debe ser entero se redondea a 10 álabes.

Para los casos de isobutano, que tienen un PR de 2, sale como resultado un valor de Nbf de 10.36 álabes, que se redondea a 10 álabes.

2.6. Casos de estudio: Turbocompresores para bomba de calor

En este proyecto, los estudios realizados han sido realizados para una serie de casos de bombas de calor reales. Se han seleccionado 6 configuraciones de bomba de calor, tres de ellas con propano como fluido de trabajo y las otras tres con isobutano. Las configuraciones de estas bombas de calor están descritas en la Tabla 2.3. Estos fluidos han sido utilizados recientemente para sistemas de bombas de calor [21] y están disponibles en el Laboratorio de Motores Térmicos de la ETSII de la Universidad Politécnica de Madrid (UPM) para posteriores pruebas experimentales.

	Caso	T_{in} (K)	P_{in} (bar)	m (g/s)	PR (-)	Fluido	ΔT (K)
1	HP-1-Pr	268.15	3.45	21.1	1.8	Propano	28.9
2	HP-2-Pr	283.15	5.51	20.8	1.8	Propano	30.0
3	HP-3-Pr	298.15	8.36	20.6	1.8	Propano	31.5
4	HP-2-Ib	283.15	1.87	19.5	2	Isobutano	26.4
5	HP-3-Ib	298.15	3.02	19.2	2	Isobutano	27.4
6	HP-4-Ib	313.15	4.65	19.1	2	Isobutano	28.7

Tabla 2.3: Parámetros de diseño de los casos de estudio

Cada fluido ha sido diseñado para tres niveles de temperatura. En el caso del propano, el 1 es para refrigeración bajo cero, el 2 es para refrigeración de temperatura alta y el 3 para calentamiento. En el caso del isobutano, el número 2 (primer caso) es para refrigeración de temperatura alta, el 3 para calentamiento ligero y el 4 para un mayor calentamiento. Se han definido los saltos de temperaturas mediante las relaciones de compresión.

Analizando las condiciones de entrada de cada caso, se puede observar que para cada caso los valores de temperatura y presión de entrada aumentan. Esta última variable conlleva a un aumento considerable de la densidad de entrada del flujo. Esto será relevante más adelante en el análisis de la evolución de los resultados con cada caso.

Las Figuras 2.8a y 2.8b muestran en gráficas T-s los tres casos de ciclos de bomba de calor para cada fluido. En estas gráficas se pueden observar los 4 procesos del ciclo de Rankine inverso, las dos líneas horizontales que atraviesan la curva de saturación son los procesos de evaporación y condensación, siendo la línea inferior el proceso de evaporación y la superior el proceso de condensación. El proceso que queda en la zona de vapor (a la derecha del diagrama) es el proceso de compresión. Como se puede observar en las Figuras 2.8a y 2.8b, el compresor trabaja en la zona vapor y la entrada del compresor está sobrecalentada en 5°C, para asegurar que el fluido en la entrada del compresor está completamente evaporado. Esto es un factor de seguridad para evitar una posible evaporación dentro del compresor, lo cuál podría dañarlo.

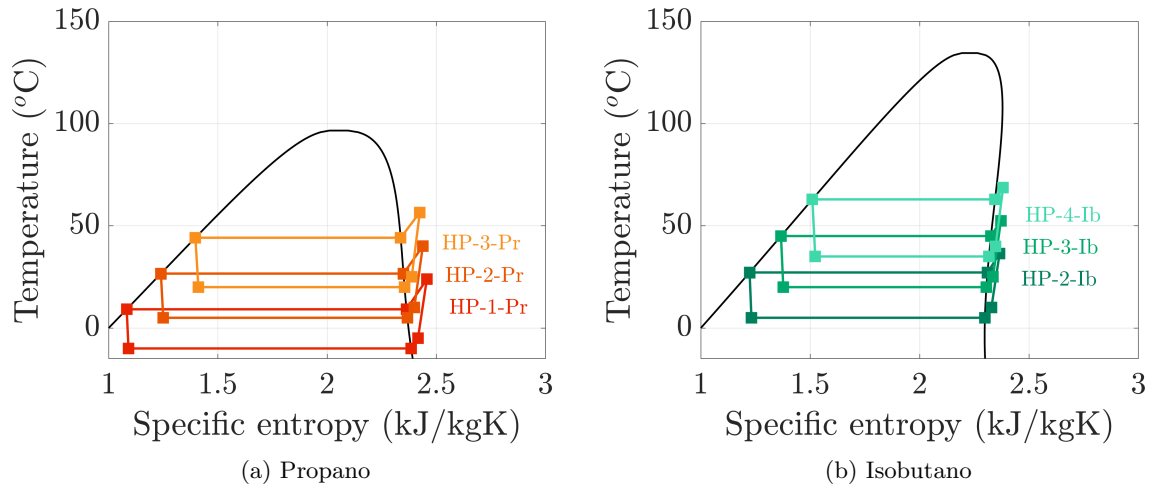


Figura 2.8: Gráficas T-s de los ciclos de bomba de calor estudiados

3. Resultados

En este apartado se van a mostrar todas las simulaciones realizadas con el código de diseño de TC comentado anteriormente para todos los casos de estudio de la Tabla 2.3. En primer lugar se ha realizado el diseño de TC para poder comprobar cuál es el método de optimización más eficiente para el diseño de TC. Posteriormente se han vuelto a realizar las simulaciones tras eliminar el número de álabes de las variables de diseño, para analizar las diferencias obtenidas, tanto en rendimientos como en tiempos de simulación. Por último, se ha realizado un análisis de sensibilidad de las variables de optimización para poder observar que variables afectan más al desempeño del TC.

3.1. Diseño de turbocompresores centrífugos

Para el diseño de TC se han utilizado los 4 métodos de optimización expuestos en la Sección 2.3 para cada uno de los casos presentados en la Tabla 2.3. Tras realizar todos los diseños de TC, se va a comparar qué métodos obtienen un mayor rendimiento del TC y presentan menores tiempos de simulación.

3.1.1. Diseño para los casos de propano

Para el primer caso de propano, los rendimientos se muestran en la Figura 3.1. El método que ofrece una mejor solución es el de *ps*, seguido de *fmincon*. Es destacable que los peores resultados han sido los realizados por *ga*, ya que es el método que realiza mayor cantidad de iteraciones. También destacar que la función *ga+fmincon* no logra mejorar prácticamente nada los resultados obtenido solo con *ga*.

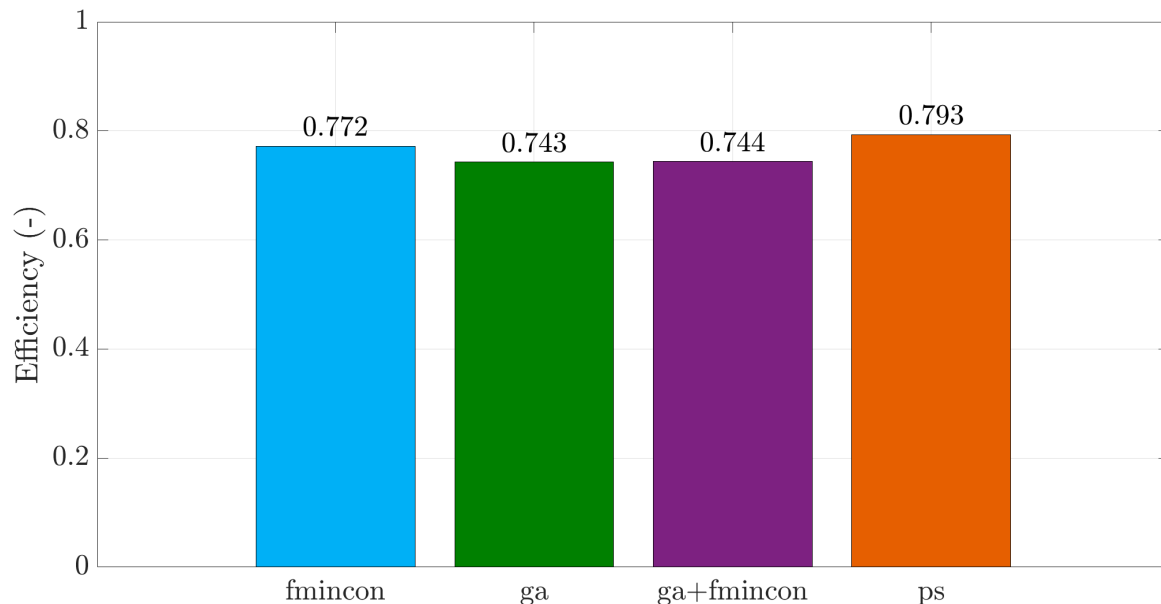


Figura 3.1: Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-1-Pr

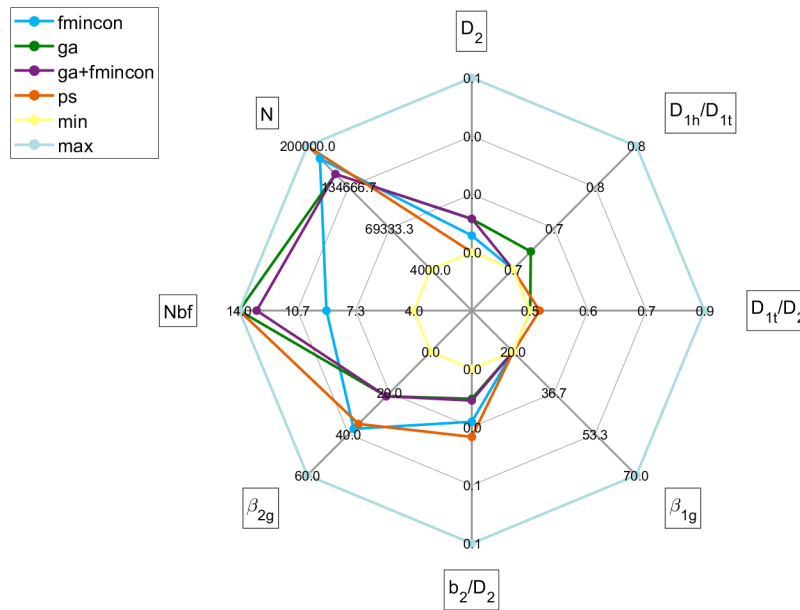


Figura 3.2: Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-1-Pr

En cuanto a las variables de diseño (Figura 3.2), se puede observar como todos los métodos presentan unos valores más o menos similares. El método de *ps* tiende a los valores máximos en N_{bf} y en N , mientras que tiende a minimizar los diámetros tanto de entrada como de salida. Esto es importante, debido a que seguirá vigente en el resto de simulaciones. Destacar que las geometrías obtenidas por los métodos de *ga* presentan una estructura más parecida al método de *ps*, pero presenta peores rendimientos que con *fmincon*.

Para el segundo caso de propano (Figura 3.3), se observa que el rendimiento obtenido es inferior al primer caso. El método de *ps* vuelve a encontrar la solución con mayor rendimiento, con una diferencia de cinco puntos porcentuales de la segunda mejor solución, que se ha utilizado *fmincon*.

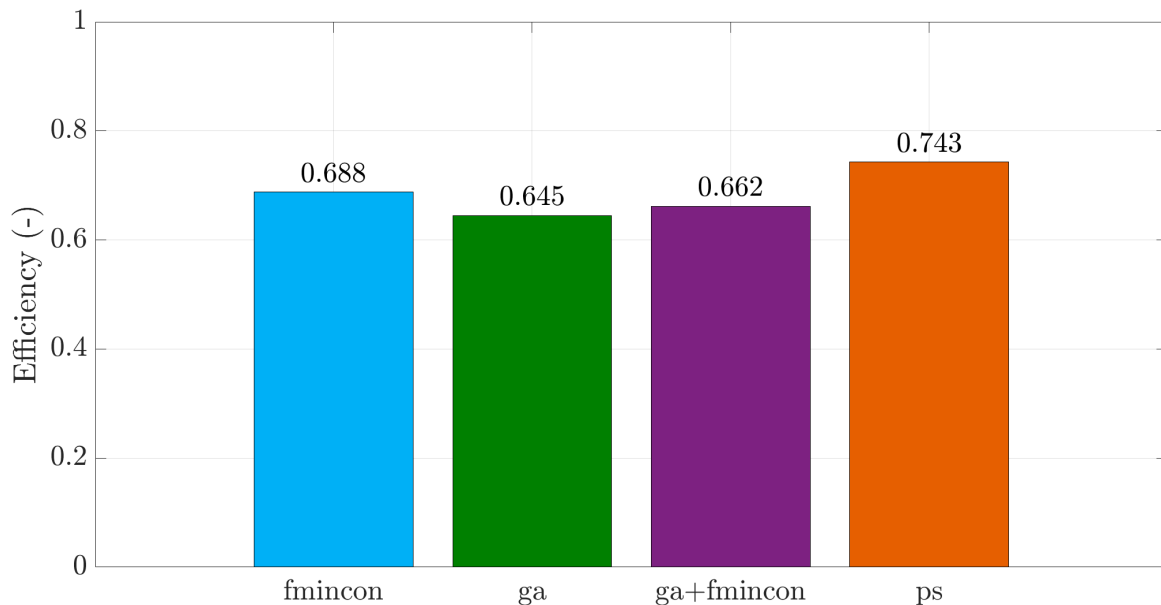


Figura 3.3: Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-2-Pr

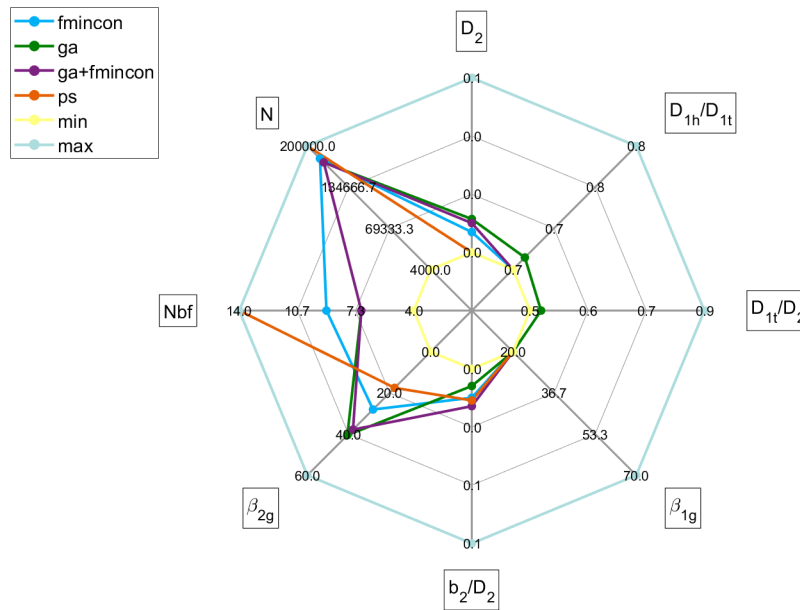


Figura 3.4: Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-2-Pr

En este caso, las variables de diseño que se representan en la Figura 3.4 presentan una estructura similar al caso anterior. El método de *ps* vuelve a maximizar los valores de régimen de giro y número de álabes y a minimizar los valores de los diámetros de entrada y de salida. Para este caso *ga* tiende a reducir bastante el número de álabes y a aumentar el ángulo a la salida, mientras que *fmincon* prácticamente no varía.

Para el último caso de propano (Figura 3.5), los rendimientos obtenidos son bastante más bajos que los mencionados anteriormente. El método de *ps* vuelve a obtener los mejores resultados. Para este caso, *ga* es capaz de encontrar mejores soluciones que *fmincon*.

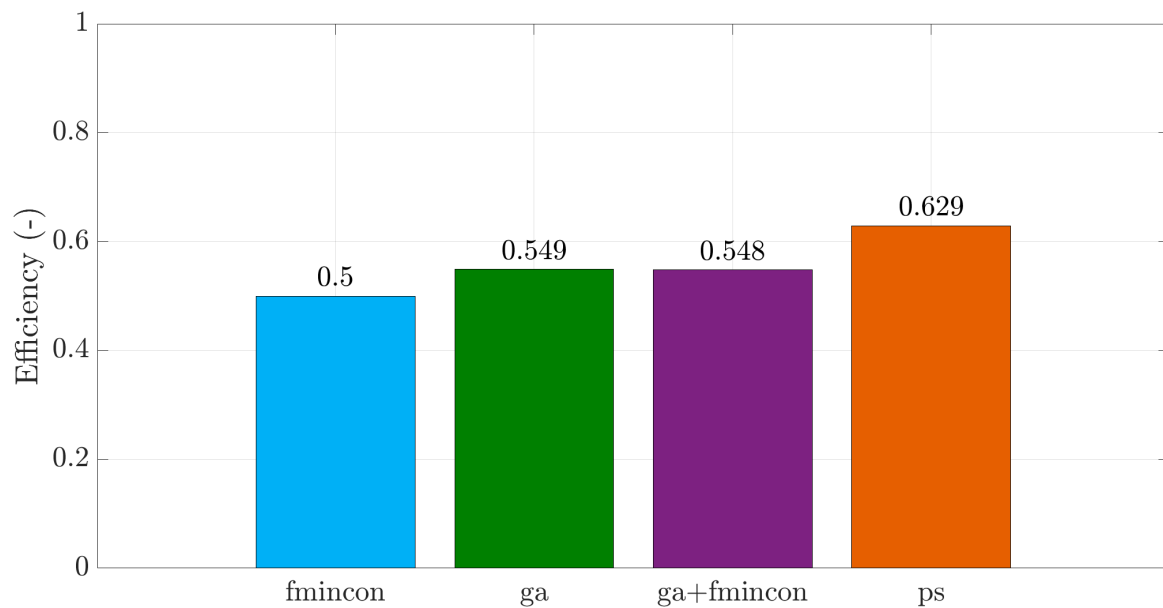


Figura 3.5: Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-3-Pr

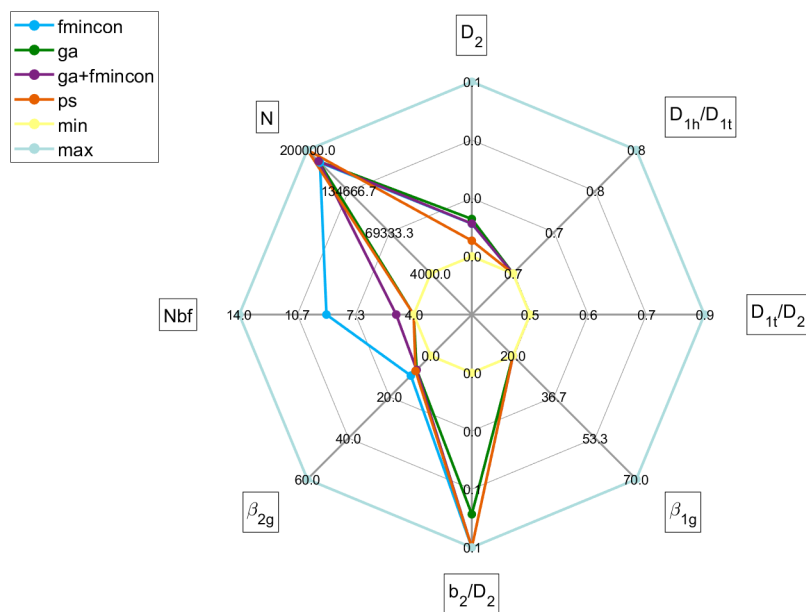


Figura 3.6: Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-3-Pr

Las variables de diseño obtenidas en este caso, mostradas en la Figura 3.6, son muy distintas a las anteriores. Todos los métodos tienden a reducir el número de álabes y la relación entre el espesor y el diámetro de salida al mínimo, cosa que ocurriría al contrario en los casos anteriores. Se puede observar como *fmincon* presenta un rendimiento peor debido a que obtiene un mayor número de álabes.

3.1.2. Diseño para los casos de isobutano

Ahora se van a comparar los casos que utilizan isobutano como fluido refrigerante. En el primer caso de isobutano, se puede observar en la Figura 3.7 los rendimientos obtenidos. Todos los métodos presentan unos rendimientos similares, obteniéndose un mayor valor para el método de *ps*, con una mejora de tres puntos porcentuales respecto de *fmincon*.

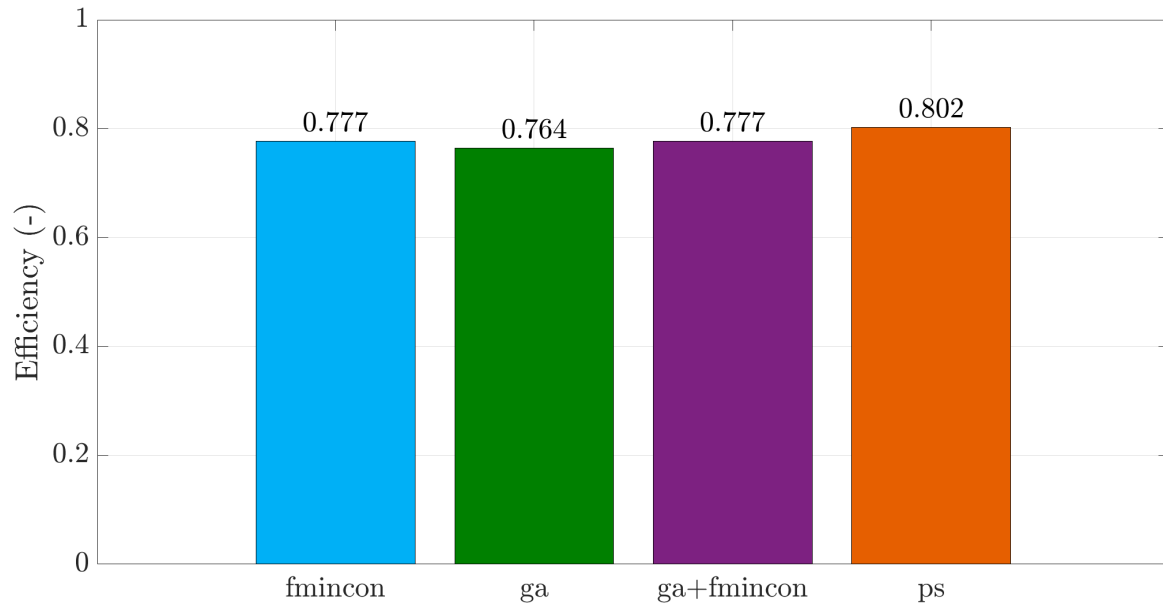


Figura 3.7: Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-2-Ib

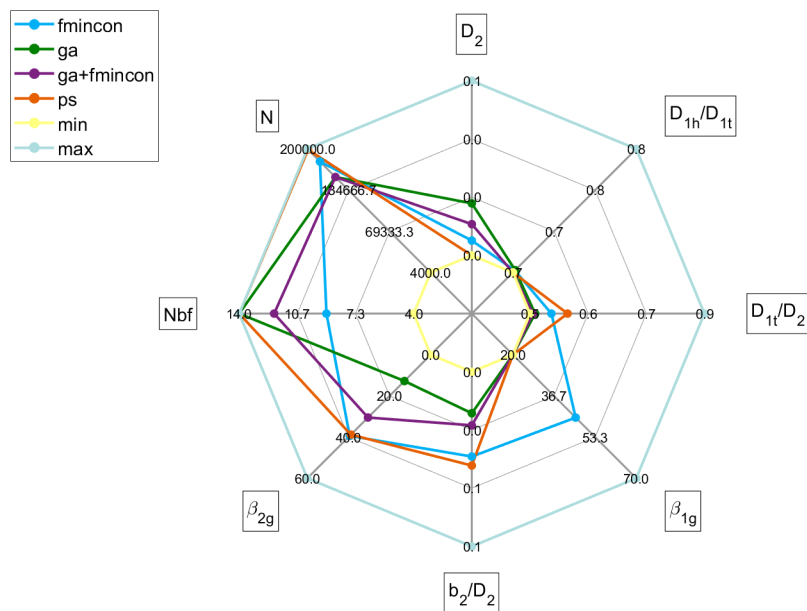


Figura 3.8: Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-2-Ib

Con respecto a las variables de diseño obtenidas en este caso (Figura 3.8), el caso de *ps* vuelve a maximizar los valores de régimen de giro y número de álabes, aunque en este caso aumentando los valores del ángulo a la salida y de b_2/D_2 . El caso de *fmincon* sigue su tendencia de quedarse en unos valores medios de número de álabes. Es interesante destacar que las geometrías obtenidas con los métodos de *fmincon* y *ga+fmincon* son completamente distintas, pero obtienen el mismo valor para el rendimiento.

Para el segundo caso de isobutano, *ps* vuelve a ser el método que obtiene un mayor rendimiento. Es destacable mencionar que el método de *ga+fmincon* obtiene un peor rendimiento que el método de *ga* solo, ya que se realiza una simulación con *fmincon* con la geometría obtenida con *ga*.

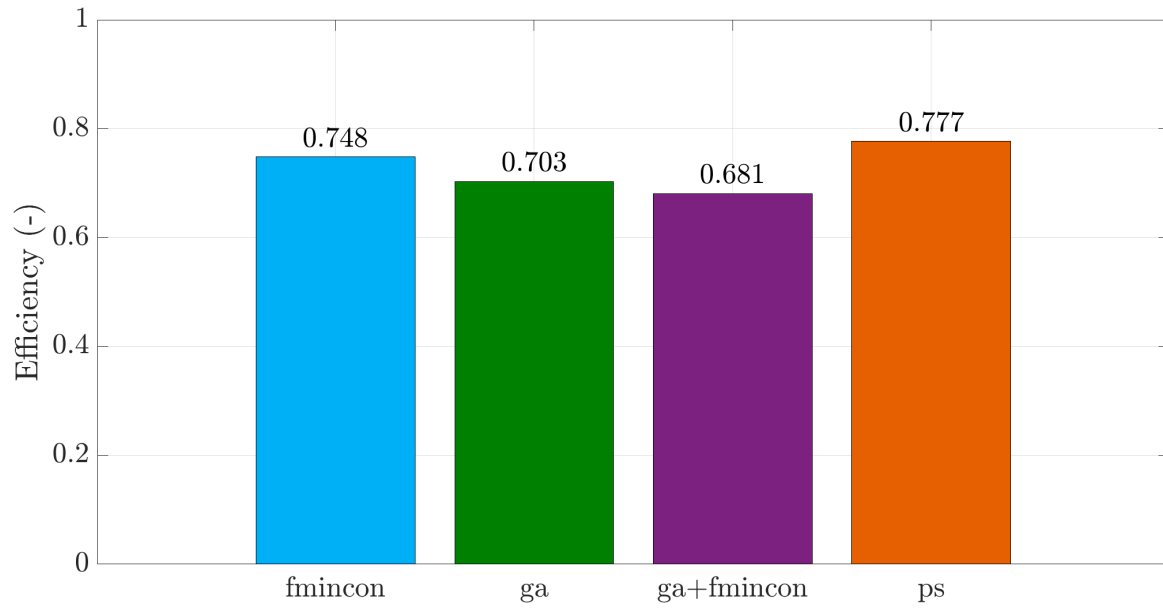


Figura 3.9: Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-3-Ib

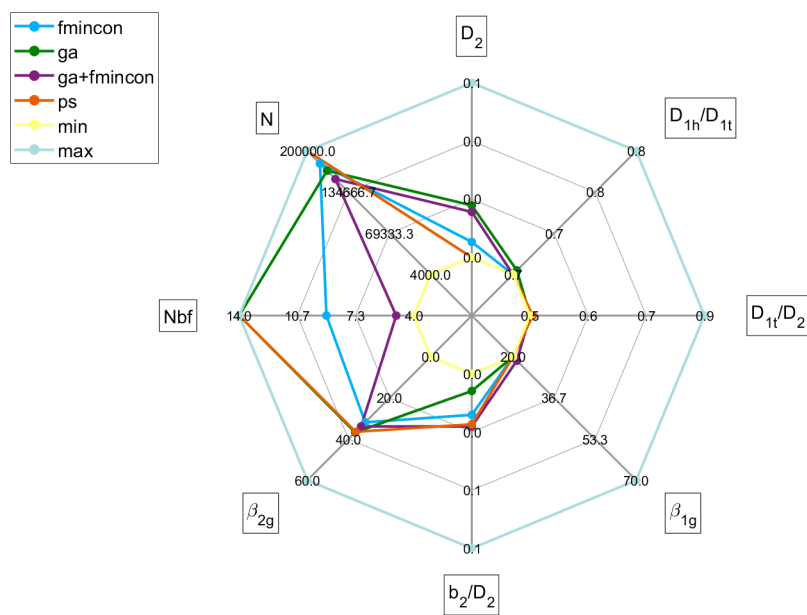


Figura 3.10: Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-3-Ib

En este segundo caso de isobutano, las variables de diseño obtenidas quedan representadas en la Figura 3.10. Para este caso los métodos de optimización siguen las tendencias mencionadas anteriormente. El método de *ps* vuelve a maximizar los valores de número de álabes y de régimen de giro. Además, minimiza los valores de los diferentes diámetros. El método de *fmincon* vuelve a presentar un valor de número de álabes intermedio. Cabe resaltar que el método de *ga+fmincon* tienda a un valor muy bajo de número de álabes, mientras que el método de *ga* tienda al máximo.

Por último, se ha simulado el tercer caso de isobutano, obteniendo unos rendimientos que se muestran en la Figura 3.11. Como es esperable teniendo en cuenta los casos anteriores, *ps* es el que obtiene un mejor resultado, con una diferencia de más de seis puntos porcentuales respecto del segundo mejor rendimiento. Destacar que el método de *ga+fmincon* encuentre un diseño de TC con un rendimiento notablemente más bajo que el encontrado con el método de *ga*

únicamente.

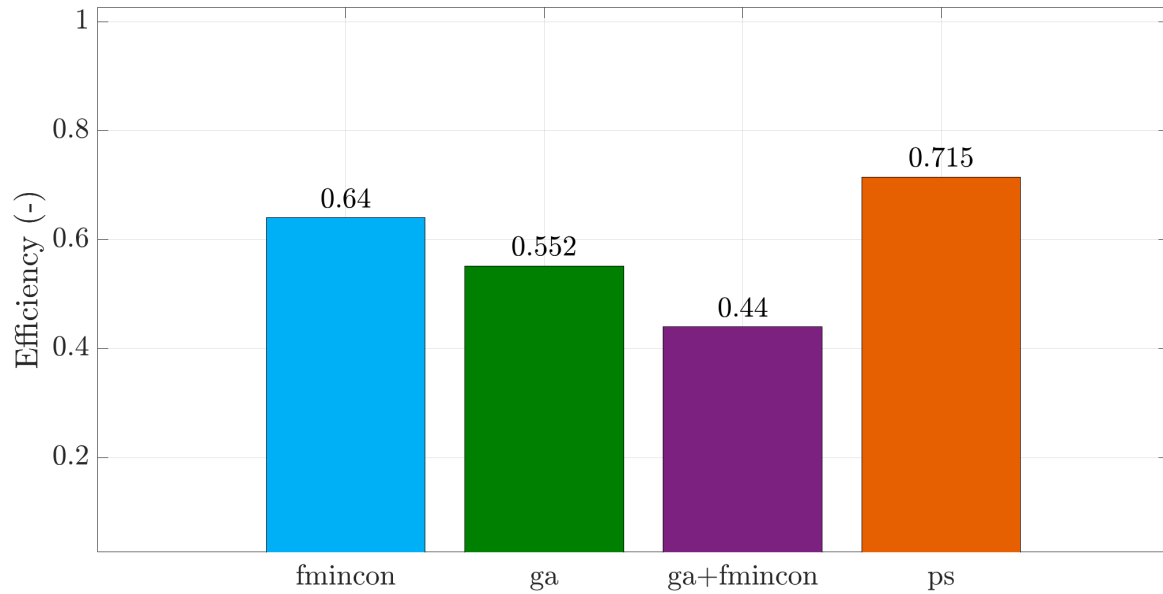


Figura 3.11: Comparativa de rendimientos de diseño para el caso de HP-4-Ib

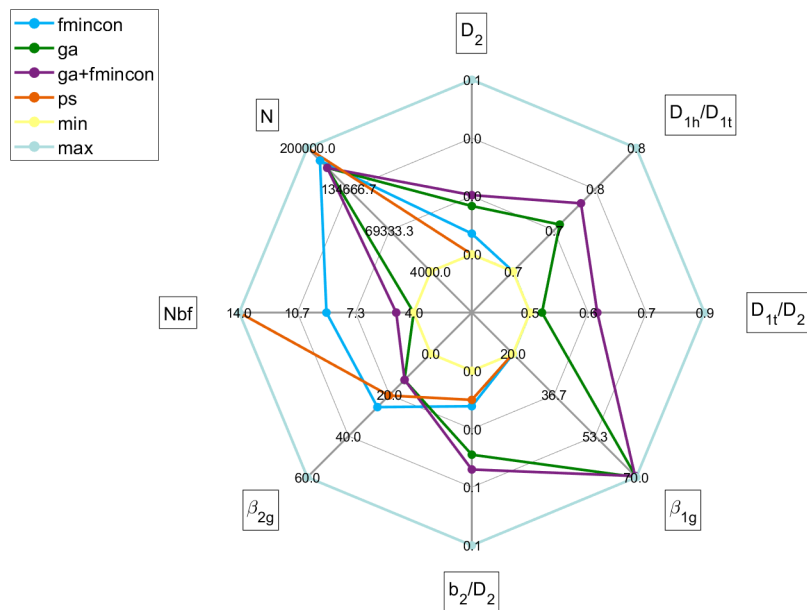


Figura 3.12: Gráfico de araña de las variables de diseño para el caso de HP-4-Ib

Para este último caso, las variables de diseño quedan expuestas en la Figura 3.12. El método de *ps* vuelve a minimizar los valores de los diferentes diámetros y a maximizar los valores de régimen de giro y del número de álabes. *Fmincon* vuelve a quedarse en un valor intermedio del número de álabes. Es posible que para esos valores de número de álabes se encuentre un máximo local que *fmincon* no es capaz de superar. Por otro lado, *ga* y *ga+fmincon* han obtenido unas variables de diseño completamente distintas. Esto se puede deber a que no han sido capaces de encontrar la zona de solución del problema y han tendido a valores completamente distintos. Por ello los rendimientos obtenidos con estos métodos son tan bajos.

3.1.3. Comparativa de tiempos de simulación

Tras realizar las simulaciones con todos los métodos de optimización y todos los casos se ha realizado una comparación de los tiempos de simulación requeridos por cada método de optimización para diseñar TC. Esta comparativa también se ha realizado para cada caso, que se muestra en las Figuras 3.13 y 3.14.

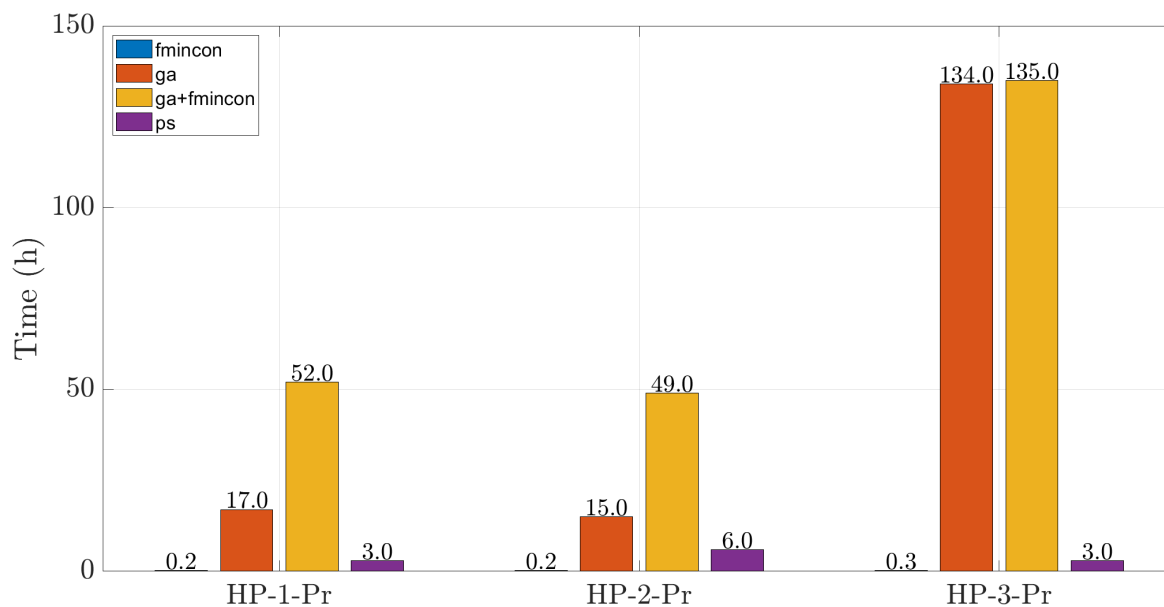


Figura 3.13: Comparativa de tiempos de simulación para los casos de propano

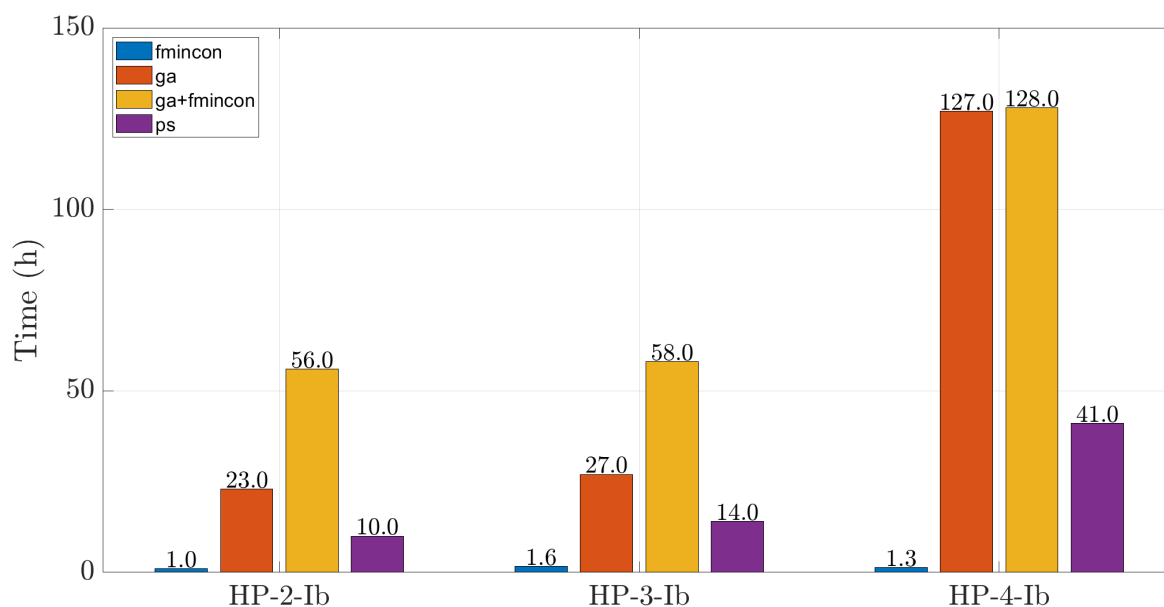


Figura 3.14: Comparativa de tiempos de simulación para los casos de isobutano

El método de *fmincon* es el que menor tiempo de simulación tiene, con bastante diferencia respecto del resto, llegando a realizar simulaciones en 20 minutos. El segundo método con menores tiempos de simulación es el de *ps*, que presenta tiempos bajos para los casos de propano y algo más altos para los casos de isobutano. Por último, quedan los casos de *ga* y de *ga+fmincon* cuyos tiempos de simulación son bastante más altos que los otros dos casos anteriores, llegando a

superar tiempos de simulación de 5 días para los casos de HP-3-Pr y de HP-4-Ib. Es importante destacar que para algunos casos los tiempos de simulación de $ga+fmincon$ son el doble que con ga , debido a que, en teoría, $ga+fmincon$ realiza la misma simulación que ga , pero añadiendo un proceso de $fmincon$, por lo que no debería haber casi diferencia de tiempos entre ellas.

Como resultados de este apartado se puede decir claramente que ps es el método que obtiene mejores resultados, con unos tiempos de simulación bastante asequibles. Si se quisiese realizar una simulación muy rápida, sin importar perder algo de rendimiento por el camino, se optaría por el método de $fmincon$. En ninguna situación sería viable utilizar el método de ga y de $ga+fmincon$ debido a que obtiene los peores resultados y presenta los tiempos de simulación más altos.

3.2. Influencia del número de álabes en el diseño

En este apartado se ha reducido el número de variables de optimización de 8 a 7. Se ha eliminado la variable del número de álabes, que se calculará utilizando una correlación empírica como se explica en la Sección 2.5. Esto da como resultado para los 6 casos realizados un valor de 10 álabes. Se van a simular los 6 casos con unos valores de 9, 10, 11 y 12 álabes usando los métodos de $fmincon$, ga y ps . En este apartado solo se van a mostrar los resultados obtenidos mediante el método de ps , debido a que, como se ha visto en la Sección 3.1, es el método que consigue mejores resultados.

Los rendimientos obtenidos se muestran en las Figuras 3.15 y 3.16. Para todo los casos, el rendimiento prácticamente no varía con respecto al número de álabes, por lo que, eliminar el número de álabes de las variables de optimización no afecta prácticamente al resultado. Esto se debe a que cuando el régimen de giro es bajo (para estos casos) el factor de deslizamiento aumenta a medida que aumenta el número de álabes. Por otro lado, las pérdidas por fricción del perfil también aumentan, manteniendo constante el rendimiento. Estos resultados muestran, a su vez, la robustez del método de ps , ya que no varía prácticamente el resultado al cambiar el número de álabes.

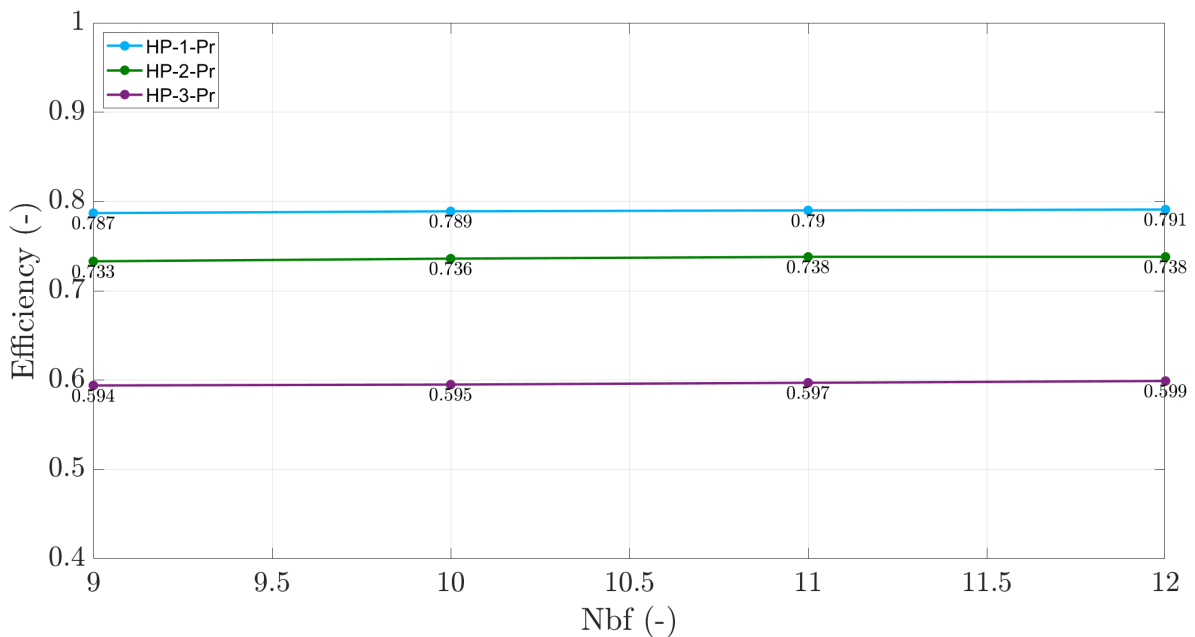


Figura 3.15: Comparativa del rendimiento con los diferentes valores de Nbf en los casos de propano

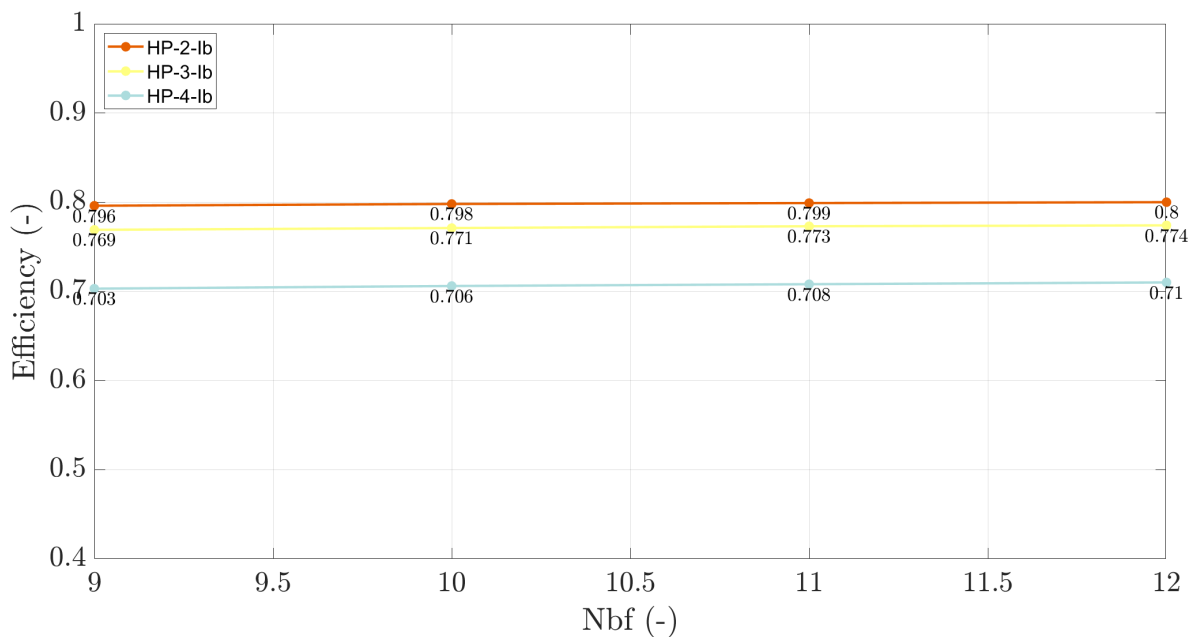


Figura 3.16: Comparativa del rendimiento con los diferentes valores de Nbf en los casos de isobutano

En cuanto a los resultados obtenidos de las variables de diseño para los casos de propano, estos se muestran en la Figura 3.17. Todos los resultados presentan una estructura similar, tendiendo a variar únicamente el valor del ángulo a la salida. Para el primer caso de propano, el ángulo a la salida va disminuyendo a medida que aumenta el número de álabes. Esto se debe a que al aumentar el número de álabes, el flujo se encuentra más guiado debido a un mayor número de álabes, por lo que no hace falta aumentar tanto el ángulo del álabe a la salida. En el segundo caso de propano, se produce algo similar que para el primer caso, aunque en este caso el valor del ángulo a la salida es muy similar para 9, 10 y 11 álabes. Con respecto al tercer caso de propano, se puede observar como para los diferentes valores del número de álabes el ángulo a la salida es muy parecido. En este caso cambia la relación entre el espesor y el diámetro a la salida, que tiende a disminuir a medida que aumenta el número de álabes.

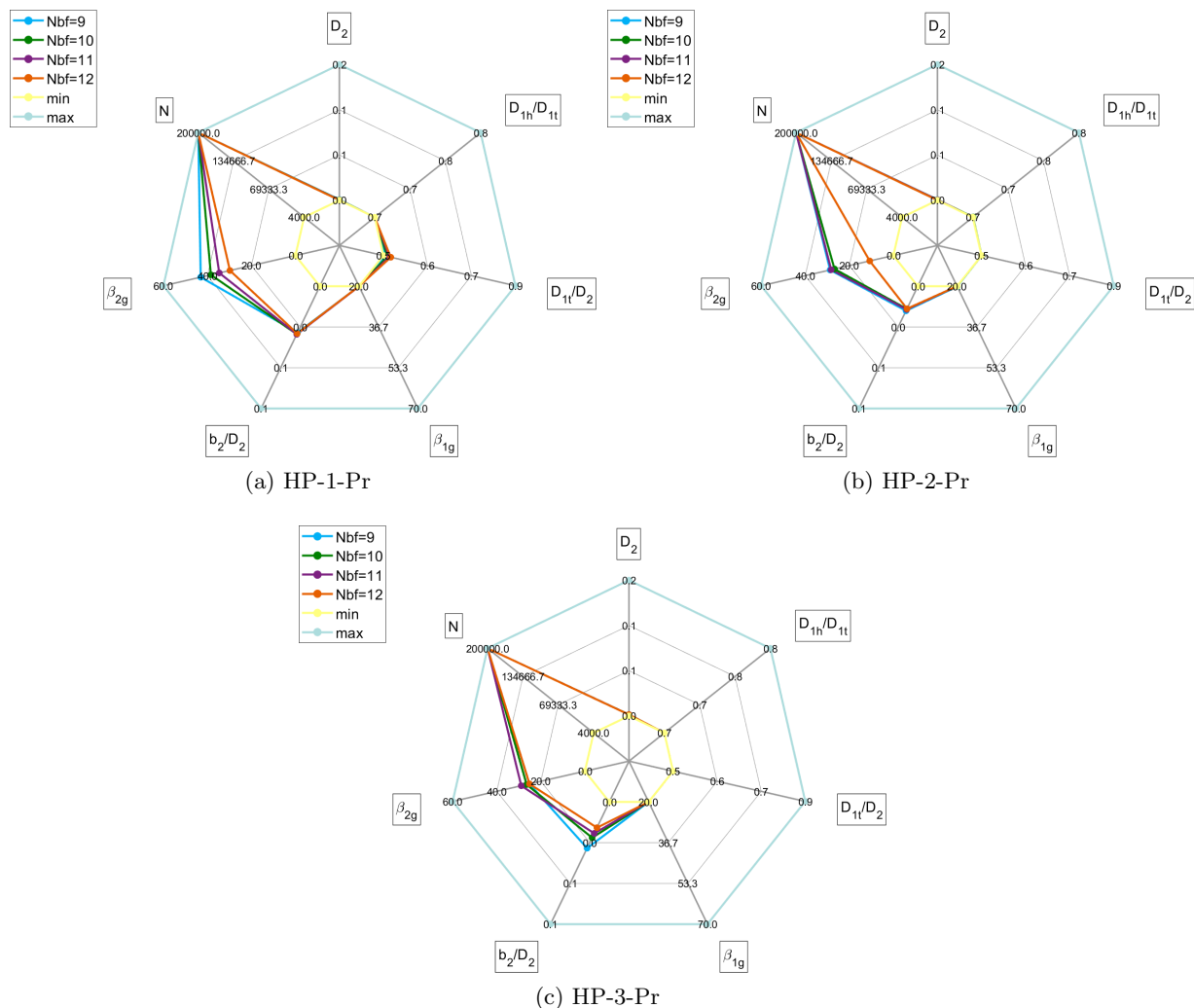


Figura 3.17: Gráficos de araña para los casos de propano tras eliminar Nbf de las variables de diseño

Para los casos de isobutano, se pueden observar diferencias entre cada caso, que quedan expuestas en la Figura 3.18. Para el primer y segundo caso el valor del ángulo a la salida disminuye ligeramente al disminuir el número de álabes, mientras que para el tercer caso disminuye al aumentar el número de álabes. Por otro lado, para el primer caso, se produce un valor más elevado de la relación entre los diámetros de entrada y de salida, mientras que para los otros 2 casos se mantiene en el valor mínimo.

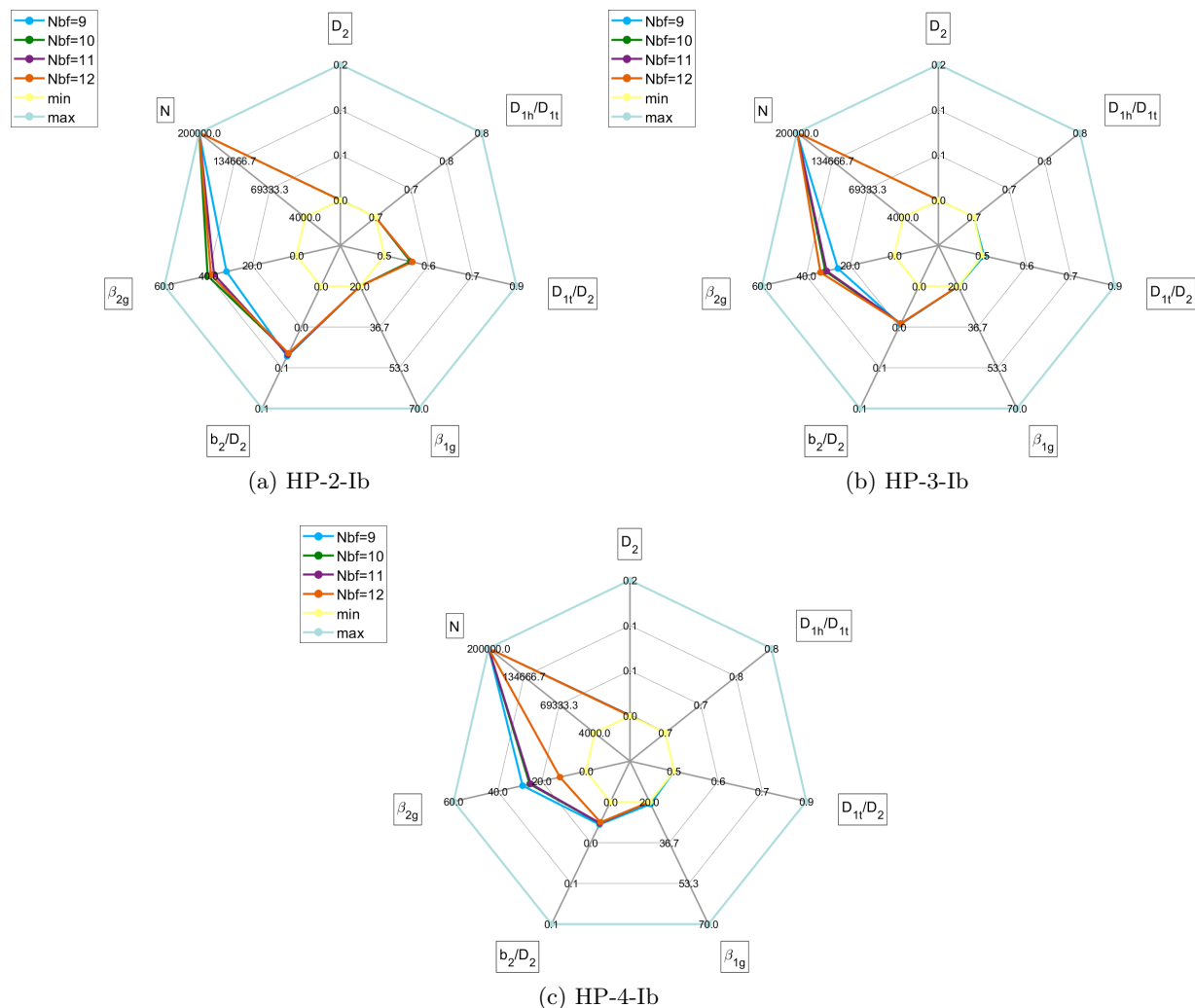


Figura 3.18: Gráficos de araña para los casos de isobutano tras eliminar Nbf de las variables de diseño

Tras realizar todas las simulaciones, se ha hecho una comparativa entre los tiempos de simulación con 8 y 7 variables de diseño usando el método de ps , para comprobar si es rentable reducir el número de variables de optimización. Esto se muestra en la Figura 3.19. De manera general, los tiempos se reducen bastante, como es en el caso de HP-4-Ib que se reduce más de un 90%. Existe algún caso como el de HP-1-Pr donde aumenta ligeramente, aunque no es significativo debido a que los tiempos ya eran bastante bajos. Por otro lado, para el caso de HP-3-Pr el tiempo de simulación se duplica. Esto puede ser debido a que se ha impuesto un número de álabes alto, cuando en el caso de diseño la simulación ha tendido al valor mínimo. Esta diferencia puede haber dificultado la búsqueda de la solución, aumentando el tiempo de simulación. En general, la reducción de una variable de optimización reduce considerablemente los tiempos, con una duración media de unas 3 horas, un tiempo de simulación bastante asequible.

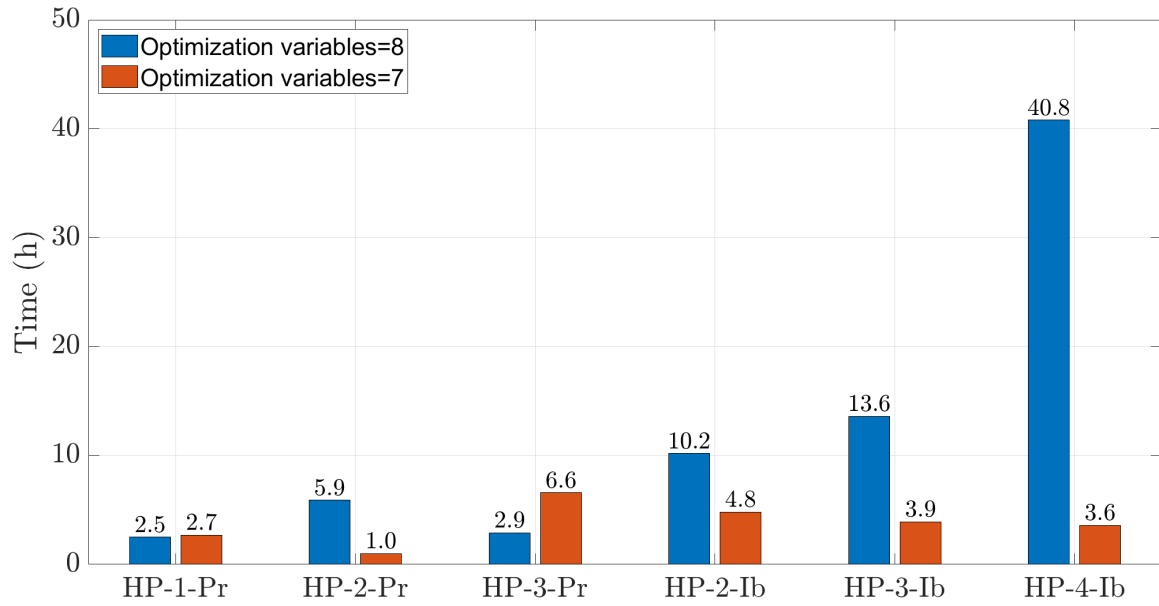
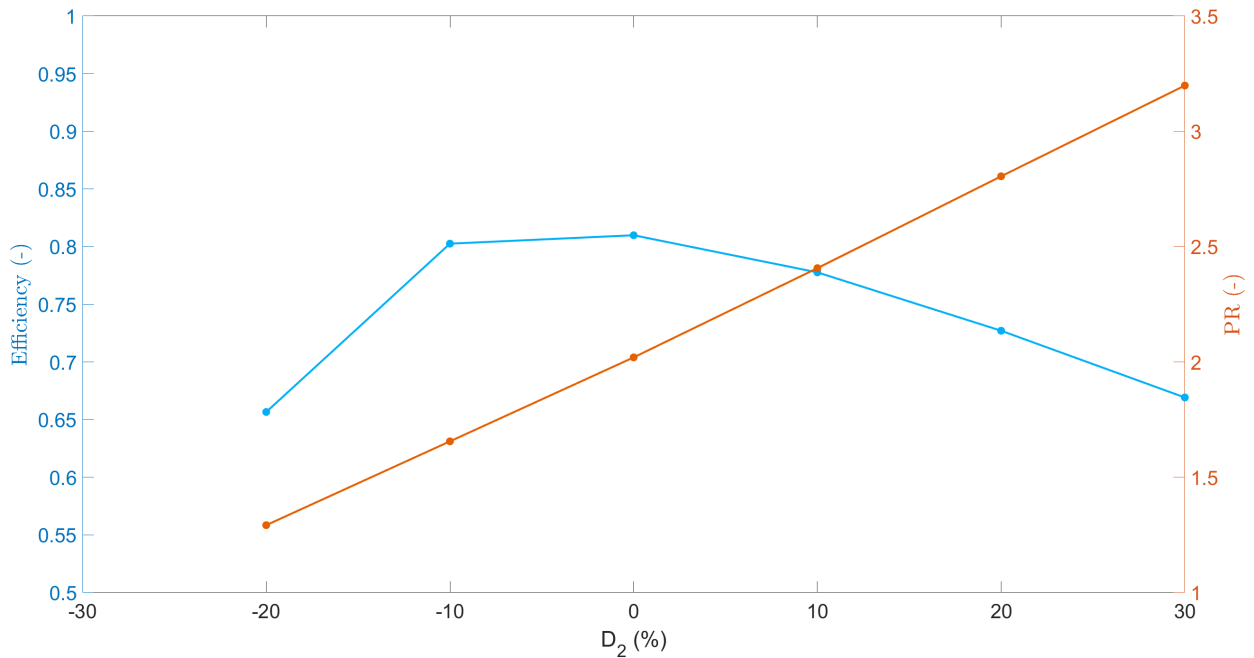


Figura 3.19: Comparativa de los tiempos de simulación

3.3. Análisis de sensibilidad de las variables de diseño

Por último, se ha realizado un análisis de sensibilidad a todas las variables de diseño, para ver como influyen en los valores de la relación de compresión y del rendimiento. Esto es importante para saber que variables son más interesantes de optimizar y, a su vez, para comprobar la robustez de la solución obtenida. Para ello, se ha elegido el caso de HP-2-Ib con un valor de Nbf de 10 y simulado con el método de ps . Se han modificado las variables de optimización aumentando o disminuyendo hasta un 30 % del valor obtenido, manteniendo el resto de variables constantes.


 Figura 3.20: Análisis de sensibilidad de la variable D_2

Para el caso de D_2 (Figura 3.20), el PR aumenta linealmente con D_2 . El rendimiento alcanza un

valor máximo entre un -10 % y un 0 % del valor original. Para el caso de -30 % no se encuentra solución debido a que el valor de D_2 es demasiado pequeño, produciendo errores a la hora de calcular las soluciones.

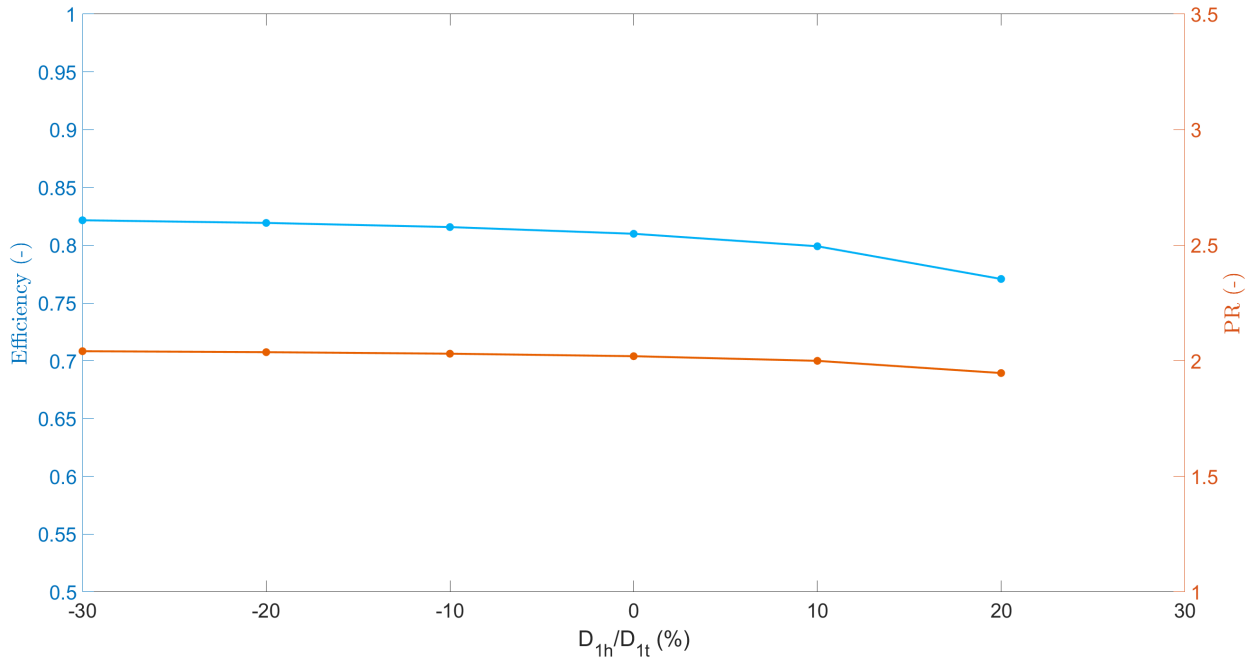


Figura 3.21: Análisis de sensibilidad de la variable D_{1h}/D_{1t}

Con respecto de la variable D_{1h}/D_{1t} (Figura 3.21) los valores de PR y de rendimiento casi no varían, disminuyendo ligeramente cuando se aumenta los valores de D_{1h}/D_{1t} . Para el caso de +30 % vuelve a ocurrir que no se encuentra solución, ya que es un caso extremo.

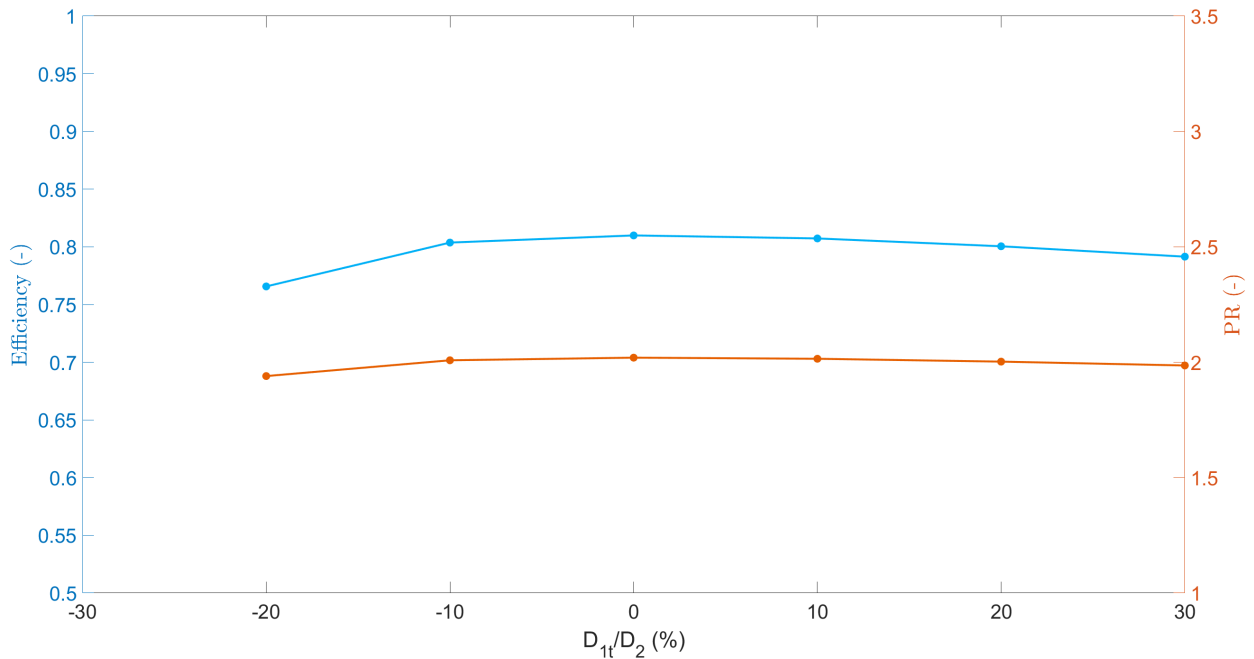


Figura 3.22: Análisis de sensibilidad de la variable D_{1t}/D_2

La variable de D_{1t}/D_2 afecta muy poco al rendimiento y al PR, como se muestra en la Figura

3.22. Estos valores disminuyen ligeramente para reducciones superiores al 10%, alcanzando un máximo en torno al valor original, volviendo a reducirse muy ligeramente al aumentar los valores de D_{1t}/D_2 respecto del valor original. Para el caso de -30% vuelve el código a no ser capaz de calcular la solución.

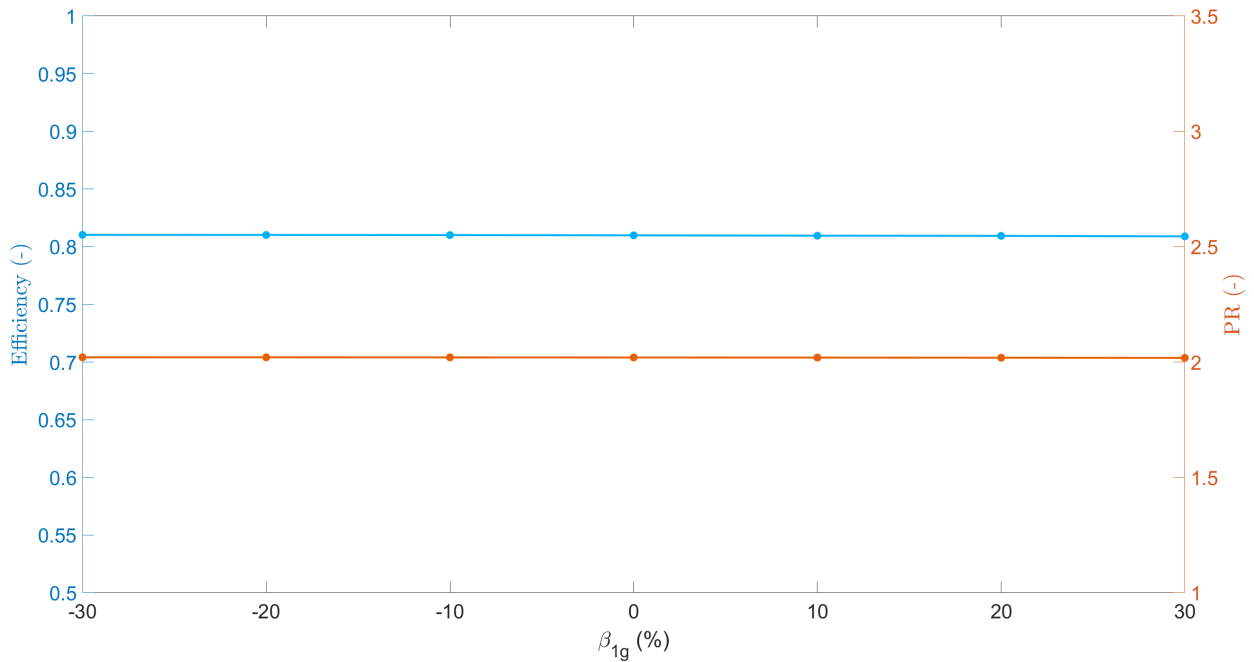


Figura 3.23: Análisis de sensibilidad de la variable β_{1g}

Se puede observar en la Figura 3.23 como la variable de β_{1g} no afecta prácticamente nada al rendimiento y al PR. Esto puede ocurrir debido a que la variación de β_{1g} es pequeña, ya que la solución obtenida tendía esta variable a su valor mínimo. Si se aumentase la variación, es posible que afectase en mayor medida a la solución.

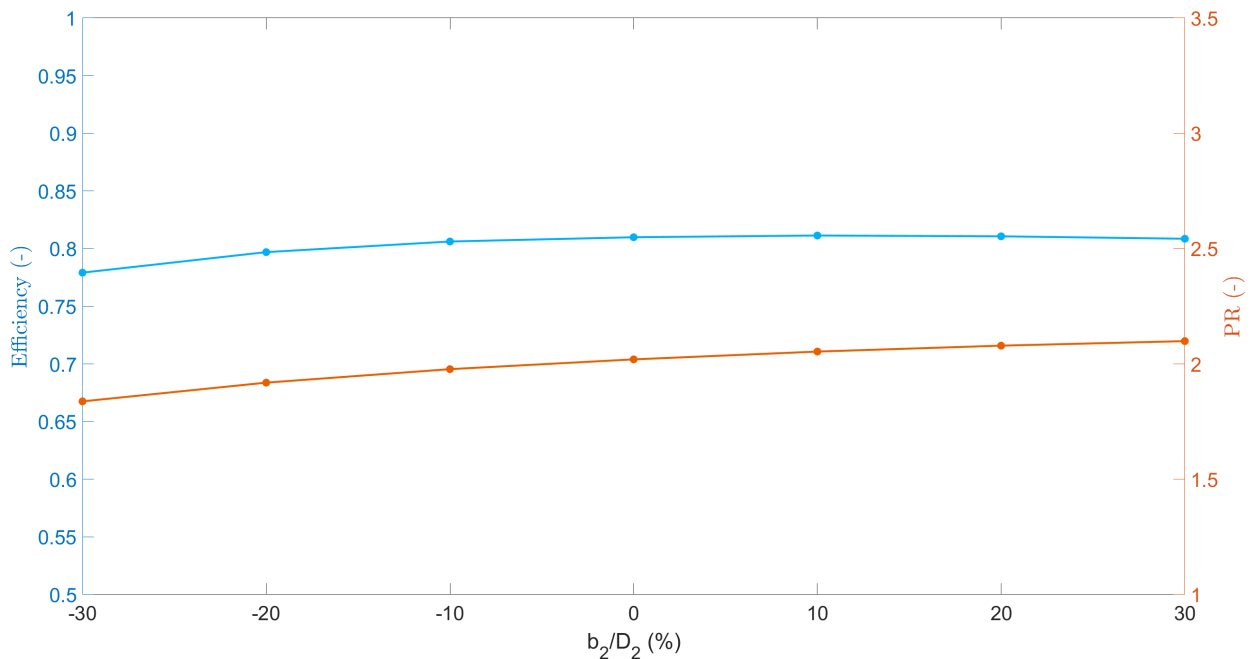


Figura 3.24: Análisis de sensibilidad de la variable b_2/D_2

Con respecto de la variable b_2/D_2 (Figura 3.24) el rendimiento crece ligeramente hasta estabilizarse en torno al valor original y superiores. El PR crece muy ligeramente al aumentar el valor de b_2/D_2 .

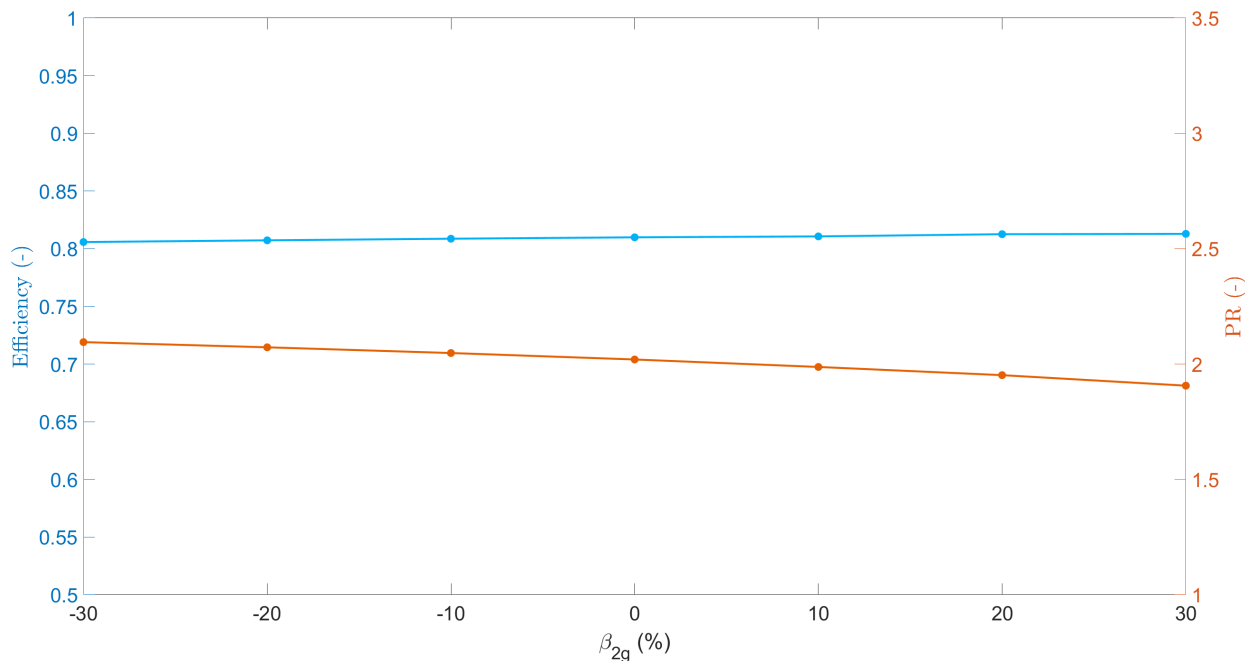


Figura 3.25: Análisis de sensibilidad de la variable β_{2g}

Para el caso de β_{2g} se puede observar en la Figura 3.25 que el rendimiento prácticamente no varía, aumentando muy ligeramente cuando se produce un aumento de β_{2g} . Con respecto del PR, este decrece al aumentar β_{2g} .

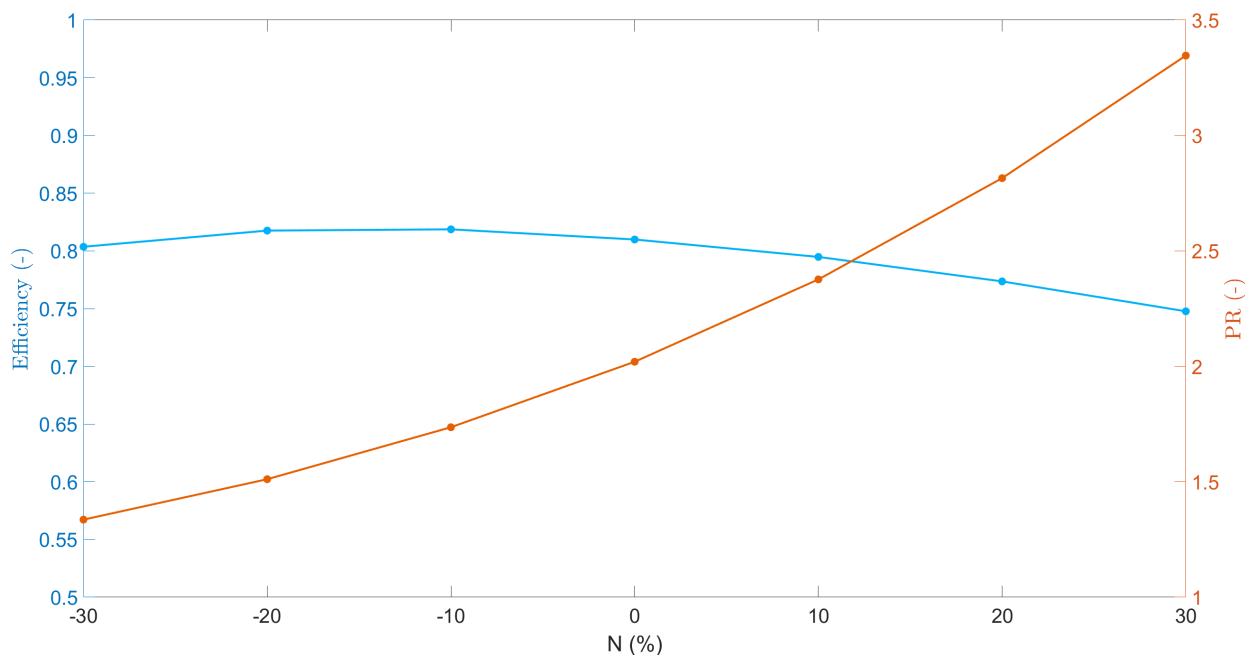


Figura 3.26: Análisis de sensibilidad de la variable N

Por último, el caso de la variable N (Figura 3.26) es el que más afecta al PR y al rendimiento. El

PR crece bastante al aumentar el régimen de giro, mientras que el rendimiento tiende a disminuir ligeramente, obteniendo un valor máximo para una reducción en torno al 10 y el 20 % del valor original.

Como resultado de este apartado, se puede decir que en torno al valor original de las variables de diseño, el rendimiento y el PR no varían prácticamente nada, salvo en los casos de D_2 y N . La variable D_2 es muy importante, ya que las simulaciones tienden a los valores mínimos, por lo que pequeños cambios pueden modificar el resultado. Por otro lado, el régimen de giro es otra variable importante, ya que afecta bastante al PR y en menor medida al rendimiento. Además, las optimizaciones tienden a los valores máximos de esta variable, por lo que es importante estudiar valores más altos de N . Por último, mencionar que la solución encontrada es robusta, ya que la mayoría de variables de diseño no varían casi el resultado.

4. Conclusiones y líneas futuras

4.1. Conclusiones

Este proyecto ha sido capaz de cumplir con el objetivo principal establecido, que se trata de obtener una metodología para el diseño de TC que obtenga los mejores rendimientos con los mínimos tiempos de simulación. Para el cumplimiento de este objetivo, se procede a presentar las conclusiones obtenidas al completar los objetivos específicos planteados.

Diseño de turbocompresores

Para este apartado, se han simulado diferentes casos de diseño con 4 distintos métodos de optimización. Tras esto, se ha llegado a la conclusión que el método de *ps* es el que obtiene diseños con un mayor rendimiento, que superan al segundo método que obtiene mejores rendimientos (*fmincon*) en una media de cuatro puntos porcentuales (llegando a mejoras de 12 p.p para algún caso concreto). Por otro lado, si se buscara el mínimo tiempo de simulación, se puede usar el método de *fmincon* (0.8 horas) que obtiene peores rendimientos, pero reduce los tiempos frente al método de *ps* (12.8 horas).

Influencia del número de álabes en el diseño

Para tratar de reducir los tiempos de simulación y simplificar el problema, se ha eliminado la variable de número de álabes completos de las variables de diseño. El valor de *Nbf* se calcula utilizando una correlación empírica. Tras volver a realizar el diseño de TC se observa que el rendimiento obtenido prácticamente no varía con respecto al apartado anterior (menos de un 1 % para todos los casos). Lo que ocurre es que se produce una reducción notable de los tiempos de simulación (del orden del 70 %), con lo que la reducción de las variables de diseño ha sido acertada, debido a que reduce considerablemente los tiempos de simulación sin afectar al rendimiento obtenido.

Análisis de sensibilidad

Tras reducir las variables de diseño en el apartado anterior, se ha realizado un análisis de sensibilidad de las variables restantes para el caso concreto de HP-2-Ib para ver como afectan al rendimiento y al PR. La mayoría de las variables no presentan casi influencia en la zona de la solución, salvo D_2 y N que tienen mayor influencia, sobretodo al PR. Esto demuestra la robustez de la solución hallada, ya que pequeñas modificaciones no van a producir grandes modificaciones en los valores de PR y de rendimiento.

4.2. Líneas futuras

El siguiente paso a este trabajo sería el estudio tridimensional utilizando CFD, ya que se podrían obtener valores más precisos del rendimiento y validar los resultados obtenidos en este proyecto.

Tras esto se podría fabricar el TC para ensayarlo en un ciclo real. Con esto se podría obtener el

funcionamiento exacto del TC así como su comportamiento fuera de las condiciones de diseño, para verificar su utilización en bombas de calor reales.

Con respecto a este trabajo, si se quisiera profundizar más, se podrían estudiar nuevos métodos de optimización como el *simulated annealing* o el *ant colony optimization*. También se podrían añadir herramientas de inteligencia artificial o *deep learning*. Además, se podría buscar reducir más el número de variables de optimización a aquellas que no afectan prácticamente al rendimiento y al PR, como se ha visto en el análisis de sensibilidad. Asimismo, se podría añadir alguna otra variable geométrica que en este proyecto está fijada y pueda tener relevancia en los resultados. Por otro lado, también se podría profundizar en el código, tanto de análisis como de diseño, para hallar el funcionamiento del TC fuera de las condiciones de diseño. Tras esto, se podría realizar optimizaciones multiobjetivo con el fin de obtener los diseños que presenten mayores rendimientos tanto dentro como fuera de las condiciones de diseño.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] M. González-Eguino, I. Arto, A. Rodríguez-Zúñiga, X. García-Muros, J. Sampedro, K. Kratena, I. Cazcarro, A. H. Sorman, C. Pizarro-Irizar y M. J. Sanz-Sánchez. «Análisis de impacto del Plan Nacional Integrado de Energía y Clima (PNIEC) 2021-2030 de España». En: *Papeles de economía española* 163 (2020), págs. 9-204.
- [2] Eurostat. *Heating and cooling from renewables gradually increasing*. 2023. URL: <https://ec.europa.eu/eurostat/web/products-eurostat-news/w/DDN-20230203-1#:~:text=Energy%20for%20heating%20and%20cooling,of%20biomass%20and%20heat%20pumps> (visitado 02-02-2024).
- [3] I. E. Agency. «World energy statistics 2016». En: IEA. 2016.
- [4] I. L. Pozo. «El gas en la edificación: Calderas de condensación». En: *Gas actual* 108 (2008), págs. 46-51.
- [5] R. de Boer, A. Marina, B. Zühlsdorf, C. Arpagaus, M. Bantle, V. Wilk, B. Elmegaard, J. Corberán y J. Benson. «Strengthening industrial heat pump innovation: Decarbonizing industrial heat». En: (2020).
- [6] J. Schiffmann y D. Favrat. «Experimental investigation of a direct driven radial compressor for domestic heat pumps». En: *International Journal of Refrigeration* 32.8 (2009), págs. 1918-1928. ISSN: 0140-7007.
- [7] A. Meroni, B. Zühlsdorf, B. Elmegaard y F. Haglind. «Design of centrifugal compressors for heat pump systems». En: *Applied Energy* 232 (2018), págs. 139-156.
- [8] Zelsio. *Danfoss turbocor TT500*. 2025. URL: <https://www.refrigeracionzelsio.es/compresores-centrifugos-magneticos/547-danfoss-turbocor-tt500.html>.
- [9] J. L. Abrisqueta. «Diseño de turbocompresores radiales con fluido no ideal para aplicaciones de bomba de calor». Trabajo de fin de Máster. ETSII UPM, 2024.
- [10] MATLAB. *version R2024a*. Natick, Massachusetts: The MathWorks Inc., 2024.
- [11] M. V. Casey y C. J. Robinson. «A unified correction method for Reynolds number, size, and roughness effects on the performance of compressors». En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 225.7 (2011), págs. 864-876.
- [12] M. Casey, D. Krähenbuhl y C. Zwysig. «The design of ultra-high-speed miniature centrifugal compressors». En: *Proceedings of the 10th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics* (Lappeenranta, Finland). 2013.
- [13] A. Giuffrè, P. Colonna y M. Pini. «The Effect of Size and Working Fluid on the Multi-Objective Design of High-Speed Centrifugal Compressors». En: *International Journal of Refrigeration* 143 (2022), págs. 43-56. ISSN: 0140-7007.
- [14] F. Tosto, C. Lettieri, M. Pini y P. Colonna. «Dense-vapor effects in compressible internal flows». En: *Physics of Fluids* 33.8 (ago. de 2021). 086110. ISSN: 1070-6631.

- [15] S. aus der Wiesche y F. Reinker. «Dimensional analysis and performance laws for organic vapor flow turbomachinery». En: *Energy* 257 (2022), pág. 124635. ISSN: 0360-5442.
- [16] S. A. Wright, T. M. Conboy y A. J. Suo-Anttila. *Summary of the Sandia Supercritical CO₂ Development Program*. Inf. téc. Sandia National Lab.(SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), 2011.
- [17] S. Wright, R. Radel, M. Vernon, P. Pickard y G. Rochau. «Operation and analysis of a supercritical CO₂ Brayton cycle». En: (). DOI: 10.2172/984129.
- [18] A. Sebastián, R. Abbas y M. Valdés. «Analytical prediction of Reynolds-number effects on miniaturized centrifugal compressors under off-design conditions». En: *Energy* 227 (2021), pág. 120477.
- [19] A. Sebastián, R. Abbas y M. Valdés. «Effect of pressurization on tip leakage losses in micro-scale centrifugal compressors». En: *Proceedings of the 14th European Conference on Turbomachinery, Fluid Dynamics and Thermodynamics* (Gdansk, Poland). 2021.
- [20] A. Sebastián, R. Abbas y M. Valdés. «Experimental investigation of key aerothermal phenomena in micro-scale radial turbocompressors». En: *Thermal Science and Engineering Progress* 39 (2023), pág. 101748. ISSN: 2451-9049.
- [21] A. Sebastián, R. Abbas, M. Valdés y A. Rovira. «Modular micro-trigeneration system for a novel rotatory solar Fresnel collector: A design space analysis». En: *Energy Conversion and Management* 227 (2021), pág. 113599. ISSN: 0196-8904.
- [22] C. Zhang, X. Dong, X. Liu, Z. Sun, S. Wu, Q. Gao y C. Tan. «A method to select loss correlations for centrifugal compressor performance prediction». En: *Aerospace Science and Technology* 93 (2019), pág. 105335. ISSN: 1270-9638.
- [23] P.-Y. Li, C.-W. Gu e Y. Song. «A new optimization method for centrifugal compressors based on 1D calculations and analyses». En: *Energies* 8.5 (2015), págs. 4317-4334.
- [24] B. Kus y P. Nekså. «Development of one-dimensional model for initial design and evaluation of oil-free CO₂ turbo-compressor». En: *International journal of refrigeration* 36.8 (2013), págs. 2079-2090.
- [25] M. Casey y C. Robinson. «A method to estimate the performance map of a centrifugal compressor stage». En: *Journal of turbomachinery* 135.2 (2013), pág. 021034.
- [26] R. B. Vilim. «A one-dimensional compressor model for super-critical carbon dioxide applications». En: *International Congress on Advances in Nuclear Power Plants*. 2010, págs. 13-17.
- [27] J. Veres. «Axial and centrifugal compressor mean line flow analysis method». En: *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. 2009, pág. 1641.
- [28] H. W. Oh, E. S. Yoon y M. Chung. «An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors». En: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 211.4 (1997), págs. 331-338.

- [29] R. H. Aungier. «Mean streamline aerodynamic performance analysis of centrifugal compressors». En: (1995).
- [30] A. Perdichizzi y M. Savini. «Aerodynamic and geometric optimization for the design of centrifugal compressors». En: *International journal of heat and fluid flow* 6.1 (1985), págs. 49-56.
- [31] M. R. Galvas. *Fortran program for predicting off-design performance of centrifugal compressors*. Inf. téc. 1973.
- [32] C. Rodgers. «Typical performance characteristics of gas turbine radial compressors». En: (1964).
- [33] C. Rodgers. «A diffusion factor correlation for centrifugal impeller stalling». En: (1978).
- [34] C. Rodgers. «Efficiency of centrifugal compressor impellers». En: *Paper 22 of AGARD conference proceedings*. 282. 1980.
- [35] J. Coppage, F. Dallenbach, H. Eichenberger, G. Hlavaka, E. Knoernschild y N. Van Lee. *Study of supersonic radial compressors for refrigeration and pressurization systems*. Wright Air Development Center, 1956.
- [36] S. Kiranyaz, T. Ince, M. Gabbouj, S. Kiranyaz, T. Ince y M. Gabbouj. «Optimization techniques: an overview». En: *Multidimensional particle swarm optimization for machine learning and pattern recognition* (2014), págs. 13-44.
- [37] D. M. Nabirahni, B. R. Evans y A. Persaud. «Al-Khwarizmi (algorithm) and the development of algebra». En: *Mathematics Teaching Research Journal* 11.1-2 (2019), págs. 13-17.
- [38] R. Rashed. «A pioneer in anaclastics: Ibn Sahl on burning mirrors and lenses». En: *Isis* 81.3 (1990), págs. 464-491.
- [39] M. G. Reyes. «The rhetoric in mathematics: Newton, Leibniz, the calculus, and the rhetorical force of the infinitesimal». En: *Quarterly Journal of Speech* 90.2 (2004), págs. 163-188.
- [40] S. Akram y Q. U. Ann. «Newton raphson method». En: *International Journal of Scientific & Engineering Research* 6.7 (2015), págs. 1748-1752.
- [41] J. Hanc. «The original Euler's calculus-of-variations method: Key to Lagrangian mechanics for beginners». En: *European Journal of Physics, Submitted* (2004), pág. 1.
- [42] C. Lemaréchal. «Cauchy and the gradient method». En: *Doc Math Extra* 251.254 (2012), pág. 10.
- [43] S. M. Stigler. «Gauss and the invention of least squares». En: *the Annals of Statistics* (1981), págs. 465-474.
- [44] G. B. Dantzig. «Origins of the simplex method». En: *A history of scientific computing*. 1990, págs. 141-151.
- [45] M. Takesaki. *Duality and von Neumann algebras*. Springer, 1970.

- [46] G. Gordon y R. Tibshirani. «Karush-kuhn-tucker conditions». En: *Optimization* 10.725/36 (2012), pág. 725.
- [47] R. Bellman. «The theory of dynamic programming». En: *Bulletin of the American Mathematical Society* 60.6 (1954), págs. 503-515.
- [48] L. B. Booker, D. E. Goldberg y J. H. Holland. «Classifier systems and genetic algorithms». En: *Artificial intelligence* 40.1-3 (1989), págs. 235-282.
- [49] J. Kennedy y R. Eberhart. «Particle swarm optimization». En: *Proceedings of ICNN'95-international conference on neural networks*. Vol. 4. ieee. 1995, págs. 1942-1948.
- [50] X. Li, Z. Liu e Y. Lin. «Multipoint and multiobjective optimization of a centrifugal compressor impeller based on genetic algorithm». En: *Mathematical Problems in Engineering* 2017.1 (2017), pág. 6263274.
- [51] S. Guo, F. Duan, H. Tang, S. C. Lim y M. S. Yip. «Multi-objective optimization for centrifugal compressor of mini turbojet engine». En: *Aerospace Science and Technology* 39 (2014), págs. 414-425.
- [52] Z. Chen, H. Huang, Q. Chen, X. Peng y J. Feng. «Novel multidisciplinary design and multi-objective optimization of centrifugal compressor used for hydrogen fuel cells». En: *International Journal of Hydrogen Energy* 48.33 (2023), págs. 12444-12460.
- [53] S.-B. Ma, A. Afzal y K.-Y. Kim. «Optimization of ring cavity in a centrifugal compressor based on comparative analysis of optimization algorithms». En: *Applied Thermal Engineering* 138 (2018), págs. 633-647.
- [54] M. Bashiri, S. Derakhshan y J. Shahrabi. «Design optimization of a centrifugal pump using particle swarm optimization algorithm». En: *International Journal of Fluid Machinery and Systems* 12.4 (2019), págs. 322-331.
- [55] M. Sharma y B. D. Baloni. «Design optimization of S-shaped compressor transition duct using particle swarm optimization algorithm». En: *SN Applied Sciences* 2.2 (2020), pág. 221.
- [56] J.-H. Kim, J.-H. Choi, A. Husain y K.-Y. Kim. «Design optimization of a centrifugal compressor impeller by multi-objective genetic algorithm». En: *Fluids Engineering Division Summer Meeting*. Vol. 43734. 2009, págs. 185-191.
- [57] D. Barsi, A. Perrone, L. Ratto, G. Ricci y M. Sanguineti. «Centrifugal compressor aeromechanical design: a machine learning approach». En: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 84935. American Society of Mechanical Engineers. 2021, V02DT37A009.
- [58] D. Ransom y R. Srinivasan. «Machine Learning Application to Centrifugal Compressor Design». En: *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*. Vol. 88087. American Society of Mechanical Engineers. 2024, V12DT35A016.
- [59] Z. Chen, J. Sun, Z. Chen, Y. Guo, S. Spence, X. Peng y J. Feng. «Fast predesign methodology of centrifugal compressor for PEMFCs combining a physics-based loss model and

- an interpretable machine learning method». En: *International Journal of Hydrogen Energy* 90 (2024), págs. 353-368.
- [60] S. Ghiasi, G. Pazzi, C. Del Grosso, G. De Magistris y G. Veneri. «Combining thermodynamics-based model of the centrifugal compressors and active machine learning for enhanced industrial design optimization». En: *arXiv preprint arXiv:2309.02818* (2023).
- [61] M. Bicchi, D. Biliotti, M. Marconcini, L. Toni, F. Cangioli y A. Arnone. «An AI-based fast design method for new centrifugal compressor families». En: *Machines* 10.6 (2022), pág. 458.
- [62] P. Cutrina Vilalta, H. Wan y S. S. Patnaik. «Modeling of Centrifugal Compressor Performance Using Machine Learning Techniques». En: *AIAA Scitech 2020 Forum*. 2020, pág. 0134.
- [63] E. W. Lemmon, I. Bell, M. L. Huber y M. O. McLinden. *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 9.0*, National Institute of Standards and Technology. 2010.
- [64] M. Mojaddam y K. R. Pullen. «Optimization of a centrifugal compressor using the design of experiment technique». En: *Applied Sciences* 9.2 (2019), pág. 291.
- [65] M. Casey y C. Robinson. *Radial Flow Turbocompressors*. Cambridge University Press, 2021.
- [66] MathWorks. *Optimization Toolbox*. URL: <https://la.mathworks.com/products/optimization.html>.
- [67] MathWorks. *fmincon*. Sin fecha. URL: <https://es.mathworks.com/help/optim/ug/fmincon.html> (visitado 02-02-2024).
- [68] D. Ospovat. *The development of Darwin's theory: Natural history, natural theology, and natural selection, 1838-1859*. Cambridge University Press, 1995.
- [69] J. Arranz de la Peña y A. Parra Truyol. «Algoritmos genéticos». En: *Universidad Carlos III* (2007), págs. 1-8.
- [70] D. Wang, D. Tan y L. Liu. «Particle swarm optimization algorithm: an overview». En: *Soft computing* 22.2 (2018), págs. 387-408.
- [71] MathWorks. *Particle swarm*. Sin fecha. URL: <https://la.mathworks.com/help/gads/particleswarm.html>.
- [72] C. Xu y R. S. Amano. «Empirical design considerations for industrial centrifugal compressors». En: *International Journal of Rotating Machinery* 2012.1 (2012), pág. 184061.
- [73] ETSII. *Equivalencia créditos ETSII*. 2025. URL: <https://www.industriales.upm.es/estudios/admision-y-matriculacion/grados/#:~:text=B.,-Estructura%20de%20las&text=Se%20estipula%20que%2C%20en%20la,de%20dedicaci%C3%B3n%20total%20del%20estudiante..>

- [74] PCcomponentes. *Ordenador HP 15-S-fq Intel Core I7*. 2025. URL: https://www.pccomponentes.com/hp-15s-fq5075ns-intel-core-i5-1235u-8gb-512gb-ssd-156?s_kwid=AL!14405!3!!!x!!&gad_source=1&gad_campaignid=22156722377&gclid=CjwKCAjwi-DBBhA5EiwAX0HsGXYeAtoJ5HvQjd4fKnCv5vH8qJX3vUmQggNHRD9xQ6PYZPuyxgpN3RoCENIQAvD_BwE.

Anexos

A. Geometrías obtenidas del diseño

Caso	Función de Optimización	D_2 [m]	D_{1t}/D_2 [m]	D_{1h}/D_{1t} [-]	$\beta_{1g,mid}$ [°]	b_2/D_2 [-]	β_{2g} [°]	Nbf [#]	N [krpm]
Propano 1	<i>fmincon</i>	0.0229	0.650	0.450	20.0	0.0442	37.5	9	180
	<i>ga</i>	0.0257	0.679	0.451	20.0	0.0337	21.6	14	155
	<i>mix</i>	0.0258	0.650	0.450	20.0	0.0345	21.6	13	155
	<i>ps</i>	0.0200	0.650	0.472	20.1	0.0512	35.1	14	200
Propano 2	<i>fmincon</i>	0.0235	0.650	0.450	20.0	0.0333	28.1	9	180
	<i>ga</i>	0.0257	0.669	0.475	20.0	0.0279	40.5	7	174
	<i>mix</i>	0.0250	0.650	0.450	20.0	0.0371	37.8	7	174
	<i>ps</i>	0.0200	0.650	0.450	20.0	0.0345	17.5	14	200
Propano 3	<i>fmincon</i>	0.0256	0.650	0.450	20.0	0.1000	9.6	9	180
	<i>ga</i>	0.0264	0.650	0.450	20.0	0.0848	6.8	4	182
	<i>mix</i>	0.0256	0.650	0.450	20.0	0.1000	6.8	5	182
	<i>ps</i>	0.0227	0.650	0.450	20.0	0.1000	7.4	4	200
Isobutano 2	<i>fmincon</i>	0.0225	0.653	0.499	45.4	0.0588	39.4	9	180
	<i>ga</i>	0.0289	0.654	0.462	20.0	0.0390	12.8	14	156
	<i>mix</i>	0.0254	0.650	0.457	20.0	0.0445	30.5	12	155
	<i>ps</i>	0.0200	0.650	0.536	20.0	0.0629	38.8	14	200
Isobutano 3	<i>fmincon</i>	0.0227	0.650	0.450	20.0	0.0388	31.9	9	180
	<i>ga</i>	0.0289	0.657	0.451	20.0	0.0279	36.8	14	169
	<i>mix</i>	0.0278	0.650	0.450	21.6	0.0441	33.8	5	155
	<i>ps</i>	0.0200	0.650	0.457	20.0	0.0431	36.5	14	200
Isobutano 4	<i>fmincon</i>	0.0236	0.650	0.450	20.1	0.0362	25.9	9	180
	<i>ga</i>	0.0283	0.726	0.478	70.0	0.0584	12.8	4	169
	<i>mix</i>	0.0302	0.760	0.604	69.5	0.0652	12.7	5	169
	<i>ps</i>	0.0200	0.650	0.450	20.0	0.0333	20.3	14	200

Tabla 4.1: Geometrías de diseño

B. Presupuesto y planificación temporal

Este proyecto se ha organizado mediante la aplicación de Microsoft Teams. El TFG se comenzó a desarrollar el 13 de octubre de 2024 y finalizará con su defensa la semana del 14 de julio de 2025. Los tiempos requeridos para la realización de cada parte se exponen en la Figura

<i>Tareas</i>	<i>Duración</i>	<i>Comienzo</i>	<i>Fin</i>
Inicio del proyecto	0 días	13/10/24	13/10/24
Reunión inicial	0 días	13/10/24	13/10/24
Estudio de funcionamiento del código	31 días	13/10/24	14/11/24
Comprobación de resultados del código	13 días	14/11/24	28/11/24
Estudio, selección e implementación de los métodos de optimización	21 días	28/11/24	19/12/24
Variación de los límites de diseño	0 días	19/12/24	19/12/24
Diseño de turbocompresores	59 días	19/12/24	17/02/25
Eliminación de una variable	9 días	17/02/25	27/02/25
Diseño tras reducir una variable	42 días	27/02/25	10/04/25
Análisis de sensibilidad	14 días	10/04/25	25/04/25
Redacción de la memoria	50 días	25/04/25	15/06/25
Elaboración de la presentación	8 días	22/06/25	30/06/25
Fin del proyecto	0 días	14/07/25	14/07/25

Tabla 4.2: Planificación temporal del proyecto

A continuación se muestra el diagrama de Gantt asociado a las tareas de la Tabla 4.2 .

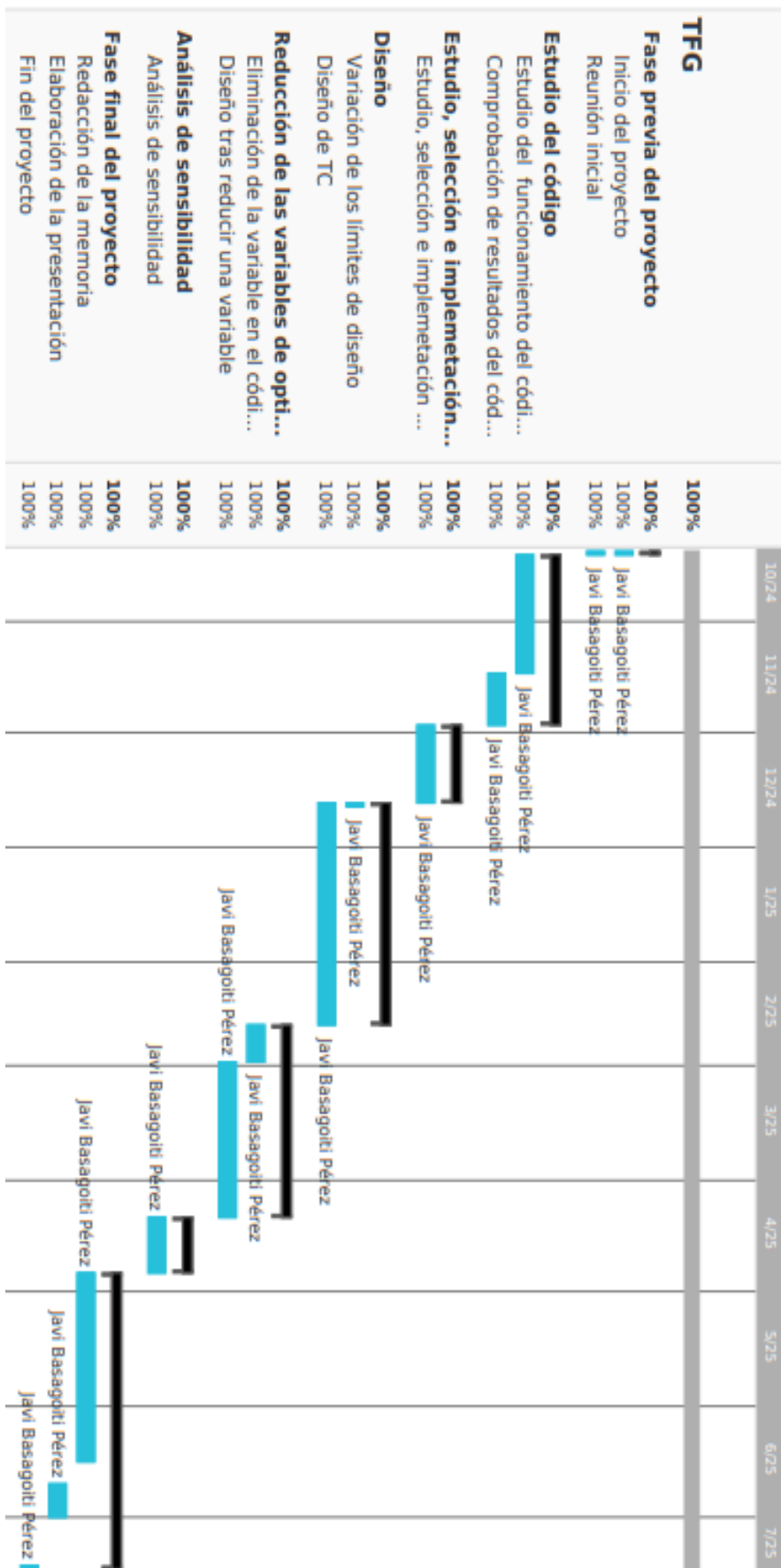


Figura 4.1: Diagrama de Gantt de la planificación temporal del proyecto

Tras esto se va a proceder a realizar el presupuesto del proyecto. El presupuesto es una estimación que se realiza antes de la realización del proyecto, por lo que puede que los resultados no sean completamente acertados. Para el cálculo del presupuesto se van a tener en cuenta los siguientes apartados:

- Recursos humanos: Son los gastos asociados a la inversión temporal que se realizará durante el desarrollo del proyecto.
- Equipamiento: Gastos de amortización del equipo informático.
- Software: Gastos de amortización por el uso de distintos programas informáticos.

Para el cálculo del presupuesto no se tendrán en cuenta los gastos asociados al consumo eléctrico u otros costes menores.

Presupuesto de Recursos Humanos

En esta sección se ha considerado el tiempo empleado por el alumno que ha realizado el proyecto, así como el tiempo dedicado por los profesores que han realizado el tutelaje del proyecto. Para el tiempo empleado por el alumno se calcula que en la UPM un crédito ECTS equivale a 27 horas de dedicación del estudiante [73]. Como el Trabajo de Fin de Grado contiene una cantidad de 12 ECTS, equivale a 324 horas de trabajo por parte del alumno, que se ha redondeado a 300 horas. Al tratarse de un alumno que no ha finalizado el grado, el coste unitario será de 10 €/h. A esto hay que añadirle que la contribución a la Seguridad Social es del 28.3%, dando un valor de 12.83 €/h.

Con respecto al coste del tutelaje, se supondrá que los tutores dedicarán un 10% del tiempo total dedicado por el alumno. Como este proyecto está supervisado por 2 tutores, el tiempo se multiplicará por 2.

Tarea	Duración (h)	Precio unitario €/h	Total €
Ingeniero	300	12.83	3849
Tutelaje	60	100	6000
Total Recursos Humanos			9849

Tabla 4.3: Presupuesto de Recursos humanos

Presupuesto de equipamiento

Para el cálculo del presupuesto de equipamientos se ha considerado el ordenador personal del alumno en el que se realizará el proyecto. El modelo del ordenador es un *HP 15-S-fq* con procesador *Intel Core I7*, que tiene un precio de 620 € [74].

Equipamiento	Coste (€)	Tiempo de amortización (años)	Cuota de amortización €/mes	Tiempo de uso (mes)	Total €
Ordenador	620	6	8.6	10	86
Total Equipamiento					86

Tabla 4.4: Presupuesto de equipamiento

Presupuesto de software

En este apartado se ha cuantificado el coste de la licencia del software utilizado para desarrollar el código en el que se centra este proyecto. Este software es la versión R2024b de Matlab.

Software	Coste (€)	Tiempo de amortización (años)	Cuota de amortización €/mes	Tiempo de uso (mes)	Total €
Matlab	218	1	21.8	10	218
Total Equipamiento					218

Tabla 4.5: Presupuesto de software

En la Tabla 4.6 se exponen todos los costes unidos, a los que se les ha aplicado unos costes indirectos del 10 % y el valor del IVA. El presupuesto total asciende a 14562.37€.

Presupuesto total	
Partida	Importe parcial (€)
RRHH	9849
Equipamiento	86
Software	218
Costes indirectos (10 %)	1015.3
Total sin IVA	11168.3
Total con IVA (+21 %)	13513.6

Tabla 4.6: Presupuesto total

C. Evaluación del impacto económico, social y ambiental

En esta sección se analizarán los impactos del proyecto desde las dimensiones económica, social y ambiental. Cada uno de estos aspectos será evaluado desde dos enfoques complementarios: el primero, enfocado en los efectos directos e inmediatos derivados de la implementación del proyecto; y el segundo, centrado en los posibles impactos a mediano y largo plazo, considerando su proyección futura y sostenibilidad.

Impacto económico

El impacto económico inmediato de este proyecto se detalla en el apartado de presupuesto, donde se recogen los costes asociados al desarrollo. Este impacto afecta principalmente al autor del trabajo y a sus tutores, en términos de tiempo y dedicación, así como a la universidad, que actúa como promotora y posible beneficiaria del proyecto. En cualquier caso, este impacto es limitado, ya que el trabajo se centra en el desarrollo de la optimización de TC, es decir, en la fase del proceso inicial de diseño. Por tanto, el verdadero alcance económico del proyecto dependerá del desarrollo completo del sistema.

Mirando al largo plazo, si el proyecto global al que se vincula este TFG logra avanzar con éxito, podría tener un impacto relevante en el mercado de la generación de calor. La solución planteada busca ser viable y eficiente, lo que podría beneficiar tanto a la industria, en términos

de mejora de procesos, como al usuario final. Aunque este tipo de sistemas requiere una inversión inicial considerable, su eficiencia y las ventajas ambientales que ofrece podrían traducirse en una rentabilidad sostenida en el tiempo.

Impacto social

El impacto social inmediato derivado del desarrollo de la optimización de TC es, en general, limitado. En esta etapa, se centra principalmente en el estudiante que lo lleva a cabo, ya que su finalización permite cumplir con los requisitos necesarios para obtener la titulación de grado.

Sin embargo, el potencial impacto social a largo plazo es considerable. Si el proyecto global en el que se enmarca este trabajo alcanza los resultados esperados y la tecnología desarrollada llega a implementarse, podría posicionarse como una alternativa prioritaria para la instalación de sistemas de bombas de calor. Esto supondría un impacto social en dos niveles: por un lado, contribuiría a la generación de empleo en sectores asociados al diseño, fabricación, instalación y mantenimiento de estos sistemas; y por otro, mejoraría la calidad de vida tanto en entornos industriales como residenciales, al ofrecer una solución más limpia y segura frente a las calderas de combustión tradicionales, cuyas emisiones resultan perjudiciales tanto para el medio ambiente como para la salud pública.

Impacto ambiental

El impacto ambiental inmediato asociado a este TFG es reducido, ya que afecta de forma directa únicamente al estudiante y al grupo de trabajo vinculado al departamento universitario correspondiente. No obstante, desde una perspectiva estricta, este impacto puede considerarse negativo, debido al consumo de recursos, principalmente energéticos, necesarios para la ejecución de las simulaciones computacionales requeridas para la obtención de resultados. Sin embargo, si se compara con el ahorro energético potencial derivado de la futura implementación de los sistemas analizados en este proyecto, el impacto ambiental generado durante su desarrollo es prácticamente despreciable.

Tal como se expone en el apartado de motivación del proyecto (sección 1.1), la generación de calor representa aproximadamente el 50 % del consumo energético total en la Unión Europea, y alrededor del 74 % de la demanda energética en aplicaciones industriales de calor. Una electrificación completa del sector térmico en aplicaciones de baja y media temperatura permitiría una reducción significativa del consumo energético a escala global. Combinada con la integración de fuentes de energía renovables en la generación eléctrica, esta transición podría constituir un avance decisivo hacia la descarbonización total del sistema energético.

D. Análisis de los aspectos legales y éticos

En el caso específico de la optimización de TC, no existe una normativa legal directa que regule esta etapa del desarrollo. Por tanto, el análisis legal y ético se centra principalmente en las aplicaciones prácticas de esta tecnología, con especial atención a su integración en sistemas de bombas de calor.

Desde el punto de vista legal, las bombas de calor están sujetas a la normativa vigente en el ámbito de las instalaciones térmicas, concretamente al Código Técnico de la Edificación (CTE) y

al Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE). Estas regulaciones establecen los requisitos mínimos en cuanto a seguridad, eficiencia energética y sostenibilidad ambiental de los sistemas térmicos instalados en edificios.

En lo que respecta a la seguridad, uno de los aspectos más relevantes es la elección de fluidos de trabajo que no representen riesgos para la salud y que tengan un impacto ambiental reducido. En los últimos años, la legislación europea ha restringido de forma progresiva el uso de refrigerantes nocivos, reduciendo significativamente el catálogo de fluidos autorizados en el mercado. En este contexto, herramientas de prediseño como la usada en este proyecto (que permiten flexibilidad en la selección del fluido) pueden facilitar el diseño de compresores compatibles con sustancias más seguras y sostenibles. Esta cuestión adquiere especial importancia considerando que, incluso con un mantenimiento adecuado, es prácticamente imposible eliminar por completo el riesgo de fugas. En ese sentido, la utilización de fluidos no tóxicos representa una medida preventiva fundamental. Además, las bombas de calor presentan una ventaja notable frente a las calderas de gas natural, cuyo uso implica riesgos significativos tanto en entornos industriales como residenciales. Las fugas de gas natural son difíciles de detectar y pueden dar lugar a explosiones de alta peligrosidad.

Desde el punto de vista de la eficiencia energética, este proyecto se alinea con las exigencias normativas actuales, que imponen estándares cada vez más estrictos en cuanto al rendimiento mínimo que deben alcanzar los sistemas térmicos. A medida que estos requisitos evolucionan, será indispensable contar con soluciones tecnológicas capaces de adaptarse a ellos. En este sentido, herramientas que permitan optimizar el diseño desde las fases iniciales serán cada vez más relevantes.

El análisis ético del proyecto está estrechamente vinculado con las cuestiones de seguridad mencionadas. La posibilidad de modificar fácilmente el fluido de trabajo dentro de la herramienta usada permite adaptarse a los avances y restricciones del sector, fomentando así el uso de alternativas más respetuosas con el medio ambiente. Un ejemplo representativo es la utilización de CO₂ en estado supercrítico como fluido de trabajo en sistemas de bombas de calor, una línea de investigación destacada por el Laboratorio Nacional de Sandia [16], tal como se menciona en el apartado 1.2. El CO₂, al ser un componente natural de la atmósfera y no resultar perjudicial en bajas concentraciones, contribuye a minimizar el impacto ambiental de este tipo de sistemas.

Finalmente, desde una perspectiva ética ligada a la eficiencia energética, las bombas de calor representan una alternativa responsable frente a las calderas de gas natural. Su elevada eficiencia y su capacidad para electrificar el proceso de generación de calor permiten un consumo energético que, potencialmente, puede estar completamente respaldado por fuentes renovables. Esta característica convierte a las bombas de calor en una tecnología clave en el camino hacia una transición energética sostenible.

E. Contribución a los Objetivos de Desarrollo Sostenible

Como se ha explicado en la el apartado 1.1, este proyecto tiene como origen presentar alternativas más eficientes y con menor impacto en el medio ambiente, dentro del sector de generación de calor. Este objetivo se alinea perfectamente con los siguientes ODS.



Figura 4.2: Objetivos de Desarrollo Sostenible en los que participa este proyecto

ODS 7: Energía asequible y no contaminante

El desarrollo de nuevos diseños de TC con mayores rendimientos puede representar un avance significativo en la reducción del consumo de energía, especialmente considerando la creciente adopción de sistemas de bombas de calor tanto en aplicaciones industriales como comerciales. En el ámbito industrial, la disponibilidad de soluciones altamente eficientes puede ser determinante para facilitar el reemplazo de calderas alimentadas por combustibles fósiles, las cuales siguen siendo el sistema predominante de generación de calor. Estos factores refuerzan la importancia estratégica de la investigación y el desarrollo en TC aplicados a bombas de calor, ya que su impacto es doble, por un lado, contribuyen directamente a la mejora del rendimiento energético de los sistemas térmicos; y por otro, impulsan la descarbonización del sector al facilitar la transición hacia tecnologías más limpias y sostenibles.

ODS 9: Industria, innovación e infraestructura

El diseño de TC adaptados al uso de fluidos no ideales constituye actualmente un campo de investigación de gran relevancia, como se refleja en la creciente cantidad de estudios publicados en los últimos años. Estos trabajos abarcan tanto el desarrollo de modelos analíticos de prediseño como la validación experimental de nuevos diseños, tal como se ha expuesto en la sección 1.2. La importancia estratégica de esta línea de investigación ha sido reconocida a nivel institucional, con iniciativas impulsadas por la Unión Europea como el *Heat Pump Action Plan* y el *EU Heat Pump Accelerator*, que fomentan el avance tecnológico en sistemas de bombas de calor. En el marco del objetivo de descarbonización total del continente europeo para el año 2050, se espera que el sector industrial adopte de forma progresiva las soluciones emergentes en esta materia y participe activamente en el desarrollo e implementación de estas tecnologías, facilitando así la transición hacia un modelo energético más sostenible.

ODS 11: Ciudades y comunidades sostenibles

Si bien el enfoque principal de este proyecto no se centra en aplicaciones residenciales, los TC también representan una alternativa con potencial en sistemas de bombas de calor destinados a la generación de calor en el ámbito doméstico. Su implementación podría contribuir significativamente al proceso de sustitución progresiva de calderas de gas natural o gasóleo, aún presentes en un gran número de viviendas, por tecnologías más limpias y eficientes. Además, el uso de TC en bombas de calor diseñadas para aplicaciones industriales podría extenderse a sistemas de calefacción centralizados en entornos residenciales, ofreciendo una solución técnicamente viable y energéticamente eficiente. Estos avances no solo suponen una mejora en el rendimiento de los sistemas térmicos, sino que también pueden tener un impacto positivo en la calidad de vida de los usuarios, apoyando la transición hacia un modelo de sociedad más sostenible y respetuoso con el medio ambiente.

ODS 12: Consumo y producción sostenible

Este objetivo se encuentra directamente alineado con el Objetivo de Desarrollo Sostenible (ODS) número 9, relacionado con la industria, la innovación y la infraestructura. La incorporación de sistemas altamente eficientes, como las bombas de calor, contribuye de forma significativa a la reducción del consumo energético a escala global. En particular, la implantación sistemática de bombas de calor equipadas con TC de alto rendimiento puede facilitar la transición hacia una matriz energética basada en fuentes renovables, al mismo tiempo que ayuda a mitigar el aumento de la demanda eléctrica asociado a otras soluciones frente al cambio climático, como la electrificación del transporte. Las bombas de calor representan, actualmente, la tecnología más eficiente en términos energéticos para la generación de calor. Por ello, resulta fundamental continuar con su desarrollo y despliegue a gran escala como parte de una estrategia integral para alcanzar una economía baja en carbono y sosteniblemente electrificada.

ODS 13: Acción por el clima

Tal como se ha argumentado en relación con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) número 7 y número 11, las bombas de calor que incorporan TC de alta eficiencia pueden desempeñar un papel clave en los esfuerzos por reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. Su elevada eficiencia en la generación de calor permite una disminución sustancial del consumo energético en el sector térmico, el cual representa una de las áreas con mayor demanda energética a nivel global, como se detalla en el apartado 1.1. Este proyecto contribuye a dichos objetivos mediante el desarrollo de una herramienta para el prediseño de compresores centrífugos de alto rendimiento. Aunque se trata de una etapa inicial dentro del proceso completo de diseño e implementación, representa un avance relevante en la dirección hacia una transición energética más eficiente y sostenible, alineada con los compromisos de descarbonización y preservación ambiental.



POLITÉCNICA

**ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIEROS INDUSTRIALES
UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID**

José Gutiérrez Abascal, 2. 28006 Madrid

Tel.: 91 336 3060

info.industriales@upm.es

www.industriales.upm.es