

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Ampliación de un código unidimensional de diseño y análisis de turbocompresores cen- trífugos

Autor: Miguel Amengual Roig

Tutores: David Sánchez Martínez

Rafael González Almenara

Grupo de Máquinas y Motores Térmicos
Dpto. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022



GMTS | GRUPO DE MAQUINAS Y MOTORES
TERMICOS DE SEVILLA

Trabajo Fin de Grado
Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales

Ampliación de un código unidimensional de diseño y análisis de turbocompresores centrífugos

Autor:

Miguel Amengual Roig

Tutores:

David Sánchez Martínez

Catedrático de Universidad

Rafael González Almenara

Profesor Sustituto Interino

Grupo de Máquinas y Motores Térmicos
Dpto. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2022

Trabajo Fin de Grado: Ampliación de un código unidimensional de diseño y análisis de turbo-compresores centrífugos

Autor: Miguel Amengual Roig
Tutores: David Sánchez Martínez
Rafael González Almenara

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal

Fecha:

Agradecimientos

En primer lugar, quiero agradecer tanto al tutor, David Sánchez Martínez, como a Rafael González Almenara, su ayuda a lo largo del curso, que ha sido indispensable para poder finalizar de forma satisfactoria el Trabajo de Fin de Grado.

También me gustaría agradecer a mi familia, por confiar en mí y apoyarme en mis objetivos tanto académicos como personales, y a mis amigos, por acompañarme a lo largo de tantos años juntos, apoyarme y básicamente ser lo que es un amigo. Finalmente, mencionar a Luis García de Viguera, con quien he compartido tutor y he podido compartir camino en este proyecto.

Resumen

El diseño y análisis de una turbomáquina es un proceso complejo, existiendo diversos métodos para abordar el mismo problema. Este trabajo utiliza como base la herramienta de cálculo ya implementada por R. González [1], fundamentada a su vez en el modelo de Aungier [2], siguiendo un modelo de diseño unidimensional para el diseño y análisis de un turbocompresor centrífugo.

En la herramienta de cálculo se han contemplado diferentes correlaciones de pérdidas que permiten diseñar y analizar un compresor centrífugo, con la posibilidad de elegir entre diferentes estimaciones existentes en la literatura. En efecto, al estudiar los diferentes modelos de pérdidas se observa que no existe una única vía para obtener un mismo diseño de compresor y que, en función de dichos modelos, se obtienen resultados de mayor o menor fiabilidad. Los resultados del trabajo muestran que cabe esperar diferencias entre estimaciones de hasta el 65% para el mismo tipo de pérdidas, y respecto al cómputo global de las pérdidas estimadas por el modelo, lo que supone un impacto acumulado en el rendimiento de la máquina de hasta un 25%.

El trabajo incluye finalmente una valoración crítica de los resultados arrojados por el modelo propuesto con respecto al modelo más empleado en la literatura (Aungier [2]).

Abstract

The analysis and design of a turbomachine is a complex task, and there are several alternatives for evaluating the same case study. This work begins from the computational tool developed by González [1], based on the method proposed by Aungier [2], following a one-dimensional design criteria to design a centrifugal compressor and predict its performance.

In this computational tool, different loss correlations have been implemented, designing and analysing the centrifugal compressor according to the sets of correlations used. By studying different design and performance models, it is observed that there are many options to achieve the same compressor design and, depending on the performance models, the results obtained are more or less reliable, being the deviation of the estimations obtained nearly 65 % in some cases, for the same loss mechanism, and with respect the sum of all the losses estimated by the model. This disparity in the loss estimations can cause an impact in the compressor efficiency which can diverge almost 25 % from the baseline.

Therefore, the aim of this work is to study the impact of the different sets of correlations selected, compared to the baseline scenario, the Aungier's method [2].

Índice Abreviado

<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	V
<i>Índice Abreviado</i>	VII
<i>Notación</i>	XI
1 Introducción	1
2 Fundamentos de los turbocompresores centrífugos	3
2.1 Ecuaciones generales del turbocompresor radial	5
2.2 Parámetros característicos de las turbomáquinas	6
2.3 Influencia del ángulo de salida del álabe del rotor. Tipos de álabes	7
2.4 Influencia del ángulo de entrada al rotor	8
2.5 Rendimiento del escalonamiento turbocompresor centrífugo	9
2.6 Otros factores que afectan al diseño	9
3 Diseño y Análisis de turbocompresores centrífugos	11
3.1 Definición de las pérdidas	12
3.2 El método de Aungier	16
3.3 Modelos de estimación de pérdidas. Alternativas a la propuesta de Aungier	29
3.4 Estimación global de las pérdidas aerodinámicas	43
4 Análisis y resultados	47
4.1 Diseño y análisis en el punto de diseño	49
4.2 Análisis de mapas de comportamiento para cada diseño	105
4.3 Análisis de los mapas de comportamiento para un mismo diseño de compresor	114
5 Conclusiones y líneas futuras de trabajo	125
<i>Índice de Figuras</i>	127
<i>Índice de Tablas</i>	133

Índice

<i>Resumen</i>	III
<i>Abstract</i>	V
<i>Índice Abreviado</i>	VII
<i>Notación</i>	XI
1 Introducción	1
2 Fundamentos de los turbocompresores centrífugos	3
2.1 Ecuaciones generales del turbocompresor radial	5
2.2 Parámetros característicos de las turbomáquinas	6
2.3 Influencia del ángulo de salida del álabe del rotor. Tipos de álabes	7
2.4 Influencia del ángulo de entrada al rotor	8
2.5 Rendimiento del escalonamiento turbocompresor centrífugo	9
2.6 Otros factores que afectan al diseño	9
3 Diseño y Análisis de turbocompresores centrífugos	11
3.1 Definición de las pérdidas	12
Definición de los coeficientes de pérdidas	12
3.1.1 Mecanismos de pérdidas viscosos	13
Pérdidas dependientes e independientes con el número de Reynolds	13
3.1.2 Otras pérdidas aerodinámicas	14
Pérdidas en el borde de estela	15
Pérdidas en el borde de ataque	15
Pérdidas asociadas al número de Mach	15
Pérdidas por fugas en la cabeza del álabe	16
Pérdidas por fugas en rodetes cerrados	16
3.2 El método de Aungier	16
3.2.1 Diseño del rodete	18
Pérdidas parásitas en el rodete	20
Pérdidas internas en el rodete	22
3.2.2 Diseño del difusor	23
Difusor sin álabes	23
Difusor con álabes	24
El fenómeno del bombeo	26
3.2.3 Diseño de la salida del compresor	27
Voluta	27
Canal de retorno	28
3.3 Modelos de estimación de pérdidas. Alternativas a la propuesta de Aungier	29
3.3.1 Modelos de cálculo del factor de deslizamiento	30
Modelo de Wiesner	30
Modelo de Stodola	31

Modelo de Qiu <i>et al.</i>	31
Modelo de Stanitz	32
Modelo de Von Backström	32
Modelo de Paeng & Chung	32
3.3.2 Modelos de pérdidas aerodinámicas en el rodete	33
Pérdidas asociadas a la presencia de álabes guía	35
Pérdidas por incidencia	36
Pérdidas asociadas a la carga aerodinámica de los álabes	37
Pérdidas por fricción	37
Pérdidas intersticiales	38
Pérdidas por mezcla	38
Pérdidas por aparición de ondas de choque	39
3.3.3 Modelos de pérdidas aerodinámicas en el difusor	39
Pérdidas en difusores sin álabes	39
Pérdidas en difusores con álabes	40
3.3.4 Modelos de pérdidas aerodinámicas en la voluta	41
3.3.5 Pérdidas parásitas en el compresor	41
Pérdidas por fricción en el disco	42
Pérdidas por recirculación	42
Pérdidas por fugas al exterior	43
3.4 Estimación global de las pérdidas aerodinámicas	43
4 Análisis y resultados	47
4.1 Diseño y análisis en el punto de diseño	49
4.1.1 Diseño geométrico	50
Compresor A [3, 4]	50
Compresor B [3, 5]	57
Compresor C	64
Compresor D	71
4.1.2 Conclusiones del diseño geométrico	78
4.1.3 Análisis termodinámico	79
Compresor A [3, 4]	80
Compresor B [3, 5]	86
Compresor C	92
Compresor D	98
4.1.4 Conclusiones del análisis termodinámico en el punto de diseño	103
4.2 Análisis de mapas de comportamiento para cada diseño	105
4.2.1 Compresor A [3, 4]	106
4.2.2 Compresor B [3, 5]	108
4.2.3 Compresor C	110
4.2.4 Compresor D	112
4.2.5 Conclusiones del análisis de los mapas de comportamiento correspondientes a diferentes diseños de compresor	114
4.3 Análisis de los mapas de comportamiento para un mismo diseño de compresor	114
4.3.1 Compresor A [3, 4]	115
4.3.2 Compresor B [3, 5]	117
4.3.3 Compresor C	119
4.3.4 Compresor D	121
4.3.5 Conclusiones de los análisis de los mapas para el mismo diseño	123
5 Conclusiones y líneas futuras de trabajo	125
<i>Índice de Figuras</i>	127
<i>Índice de Tablas</i>	133

Notación

A	Área
a	Velocidad del sonido, Constante
AR	Relación de áreas
B	Factor de bloqueo
BL	Blade loading
b	Altura de álabe
b^*	Ratio de la altura del difusor
C_M	Parámetro de fricción del disco
C_{Mc}	Parámetro de fricción del disco En rodetes cerrados
C_{Md}	Parámetro de fricción del disco En rodetes abiertos
C_p	Coefficiente de presión
c	Velocidad absoluta, Paso del álabe
c_d	Coefficiente de disipación de energía
c_p	Calor específico a presión constante
D_f	Factor de difusión
D	Diámetro
d_s	Diámetro específico
$e_{s,vigv}$	Fracción de energía cinética perdida en los álabes guía
F, F_{VB}	Factor corrector
f_{corr}	Factor de corrección
h	Entalpía
I	Coefficiente de trabajo
i	Incidencia
j_{12}	Pérdidas específicas de disipación
K	Coefficiente de correlación
KE_{id}	Energía cinética ideal
L	Longitud
L_{fb}	Longitud de la comba media del álabe
M	Número de Mach
\dot{m}	Gasto másico
M	Constante
n_s	Velocidad específica
N	Velocidad de giro
P	Potencia
PR	Relación de compresión
p	Presión
R	Grado de Reacción, Constante de los gases ideales
Re	Número de Reynolds
RR	Relación de Radios
\dot{S}	Ratio de energía disipada por acción viscosa
s	Cuerda del álabe

T	Temperatura
t	Espesor
u	Velocidad periférica
\dot{V}	Caudal
W	Trabajo específico
\dot{W}	Potencia
w	Velocidad relativa
Z	Número de álabes
Z_{fb}	Número de álabes de longitud completa

Alfabeto griego

α	Ángulo del flujo referido a la dirección tangencial, Pérdidas independientes del número de Reynolds
β	Ángulo del álabe referido a la dirección tangencial, Pérdidas dependientes del número de Reynolds
χ	Coefficiente de pérdida de entropía, Relación de gasto másico jet-wake
γ	Coefficiente isentrópico, Ángulo de inclinación
δ_{CL}	Espacio intersticial
δ^*	Desviación
Δ	Incremento
ε	Relación de áreas jet-wake, Rugosidad relativa, Relación de radios del rodete, Deflexión del álabe
η	Eficiencia
κ_m	Curvatura meridional
λ	Coefficiente de trabajo
μ	Viscosidad
ρ	Densidad
σ	Factor de deslizamiento
ϕ	Coefficiente de flujo,
ϕ_{r1}	Coefficiente de flujo global a la entrada
Ψ	Coefficiente de carga
τ	Coefficiente de fricción
θ_{te}	Espesor por la cantidad de movimiento de la capa límite
ϖ	Coefficiente de pérdida de presión de remanso
Π	Relación de compresión
ξ	Coefficiente de pérdida de entalpía

Subíndices

a	Punto genérico de La turbomáquina
B, b	Álabe
BL	Blade-to-blade
CH	Bloqueo
c	Compresor
cl	Clearance
cr	Supercrítico
D	Difusor
DP	Punto de diseño
d	Diseño
df	Fricción de disco
dif	Difusión
$dif f$	Propiedad del difusor
$diss$	Disipada
e	Específico (trabajo),
ef	Efectivo (número de álabes)
eq	Equivalente
eje	Eje

<i>hyd</i>	Hidráulico
<i>HS</i>	Hub-To-Shroud
<i>h</i>	Propiedad en la altura mínima del álabe
<i>hyd</i>	Hidráulico
<i>i</i>	Isotérmica
<i>inc</i>	Incidencia
<i>is</i>	Isentrópico
<i>jet</i>	Propiedad En La zona de jet
<i>l</i>	Fuga
<i>lim</i>	Límite
<i>m</i>	Meridional
<i>mean</i>	Línea media
<i>min</i>	Mínimo
<i>mix</i>	Mezcla
<i>nonRe</i>	Independiente del número de Reynolds
<i>opt</i>	Óptimo
<i>p</i>	Politrópico
<i>par</i>	Parásitas
<i>R</i>	Rodete
<i>Re</i>	Dependiente del número de Reynolds
<i>r</i>	Radial, Recirculación
<i>ref</i>	Referencia
<i>rot</i>	Propiedad del rodete
<i>s</i>	Isentrópico
<i>seal</i>	Sello de laberinto
<i>sf</i>	Fricción
<i>s</i>	Propiedad en la altura máxima del álabe
<i>split</i>	Propiedad de los álabes de longitud reducida
<i>t</i>	Propiedad de remanso
<i>th</i>	Garganta del canal
<i>tip</i>	Altura mínima del álabe
<i>tot</i>	Número total de álabes del rodete
<i>tt</i>	Total A total
<i>ts</i>	Total A estático
<i>turn</i>	Giro del canal de álabes del rodete
<i>VLD</i>	Difusor sin álabes
<i>VLS</i>	Espacio sin álabes
<i>VND</i>	Difusor con álabes
<i>vigv</i>	Álabes guía de Geometría Variable
<i>vol</i>	Voluta
<i>wake</i>	Propiedad en la zona de wake
θ	Tangencial
λ	Expansión abrupta
0	Entrada al compresor
1	Entrada Al rodete
2	Salida del rodete
3	Entrada al difusor
4	Salida del difusor
5	Salida de la voluta
Superíndices	
'	Propiedades relativas
\bar{x}	Valor medio

1 Introducción

El diseño de un turbomáquina es un proceso altamente complejo, sobretodo a nivel computacional. De este modo, suele tomarse como base de partida una máquina que existe previamente y se modifican ciertos parámetros con el fin de satisfacer las nuevas necesidades del usuario. Si, por el contrario, se desea realizar un diseño desde cero, se suelen utilizar diseños bidimensionales que permiten realizar prediseños con cierta precisión que pueden ser luego utilizados como punto de partida para la optimización y ajuste mediante otros métodos (por ejemplo, modelos CFD).

Las principales formas de análisis y estimación de una turbomáquina son:

- 1. Modelos bidimensionales:** Los modelos bidimensionales permiten estimar las características de la turbomáquina con cierta precisión. Emplean hipótesis simplificadoras sobre el fluido de trabajo y realizan cálculos en las secciones de entrada y salida de los elementos de la turbomáquina, rotor y estator. Por este motivo, no permite conocer la geometría concreta del interior de la máquina, que es donde se haya la complejidad de diseño y donde, a su vez, es posible determinar las pérdidas de energía a lo largo de la turbomáquina. Por ello, estos modelos estiman las pérdidas de energía a partir de correlaciones empíricas.
- 2. Modelos tridimensionales:** Los modelos tridimensionales permiten estudiar la tridimensionalidad de los flujos a través de la turbomáquina, permitiéndo determinar de este modo la torsión (o geometría 3D) de los álabes y demás elementos de máquina. De igual forma que el modelo bidimensional, deben realizarse ciertas hipótesis para poder hacer las respectivas estimaciones y, además, también se realizan los cálculos en las secciones de entrada y salida de las coronas de álabes. Estos modelos también emplean correlaciones para estimar el comportamiento de la turbomáquina, aunque dichas correlaciones tienen un mayor grado de precisión y, por ende, requieren mayor carga computacional que el modelo bidimensional.
- 3. Herramientas CFD:** El uso de herramientas CFD permite conocer el comportamiento del flujo a través de las diferentes coronas de álabes. De esta manera, permiten conocer de forma completa el comportamiento de la máquina (tridimensionalmente) y con un grado de confianza considerablemente más elevado. La contrapartida de estos modelos es el alto coste computacional que debe utilizarse debido a la complejidad de los cálculos así como la dificultad para establecer condiciones de contorno con fiabilidad.
- 4. Ensayos experimentales:** Los ensayos experimentales son los únicos que aportan el comportamiento real de las turbomáquinas aunque, por otro lado, no permiten conocer de forma completa su comportamiento (por la incapacidad de monitorizar todo el dominio fluido. Además, suponen un alto coste económico por lo que suele reducirse su uso al mínimo posible. Generalmente, cuando se contemplan, los ensayos experimentales se emplean para validarlos anteriores procesos de diseño.

Para el diseño y optimización de una turbomáquina, Japikse [6] propone un proceso iterativo (véase la Figura 1.1) que hace uso de los procesos mencionados anteriormente. El prediseño de máquina necesario para poder analizar el comportamiento mediante modelos CFD, obtenido por modelos unidimensionales o bidimensionales, permite además realizar unas primeras estimaciones y desestimar aquellos modelos que no van a satisfacer las condiciones mínimas de trabajo con un bajo coste computacional.

El principal defecto de los modelos unidimensionales o bidimensionales es la necesidad de utilizar modelos de correlaciones para poder estimar con cierta precisión el comportamiento de una turbomáquina. Por ello,

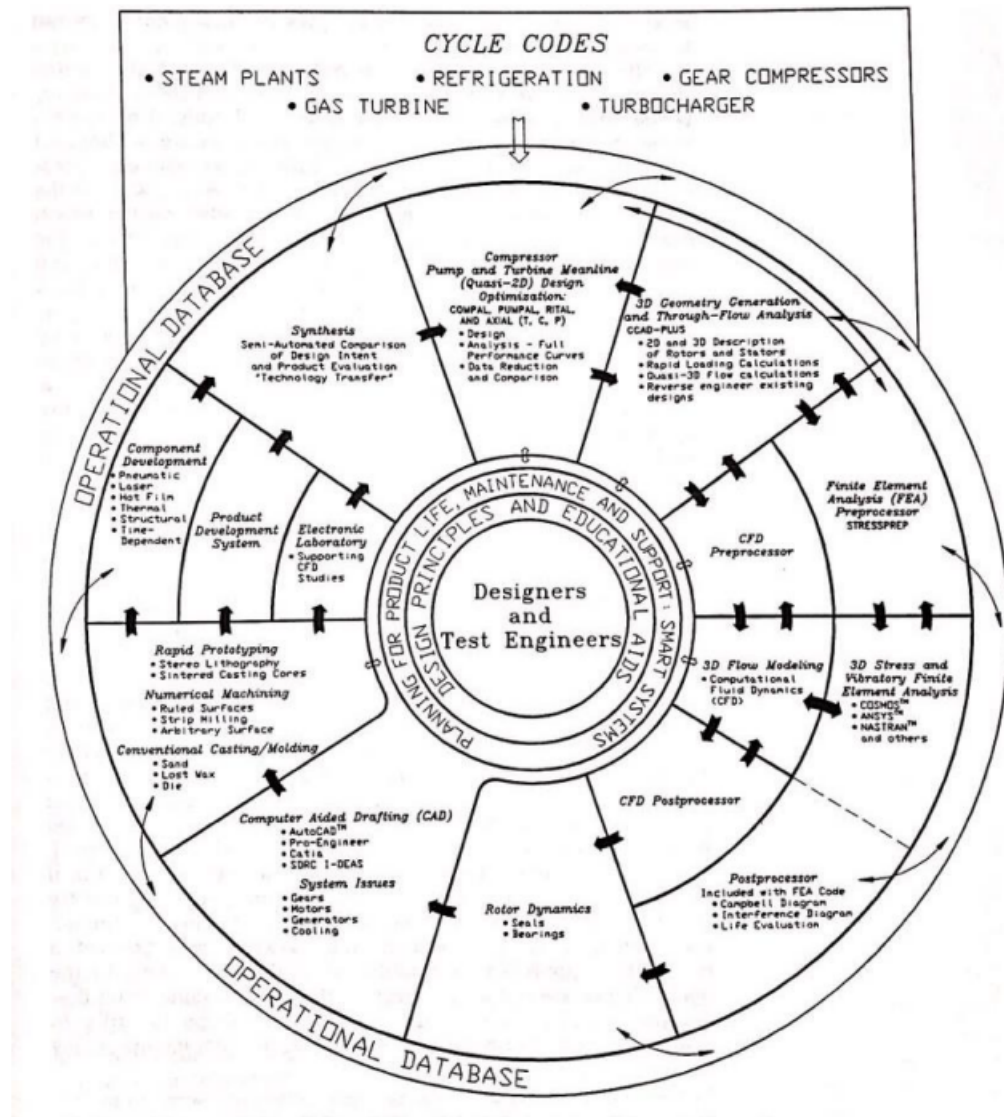


Figura 1.1 Proceso iterativo de diseño de turbomáquinas propuesto por Japikse [6].

en el presente trabajo, se analizarán diferentes modelos de correlaciones para el análisis de turbocompresores centrífugos mediante procesos de diseño unidimensionales. Para realizar este análisis se utilizará una herramienta de cálculo preexistente, desarrollada según el modelo de Aungier [2], a la que se le añadirán dichos modelos extraídos de una extensa búsqueda bibliográfica. La importancia del uso de los modelos, tanto unidimensionales como bidimensionales, reside en su capacidad de realizar un primer diseño de una turbomáquina con cierta facilidad y baja complejidad computacional. Para ello, no obstante, es necesario utilizar modelos de correlaciones que sean apropiadas para el caso de estudio y proporcionen estimaciones de pérdidas que se correspondan con la realidad.

En el presente trabajo, se abordarán los fundamentos termodinámicos que permiten el diseño de turbocompresores, y posteriormente, se analizará el modelo de diseño y análisis propuesto por Aungier [2] junto con las diferentes correlaciones existentes para cada mecanismo de ineficiencia que se origina a lo largo del compresor. Finalmente, se analizarán los resultados obtenidos a partir de la herramienta de cálculo, obteniéndose los resultados al utilizar un modelo de correlaciones u otro, tanto en el punto de diseño, (comparaciones geométricas y termodinámicas) como el comportamiento fuera de diseño (mapas de comportamiento), tanto con álabes guía como sin ellos.

2 Fundamentos de los turbocompresores centrífugos

Un turbocompresor centrífugo es una turbomáquina de tipo radial que está compuesta de un rotor, o *rodete*, que gira dentro de la máquina, seguido de un estátor, o *difusor*, que es fijo. A la salida del difusor encontramos la voluta, encargada de recoger todo el flujo. El turbocompresor centrífugo es una turbomáquina radial, en la cual los planos de entrada y salida del fluido forman un ángulo de 90° , como se muestra en la Figura 2.1.

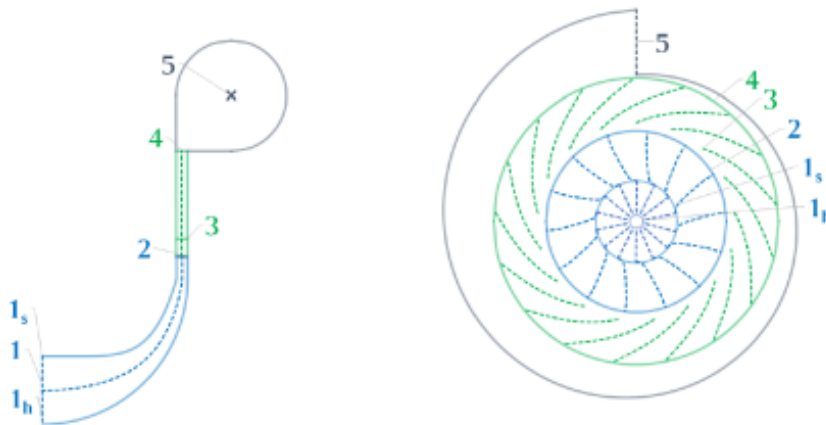


Figura 2.1 Sección radial (izquierda) y meridional (derecha) de un compresor centrífugo [7].

En el turbocompresor aumentan la presión y densidad del fluido circulante. La principal característica de las máquinas radiales es que la compresión del flujo se realiza no sólo por efecto de la difusión de velocidad sino, también y de manera muy notable, por la acción de las fuerzas centrífugas, y la compresión por difusión. Dicha acción está asociada a la diferencia de velocidad periférica (velocidad lineal del álabe) entre entrada y la salida al rodete de la máquina.

El flujo a través de un escalonamiento de compresor centrífugo, formado por rodete y estátor, sigue un movimiento tridimensional extremadamente complejo de forma que, en primera aproximación, se puede aplicar un análisis unidimensional elemental. Esto permite obtener soluciones aproximadas (*solución unidimensional*) en las que las condiciones del flujo se suponen uniformes en las secciones transversales del flujo, tomadas por convenio a la entrada y salida del rodete. La velocidad de cualquier partícula fluida en el interior del rodete puede definirse referida al sistema de referencia absoluto (inercial) o al sistema de referencia relativo que rota solidariamente con dicho rodete (no inercial):

- **Velocidad absoluta**, \vec{c} : Respecto al observador fijo (Sistema de referencia Inercial).
- **Velocidad relativa**, \vec{w} : Respecto al observador móvil solidario al rodete (Sistema de referencia No Inercial).

- **Velocidad periférica o de arrastre, \vec{u} :** debida al movimiento del sistema no inercial con respecto al sistema inercial.

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (2.1)$$

En el caso de las turbomáquinas radiales, los triángulos de velocidades a la entrada y salida del rodete se encuentran en planos perpendiculares, según puede verse en la Figura 2.2 para el caso de un turbocompresor radial.

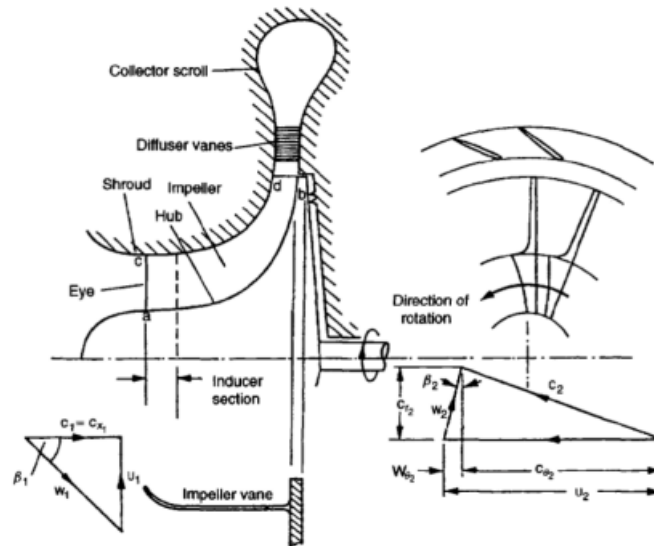


Figura 2.2 Esquema de los elementos de un compresor radial y los triángulos de velocidades [8].

Las partes del compresor radial así como sus principales funciones se explican a continuación:

- 1. Rodete:** Aumentan la energía cinética (absoluta) y la presión del fluido, el cual es desviado hacia la periferia de la máquina.

En el rodete se transforma el trabajo comunicado a través del eje (par por ángulo girado por el mismo) en energía cinética y entalpía (denominada comúnmente energía de presión).

En la sección inicial del rodete (próxima a la entrada) se encuentra la zona inductora. En la zona inductora el fluido experimenta un doble cambio de dirección: i) la componente tangencial de la velocidad relativa se reduce de manera muy significativa; y ii) el flujo pasa a estar orientado en dirección radial, desapareciendo prácticamente la componente axial de las velocidades absoluta y relativa. Cuando el número de álabes es elevado, a fin de desbloquear el área de entrada al rodete y atenuar el riesgo de bloqueo de esta sección, se emplea un tipo de álabes conocido como *splitter*. Los *splitters* son álabes que no llegan hasta la sección de entrada sino que tienen el borde de ataque retrasado aguas abajo en el interior del canal del rodete.

Podemos distinguir dos tipos de rodetes:

- *Rodetes cerrados:* La envolvente está unida a los extremos de los álabes.
- *Rodetes abiertos:* La envolvente es la propia carcasa de manera que existe un intersticio entre el borde de los álabes y dicha envolvente.

- 2. Difusor:** Convierte la energía cinética del fluido proveniente del rodete en entalpía gracias a un proceso de difusión de velocidad. El difusor viene precedido por un espacio sin álabes en el cual se persigue homogeneizar la distribución de velocidad absoluta del fluido a la salida del rodete.

La difusión se puede realizar de dos formas diferentes:

- *Difusión libre:* La difusión se realiza en un espacio anular sin álabes que rodea al rodete.
- *Difusión con álabes:* El espacio anular que rodea al rodete contiene álabes, disminuyendo por tanto el radio exterior del difusor para una determinada relación de difusión.



Figura 2.3 Rodete abierto (izquierda) y rodete cerrado (derecha) [9].

- 3. **Voluta:** La función de la voluta es recoger el flujo que sale del difusor y conducirlo con las mínimas pérdidas de carga al conducto de descarga. A veces se puede conseguir una ligera difusión pero esto aumenta considerablemente las pérdidas.

2.1 Ecuaciones generales del turbocompresor radial

Desarrollando el Teorema del Momento Cinético y haciendo uso de los triángulos de velocidades definidos anteriormente se puede obtener la Ecuación de Euler o Ecuación fundamental de las Turbomáquinas. Esta ecuación permite conocer el trabajo intercambiado en el rodete.

$$W_e = u_1 c_{\theta 1} - u_2 c_{\theta 2} \tag{2.2}$$

donde:

- W_e es el trabajo específico o trabajo por unidad de masa.
- u_1 y u_2 son las velocidades periféricas a la entrada y salida del rodete, respectivamente.
- $c_{\theta 1}$ y $c_{\theta 2}$, son las componentes tangenciales de la velocidad absoluta a la entrada y salida del rodete, respectivamente.

Se puede deducir que, empleando la ecuación anterior, $W_e < 0$ ya que $r_1 \ll r_2$. Se concluye de ello que el compresor radial consume trabajo. Esto permite reescribir la Ecuación de Euler de la siguiente forma específica para compresores radiales, en la cual el trabajo es positivo cuando es consumido por la máquina (absorbido por el fluido):

$$W_e = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} \tag{2.3}$$

El diagrama $h-s$ mostrado en la Figura 2.4 representa la evolución del fluido a través de un escalonamiento de turbocompresor centrífugo, en el cual se considera que el flujo de fluido entre la entrada y la salida se comporta de manera adiabática pero no reversible. A partir del diagrama se puede calcular el trabajo específico que consume un turbocompresor radial.

- **Tramo 0-1:** aceleración del fluido en el conducto de entrada al escalonamiento. El flujo se considera adiabático pero no reversible.

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2} \quad ; \quad h_{t0} = h_{t1} \tag{2.4}$$

- **Tramo 1-2:** flujo a través del rodete. Si se aplica el Primer Principio de la Termodinámica al rodete según un observador fijo:

$$h_1 + \frac{c_1^2}{2} + W = h_2 + \frac{c_2^2}{2} \tag{2.5}$$

La aplicación del mismo principio según un observador móvil girando solidariamente con el rodete se obtiene:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} \quad (2.6)$$

A continuación se define la entalpía de remanso (o total) relativa para la partícula i como:

$$h'_{ii} = h_i + \frac{w_i^2}{2} \quad (2.7)$$

Combinando las ecuaciones anteriores se obtiene:

$$h'_{r1} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = h'_{r2} \quad (2.8)$$

Finalmente se puede obtener el aumento de entalpía en el rotor como:

$$h_2 - h_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (2.9)$$

donde el primer término se refiere al incremento de presión como consecuencia de la difusión del flujo relativo y el segundo representa el incremento de presión como consecuencia del trabajo de las fuerzas centrífugas. Combinando las ecuaciones anteriores se puede reformular el principio de conservación de energía como:

$$W = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} \quad (2.10)$$

En la expresión anterior, el término $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ asociado a la acción de las fuerzas centrífugas permite elevar la relación de compresión por escalonamiento respecto de un turbocompresor axial (en el cual este término es prácticamente cero).

- **Tramo 2-3:** flujo a través del difusor. Aplicando el principio de conservación de energía en el difusor se obtiene la siguiente ecuación:

$$h_2 + \frac{c_2^2}{2} = h_3 + \frac{c_3^2}{2} \quad ; \quad h_{t2} = h_{t3} \quad (2.11)$$

2.2 Parámetros característicos de las turbomáquinas

Para diseñar una turbomáquina suelen emplearse los siguientes parámetros:

1. **Grado de reacción:** Se define como la relación entre el incremento de entalpía estática en el rotor y el incremento de entalpía de remanso del compresor (es decir, el trabajo específico consumido).

$$R = \frac{h_2 - h_1}{h_{t2} - h_{t1}} = \frac{h_2 - h_1}{W} \quad (2.12)$$

Los turbocompresores centrífugos suelen tener grados de reacción $R \in [0.5, 0.6]$ lo que indica que el incremento de presión en el rotor es mayor que en el difusor.

2. **Coefficiente de carga:** Se define como la relación entre el trabajo consumido por el compresor y la velocidad periférica a la salida del rodete al cuadrado. Físicamente, este parámetro mide la carga aerodinámica sobre los álabes del rodete.

$$\Psi = \frac{W}{u_2^2} \quad (2.13)$$

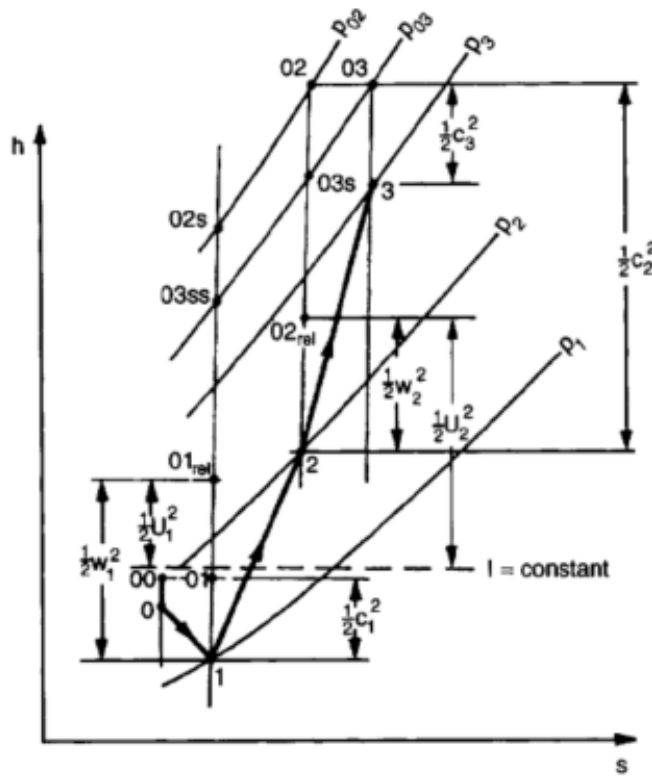


Figura 2.4 Evolución del flujo en un escalonamiento de turbocompresor centrífugo [10].

3. **Coefficiente de flujo:** Se define como la relación entre la velocidad radial y la velocidad periférica. El coeficiente de flujo puede definirse a la entrada o a la salida del rodete y, aunque suele aceptarse como más habitual la definición a la salida del rodete, la realidad es que muchos autores lo definen a la entrada del mismo.

$$\phi = \frac{c_{r2}}{u_2} \tag{2.14}$$

El coeficiente de flujo está relacionado con el tamaño de la máquina; es decir, a mayor coeficiente de flujo, la máquina será más compacta. El efecto sobre el rendimiento suele ser el contrario, experimentándose una cierta pérdida de rendimiento para mayores coeficientes de flujo. Cuando el coeficiente de flujo disminuye, la máquina también tiende a tener un comportamiento más inestable.

2.3 Influencia del ángulo de salida del álabe del rotor. Tipos de álabes

El ángulo del álabe a la salida del rodete, β_2 , es el parámetro fundamental que caracteriza el comportamiento de un turbocompresor centrífugo y afecta al tamaño, la relación de compresión, el rendimiento y el grado de reacción. A continuación se estudia el efecto que tiene este parámetro sobre el grado de reacción. Para ello se consideran las siguientes hipótesis:

- No hay álabes guía y, por tanto, la velocidad de entrada al rodete es axial ($\alpha_1 = 0$).
- La velocidad meridiana, c_r , es constante a lo largo del rotor.

Tomando como referencia la dirección tangencial al rodete, la Figura 2.5 muestra una clasificación de los tipos de álabes de rodete que pueden considerarse.

1. Álabes curvados hacia atrás, $\beta_2 < 90^\circ$

Poseen un grado de reacción $R > 0.5$. Por tanto, el incremento de presión en el rotor es mayor que en el difusor de forma que tienen mayor rendimiento (el rendimiento del difusor es típicamente menor

que el del rodete). A pesar de tener un mayor rendimiento, no obstante, este tipo de rodetes permite intercambiar menos energía con el fluido para una geometría (radio de salida y entrada al rodete y ángulo de la velocidad absoluta a la entrada), debido a que el trabajo específico consumido es menor. Esto significa que la relación de compresión es menor.

Estos álabes dan lugar a unos mapas de comportamiento (mapas de curvas características) relativamente planas lo que supone que son más estables cuando funcionan en condiciones fuera de diseño.

2. Álabes radiales, $\beta_2 = 90^\circ$:

El grado de reacción es típicamente $R \approx 0.5$ lo que significa que la compresión del fluido se reparte de manera similar entre rodete y difusor. El trabajo específico es mayor que en el caso anterior (para las mismas características geométricas) y presentan curvas características bastante planas igualmente.

3. Álabes curvados hacia delante, $\beta_2 > 90^\circ$:

El grado de reacción es $R < 0.5$. Por tanto se realiza una mayor compresión en el difusor que en el rodete y, por ende, el rendimiento suele ser menor que en los casos anteriores. También, el trabajo absorbido en cada escalonamiento es mayor que en los otros casos (para geometrías comparables) lo que supone un menor número de escalonamientos para la misma relación de compresión total en el caso de compresores de varios escalonamientos. Por el contrario, las curvas características son bastante inestables lo que hace que estos compresores sean escasamente utilizados en la industria.

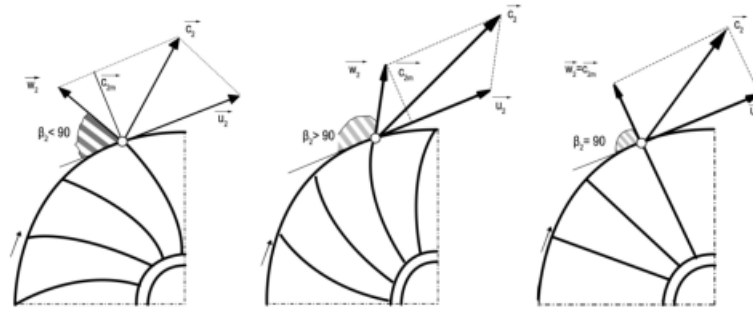


Figura 2.5 Rodete de turbocompresor radial: curvados hacia atrás (izquierda), curvados hacia delante (centro), salida radial (derecha) [10].

2.4 Influencia del ángulo de entrada al rotor

El ángulo del flujo absoluto a la entrada de entrada del rodete, α_1 , se impone por medio de álabes guía a la entrada del compresor. Estos álabes guía pueden ser fijos o móviles; en el segundo caso es posible variar el ángulo de entrada al rodete según las condiciones operativas, consiguiendo así que el rendimiento sea máximo en cada momento. Existen tres tipos de condiciones de entrada:

1. Entrada en contrarrotación: $\alpha_1 < 0^\circ$
2. Entrada axial: $\alpha_1 = 0^\circ$
3. Entrada en prerrotación: $\alpha_1 > 0^\circ$

El trabajo específico del un escalonamiento genérico se puede calcular como sigue:

$$W = u_2 c_{\theta 2} - u_1 c_{\theta 1} = u_2 c_2 \sin(\alpha_2) - u_1 c_1 \sin(\alpha_1) \quad (2.15)$$

Se puede observar que el trabajo específico aumenta cuando $\alpha_1 < 0^\circ$ (entrada en contrarrotación) y, por tanto, la relación de compresión también. Dar contrarrotación al flujo supone aumentar la velocidad relativa de entrada al rodete de forma que aumenta el número de Mach relativo a la entrada, M' . Esto puede dar lugar a flujo supersónico de forma local, generándose ondas de choque que disminuyan el rendimiento.

A fin de evitar ondas de choques a la entrada del rotor interesa reducir la velocidad relativa, w_1 . Para ello resulta conveniente utilizar álabes con prerrotación, es decir $\alpha_1 \in [+15^\circ, +20^\circ]$, o también entrada axial.

2.5 Rendimiento del escalonamiento turbocompresor centrífugo

El rendimiento de un escalonamiento de turbocompresor radial se define como el cociente entre el trabajo absorbido por un escalonamiento hipotético, que trabajase de manera isentrópica, desde las condiciones reales de entrada (presión y temperatura de remanso) hasta las condiciones reales de salida (presión estática y velocidad de salida), y el que absorbe el escalonamiento real operando entre las citadas condiciones de entrada/salida [8].

El rendimiento total a total de un escalonamiento de turbocompresor radial se define tal que:

$$\eta_{tt} = \frac{h_{t3ss} - h_{t1}}{h_{t3} - h_{t1}} \quad (2.16)$$

Desarrollando el salto entálpico isentrópico y aplicando la relación termodinámica $dh = Tds + vdp$ se puede llegar a la siguiente expresión:

$$h_{t3ss} - h_{t1} = (h_{t3} - h_{t1}) - (h_{t3} - h_{t3s}) - (h_{t3s} - h_{t3ss}) = (h_{t3} - h_{t1}) - \frac{T_{t3}}{T_3}(h_3 - h_{3s}) - \frac{T_{t3}}{T_2}(h_2 - h_{2s}) \quad (2.17)$$

donde aparecen las pérdidas en difusor y rodete, P_D y P_R respectivamente:

$$P_R = h_2 - h_{2s} \quad ; \quad P_D = h_3 - h_{3s} \quad (2.18)$$

Haciendo uso de estas pérdidas se puede redefinir el rendimiento, Ecuación 2.16, como sigue:

$$\eta_{tt} = 1 - \frac{\frac{T_{t3}}{T_3}P_R + \frac{T_{t3}}{T_2}P_D}{W} \quad (2.19)$$

Por otro lado, puede comprobarse que el salto de temperaturas en un escalonamiento de compresor debe ser menor a 35K, de modo que se puede suponer lo siguiente:

$$\frac{T_{t3}}{T_3} \cong \frac{T_{t3}}{T_3} \cong 1 \quad (2.20)$$

Con esta hipótesis, se llega a la siguiente expresión aproximada del rendimiento:

$$\eta_{tt} \approx 1 - \frac{P_D + P_R}{W} \quad (2.21)$$

2.6 Otros factores que afectan al diseño

Además de los factores comentados anteriormente, existen otros factores que afectan en menor medida al diseño de turbocompresores radiales [1]:

1. **Ángulo de incidencia:** Se define como la diferencia entre el ángulo del flujo relativo a la entrada del rodete y el ángulo del álabe en la misma sección.

$$i = \alpha_1 - \alpha'_1 \quad (2.22)$$

A diferencia de las turbinas, donde el ángulo de incidencia suele ser nulo y tiene poco efecto sobre el rendimiento del escalonamiento, el ángulo de incidencia en compresores suele estar dentro del rango $i \in [-10, 10]$; de esta forma se evita el desprendimiento de capa límite y se optimiza la relación de compresión del escalonamiento. A mayor valor del ángulo de incidencia, mayor efecto sobre el rendimiento del rodete.

2. **Régimen de giro:** Cuando aumenta el régimen de giro aumentan las velocidades periféricas y relativas, así como el ángulo del flujo relativo a la entrada (para una velocidad absoluta fija). De esta forma, si este aumento de velocidad relativa es excesivo podría alcanzarse el régimen sónico o supersónico, $M \geq 1$, dando lugar al bloqueo del compresor y la aparición de ondas de choque. Como norma general se impone que el número de Mach relativo en la sección exterior de entrada al rodete (diámetro exterior)

no exceda 0,85 y, por limitaciones mecánicas, que la velocidad periférica a la salida del rodete sea menor a 450 m/s.

- 3. Relación de compresión máxima:** La máxima relación de compresión de un escalonamiento de turbocompresor radial con entrada axial, conocidos el triángulo de velocidades y las condiciones del fluido a la entrada, se define como:

$$\Pi_{max} = \left(\frac{P_{out}}{P_{in}} \right)_{max} = \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{u_2 c_{\theta 2}}{RT_1} + 1 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.23)$$

- 4. Coeficiente de trabajo:** Para conocer cómo se comporta un turbocompresor en condiciones diferentes a las de diseño es útil conocer el coeficiente de trabajo, definido según la Ecuación 2.24 y cuyo efecto en la estabilidad de la máquina se puede observar en la Figura 2.6.

$$\lambda = \frac{c_{\theta 2}}{u_2} = 1 - \sigma + \phi_2 \tan(\beta_2) \quad (2.24)$$

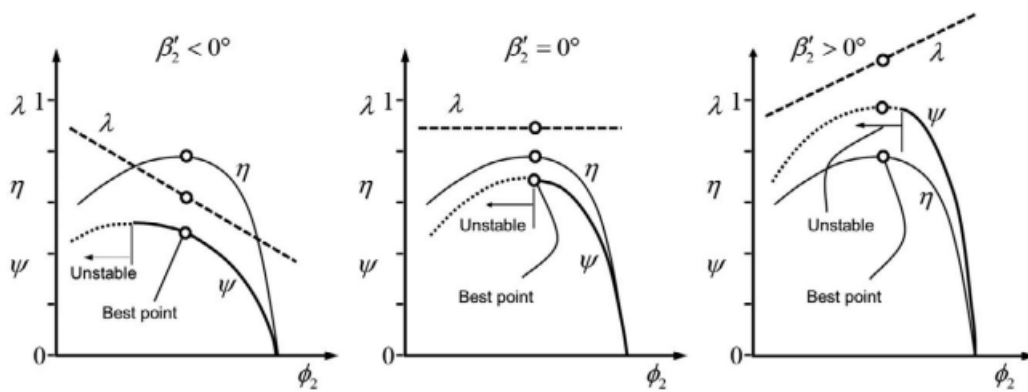


Figura 2.6 Efecto del coeficiente de trabajo de diseño en las curvas características de un compresor y en su rango de funcionamiento (de izquierda a derecha: álabes curvados hacia atrás, radiales y curvados hacia delante) [11].

3 Diseño y Análisis de turbocompresores centrífugos

El diseño de un turbocompresor se realiza con el objetivo de que alcance cierta relación de compresión, para un gasto másico dado, en un punto de operación estable y con la máxima eficiencia posible. El proceso de diseño y fabricación de un turbocompresor, suele estar formado por cinco etapas diferentes. En cada etapa se aumenta la carga computacional de los cálculos siendo estos cada vez de mayor orden y más complejos, de forma que aumenta el grado de confiabilidad del modelo y, en consecuencia, la precisión de los resultados [1, 12]:

1. Diseño de los parámetros principales de operación en la línea media de secciones representativas de la máquina.
2. Diseño basado en estudio de múltiples líneas de corriente (*Multi-Stream*) en las mismas secciones representativas de la máquina.
3. Optimización del flujo en secciones representativas de la máquina, incluidas secciones en el interior de los componentes principales *Throughflow*.
4. Optimización basada en herramientas CFD.
5. Ensayos experimentales.

A continuación se presenta, con carácter genreal, una explicación de cada una estas etapas aplicadas al diseño de turbomáquinas axiales. Algunos comentarios no son directamente aplicables al diseño de máquinas radiales pero, en el contexto, se entienden las modificaciones que serían necesarias para que así fuera.

El diseño en la línea media define las dimensiones de la máquina en secciones representativas. Para realizar este diseño, suelen introducirse dos hipótesis, que el flujo sea unidimensional y potencial (no viscoso), de forma que la viscosidad y tridimensionalidad del flujo se introducen a través de modelos empíricos a posteriori.

El diseño *Multi-stream* o *Multi-meanline* incluye la variación de los triángulos de velocidades en la dirección radial, con el objetivo de determinar la torsión de los álabes a lo largo del radio de la máquina. El análisis *Multi-meanline*, se fundamenta en el equilibrio radial de las líneas de corriente, es decir, supone que la presión en la dirección radial de cualquier línea de corriente del compresor debe contrarrestar la fuerza centrífuga del flujo rotacional. Este método sigue asumiendo tanto el uso de correlaciones empíricas como el uso de perfiles aerodinámicos para cálculos entre álabes consecutivos [1].

Aplicando los modelos *Meanline* y *Multi-meanline*, se diseña un primer modelo de la turbomáquina axial que, en los pasos sucesivos, irá adquiriendo una mayor precisión. En primera instancia, este modelo aporta al diseñador los parámetros necesarios para el diseño de álabes que serán optimizados al introducir la tridimensionalidad del flujo y la optimización *Throughflow*.

La optimización *Throughflow*, se basa en el análisis de la curvatura de las líneas de corriente, definiendo el campo de velocidades en cada conducto formado entre álabes consecutivos de la turbomáquina. Se sigue asumiendo que existe un equilibrio de presiones radial pero dejan de utilizarse los modelos de pérdidas ya que se introducen como variables los perfiles aerodinámicos de los álabes y la interacción del flujo de fluido con ellos.

La optimización tridimensional utilizando herramientas CFD puede predecir de forma casi completa los flujos tridimensionales, tanto en la capa límite como en la superficie anular (*endwall*), sin asumir el equilibrio

de presiones radial y un flujo potencial. A pesar de todo, realizar esta optimización es muy costosa a nivel computacional debido a la alta complejidad y número de cálculos que debe realizarse [1].

El objetivo final del ciclo de diseño es garantizar que la turbomáquina pueda fabricarse y que cumpla con las especificaciones de servicio. Una combinación del diseño en la línea media, optimizado según un análisis *Multi-meanline*, permite obtener diseños con cierta fiabilidad y con bajo coste computacional que pueden ser incorporados a herramientas de cálculo para obtener los mapas de comportamiento de la turbomáquina.

3.1 Definición de las pérdidas

A pesar de que el flujo dentro de un compresor es extremadamente complejo al ser tridimensional y no estacionario, en este trabajo se utilizará un modelo de flujo unidimensional y estacionario de forma que se simplifica considerablemente el análisis de la turbomáquina. Por tanto, deben introducirse unos modelos de cada uno de los fenómenos que ocasionan pérdidas en el compresor con respecto a la máquina que operara de manera isentrópica. Las pérdidas más relevantes en un compresor provienen de las pérdidas viscosas en los perfiles y *end-wall* (superficie anular), pérdidas por ondas de choque en secciones críticas y las pérdidas asociadas al flujo por intersticios y holguras [11]. En las máquinas radiales, las pérdidas viscosas dominan sobre el resto y también existen otras pérdidas viscosas adicionales como la fricción del flujo en la cavidad trasera del rodete entre el disco/plato del mismo y la carcasa o, para rodetes cerrados, entre la carcasa y la superficie superior de cierre del compresor.

Una pérdida de energía se puede entender como un incremento de entropía del proceso que contribuye a que el mismo deje de ser isentrópico. En este sentido, es muy interesante el trabajo de Denton [13] en el que determina la física de las diferentes fuentes de producción de entropía en una máquina radial.

Existen cuatro métodos para determinar las pérdidas y el rendimiento de un compresor [11]:

- El método más importante, así como el más exacto, consiste en medir los ensayos sobre diseños a escala completa o reducida.
- El segundo método consiste en predecir las pérdidas a través de modelos tridimensionales y simulaciones CFD.
- El tercer método consiste en utilizar modelos unidimensionales de línea media, o modelos bidimensionales *throughflow*, y aplicar correlaciones para el cálculo de pérdidas.
- El cuarto método consiste en correlacionar la eficiencia global que se haya medido en compresores similares a través de parámetros como el diámetro, el nivel de holguras y los principales parámetros de semejanza.

En este trabajo se aplica un diseño unidimensional y se corrigen los resultados a través de correlaciones de pérdidas; es decir, se emplea el tercer método. Al final y de modo introductorio, se presenta también el cuarto método explicado anteriormente.

Definición de los coeficientes de pérdidas

Para calcular las pérdidas en un modelo de línea media, basado en la suma de las pérdidas individuales en un elemento de la máquina, hay que definir las pérdidas de una forma racional. La manera más conveniente de medir la pérdida de energía en una máquina de fluido es a través del incremento de entropía [13, 14]. La forma correcta de hacer esto es a través de la disipación de energía, Tds , pudiéndose definir el coeficiente adimensional de disipación de energía en un compresor como:

$$\chi_{diss} = \frac{\int_1^2 Tds}{\frac{1}{2}w_1^2} \quad (3.1)$$

En esta expresión, el denominador representa la energía cinética relativa del fluido a la entrada del rodete, expresada en términos específicos. A pesar de que χ_{diss} es la definición de pérdida propiamente dicha, este coeficiente no suele utilizarse, principalmente por la dificultad que puede encontrarse en ciertos procesos para desarrollar la integral. Como consecuencia, existen diferentes definiciones de pérdidas a lo largo de un compresor. Por ejemplo, Horlock [15], Brown [16], Whitfield [17] y Denton [13] presentan definiciones alternativas obtenidas a partir de la Ecuación 3.1 [11].

Denton [13] introduce un coeficiente de pérdida de entropía más simple, en un intento de generalizar los coeficientes que existen para calcular las pérdidas en los álabes de turbomáquinas. La Ecuación 3.2 está

desarrollada para flujos sometidos a un procesos de difusión en el interior de conductos formados por álabes de compresores, siendo esencialmente la misma que la Ecuación 3.1 bajo la hipótesis de que la temperatura es constante. Cuando el flujo es incompresible, la pérdida de entropía se relaciona directamente con la pérdida de presión total de flujos incompresibles, desarrollada en la Ecuación 3.3.

$$\chi_c = \frac{T_1(s_2 - s_1)}{\frac{1}{2}w_1^2} \quad (3.2)$$

$$\bar{\omega}_c = \frac{P_{t1} - P_{t2}}{\frac{1}{2}\rho v_1^2} \quad (3.3)$$

Denton [13] demostró que el incremento de entropía en un flujo adiabático está relacionado con la diferencia de presiones totales de forma que para un compresor puede obtenerse:

$$s_2 = s_1 + \chi_{diss} \frac{1}{2} \frac{w_1^2}{T_1} \quad (3.4)$$

3.1.1 Mecanismos de pérdidas viscosas

Las pérdidas por disipación viscosa en la zona próxima a las paredes del conducto por el que discurre el fluido *shear layers*, donde las fuerzas viscosas dominan sobre las fuerzas de inercia, son las principales responsables de la generación de pérdidas en compresores radiales. Estas pérdidas ocurren tanto en las superficies de los perfiles de los álabes como en el *end-wall* [11] (superficies superior e inferior de cierre del rodete en dirección normal a la dirección meridional). En compresores cuya componente radial de la velocidad es elevada, no es muy útil distinguir entre un tipo de pérdida u otro ya que los flujos secundarios causan que las capas límites (regiones de viscosidad dominante) migren a través del canal del flujo. Como se indica, la característica principal de estas pérdidas es que están directamente asociadas a la capa límite, caracterizada por el número de Reynolds y la rugosidad de las superficies.

Las pérdidas por perfil en los compresores axiales entran dentro de esta categoría y son generadas en la capa límite ubicada en la proximidad de la superficie de los álabes, regiones no influidas por los efectos de *end-wall flows*. Este mecanismo de pérdidas es similar tanto en compresores axiales como en compresores radiales de forma que se puede extrapolar el conocimiento de unos a otros. A las pérdidas por perfil están asociadas no sólo a la disipación viscosa en la capa límite en contacto con la superficie de los álabes sino, también, a las pérdidas en la estela del flujo aguas abajo de los álabes (*wake*), el efecto del ángulo de incidencia, las ondas de choque que se forman en secciones críticas del paso de gases (*flow-path* y otros fenómenos que se comentan a continuación.

Por otro lado, como se ha indicado, las conocidas como *end-wall losses* son pérdidas adicionales por las mismas causas cerca de la raíz de los álabes y en la carcasa. La relevancia de estas pérdidas depende de las características del diseño de modo que, cuando un compresor trabaja con coeficientes de flujo bajos, estas pérdidas son dominantes ya que la superficie mojada del *end-wall* es mucho mayor que la de los propios álabes [11]. En este concepto también se incluyen las pérdidas que se producen en el *end-wall* aguas arriba y abajo de los álabes propiamente dichos.

El tasa de disipación de energía por acción de la viscosidad se puede determinar por la siguiente ecuación [13, 18], donde τ es la viscosidad, u la velocidad del flujo en dirección paralela a la pared e y es la coordenada normal a la pared:

$$\dot{S} = \int_0^{y_e} \frac{\tau}{T} \frac{\partial u}{\partial y} \quad (3.5)$$

Pérdidas dependientes e independientes con el número de Reynolds

Dietmann [19] y Diehl [20] desarrollaron un modelo que permitía calcular la eficiencia de una turbomáquina a partir del tamaño y el número de Reynolds. Posteriormente se descubrió que no todas las pérdidas consideradas estaban causadas por disipación viscosa, lo que dio lugar a una clasificación de las pérdidas según dependan o no del número de Reynolds. Este hallazgo fue crítico para mejorar las correlaciones de pérdidas existentes.

Uniendo los desarrollos de Dietmann [19] y Diehl [20] con la clasificación de las pérdidas según la dependencia e independencia respecto del número de Reynolds se puede obtener la siguiente ecuación, donde a es una constante:

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_{ref}} = a + (1 - a) \left(\frac{Re_{ref}}{Re} \right)^m \quad (3.6)$$

Por otro lado, para el caso de un compresor, la definición del rendimiento más lógica es el rendimiento politrópico, basado en el incremento de entropía:

$$\eta_p = \frac{\int_1^2 v dp + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2)}{W_{eje}} = 1 - \frac{\int_1^2 T ds}{W_{eje}} \quad (3.7)$$

El coeficiente de disipación viscosa, en términos adimensionales, queda así definido como un coeficiente de pérdida de entropía adimensionalizado por la velocidad relativa de entrada al álabe. Retomando lo expuesto anteriormente, como las pérdidas se pueden considerar como suma de pérdidas individuales algunas de las cuales dependen del número de Reynolds y otras no, se llega a:

$$\chi_i = \chi_{non-Re} + \chi_{Re} \quad (3.8)$$

Donde:

$$\chi_{Re} = \frac{\int_1^2 T ds}{\frac{1}{2} w_1^2} \quad (3.9)$$

A partir de aquí, Casey & Robinson [11], demuestran que se puede llegar a:

$$1 - \eta_p = \frac{\sum_i \frac{1}{2} w_i^2 \cdot \chi_{non-Re}}{\sum_i \Delta h_{t,i}} + \frac{\sum_i \frac{1}{2} w_i^2 \cdot \chi_{Re}}{\sum_i \Delta h_{t,i}} \quad (3.10)$$

En esta expresión, $\Delta h_{t,i}$ representa la variación de entalpía total del proceso supuesto isentrópico. Las pérdidas dependientes de Reynolds χ_{Re} son las pérdidas por perfil y las pérdidas anulares (por fricción en el *end-wall*) fundamentalmente, aunque también se incluyen las pérdidas de fricción del disco si son significantivas. Por otro lado, las pérdidas independientes del número de Reynolds, χ_{non-Re} son las pérdidas intersticiales y las pérdidas asociadas a la existencia de ondas de choque. En la Figura 3.1 se muestra la relación entre el rendimiento politrópico y el número de Reynolds. En esta figura, las pérdidas dependientes e independientes del número de Reynolds, χ_{Re} y χ_{non-Re} , se indican como α y β respectivamente.

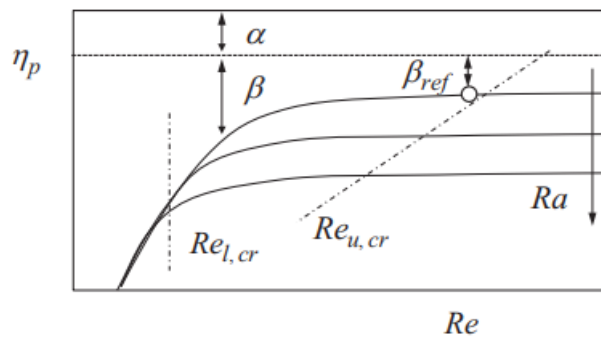


Figura 3.1 Efecto del número de Reynolds sobre el rendimiento del compresor a través de las pérdidas dependientes ($\chi_{Re} \equiv \alpha$) e independientes ($\chi_{non-Re} \equiv \beta$) del número de Reynolds [11].

3.1.2 Otras pérdidas aerodinámicas

Las pérdidas de producidas por mecanismos viscosos se generan fundamentalmente en la capa límite de los perfiles y en las superficies a anulares o *end-wall*. No obstante, también existen otros lugares donde se producen pérdidas. Estos se desarrollan a continuación.

Pérdidas en el borde de estela

Cuando la capa límite de las caras de presión y succión de los perfiles se mezclan en la estela del álabe, lejos de la zona mojada, se produce un incremento de entropía. Denton [13] desarrolla un modelo para calcular esta fenómeno cuando los bordes de estela son finos, suponiendo que la mezcla se produce con sección constante.

$$\zeta = \frac{\Delta p_t}{\frac{1}{2}\rho w_1^2} = \frac{t C_p}{s \cos(\beta_2)} + \frac{2\theta_{te}}{s \cos(\beta_2)} + \left(\frac{\delta^* + t}{s \cos(\beta_2)} \right) \quad (3.11)$$

Donde cada término está adimensionalizado por la anchura de la garganta $s \cos(\beta_2)$. El primer término corresponde a las pérdidas debidas a la baja presión que actúa en el borde de estela. El segundo son las pérdidas producidas por la mezcla de las capas límite justo antes del borde de estela y el último término son las pérdidas asociadas al efecto de bloqueo del borde de estela y las capas límite de manera combinada.

Es interesante destacar que, en ocasiones, se produce desprendimiento de la capa límite en la cara de succión del álabe pero dicha capa límite vuelve a adherirse aguas abajo del punto de separación. En estas ocasiones se produce una denominada como burbuja de separación, lo cual dificulta el cálculo de las pérdidas con un modelo ya que la disipación que produce esta burbuja es altamente compleja de predecir.

Pérdidas en el borde de ataque

Se puede suponer que el rendimiento máximo que puede alcanzar un compresor se consigue cuando el ángulo de incidencia es cercano a cero. No obstante, en condiciones de operación no siempre se puede conseguir un ángulo de incidencia nulo. En un flujo subsónico, el ángulo de incidencia afecta a la distribución del campo de velocidades de forma que, como se ha visto antes y según la Ecuación 3.12, se producirá un incremento de entropía en la capa límite. Los efectos de este mecanismo dependen principalmente de la geometría del borde de ataque y de los métodos de cálculo de las pérdidas por ángulo de incidencia [11].

$$j_{12} = \int_0^l T ds = \int_0^l \frac{\rho c_d P w^3}{\dot{m}} dl = \int_0^l \frac{c_d P w^3}{A \bar{w}} dl \quad (3.12)$$

La ecuación anterior, se obtiene a partir del modelo de Traupel [21], que estima las pérdidas viscosas disipadas totales en una sección pequeña de un canal de flujo. En dicha ecuación, c_d , representa un coeficiente de disipación adimensional, definido por Denton [13], P , representa el perímetro del área mojada, A , el área normal a la sección de paso, w , la velocidad relativa fuera de la capa límite, y \bar{w} , la velocidad relativa media en el canal.

Un balance de masa y de cantidad de movimiento en el borde de ataque, supuesto de espesor nulo, demuestran que en un flujo incompresible se pierde energía cinética asociada a la componente de la velocidad normal al borde de ataque. Hay autores como Pfeiderer & Petermann [22] que utilizan un modelo basado en pérdidas por ondas de choques, los cuales determinan que se disipa más del 50% de la energía cinética en el borde de ataque de un álabe para permitir que el flujo siga la geometría del álabe. Sin embargo, no existe una base teórica para esta suposición puesto que las pérdidas por incidencia en el borde de ataque están relacionadas con el campo de velocidades y el desarrollo de la capa límite. Se conoce que los mecanismos que producen las pérdidas en el borde de ataque por la incidencia del flujo deben ser la separación de la capa límite, un aumento de las pérdidas por mezcla, una transición prematura de la capa límite que aumenta la turbulencia, una onda de choque local en el flujo o bien, una estela de mayor espesor como consecuencia de una burbuja de separación [11].

Pérdidas asociadas al número de Mach

Un aumento del número de Mach de entrada supone un incremento de las pérdidas y una disminución del rango de operación de una cascada de álabes. Denton [13] propone tres mecanismos principales de pérdidas relacionados con el número de Mach en el punto de diseño.

- Cuando aumenta el número de Mach, aumenta el valor máximo de la relación entre la velocidad de la cara de succión y la velocidad de entrada. Esto produce un incremento de las pérdidas por disipación en la cara de succión, a medida que aumenta el número de Mach.
- Un número de Mach de entrada mayor a 0.8 producirá típicamente números de Mach críticos, superiores a la unidad, en la cara de succión, lo cual dará lugar a flujos supersónicos de forma local. Si el número de Mach sigue aumentando se producirán ondas de choque normales que conllevarán pérdidas.
- Si el número de Mach antes de la onda de choque es mayor que 1.3, el gradiente de presiones a lo largo del flujo puede producir una separación de la capa límite en la cara de succión, produciendo

pérdidas debidas a la mezcla por la separación y un incremento de la disipación de energía, causado por el bloqueo, debido a las altas velocidades del flujo.

Pérdidas por fugas en la cabeza del álabe

El flujo a través de las holguras de la cabeza de los álaves (extremo superior próximo a la carcasa) produce tanto vórtices como procesos de mezcla del flujo, que siguen una evolución muy compleja de forma que es todavía más complejo determinar un modelo de pérdidas simple con suficiente precisión para calcularlas [11]. Los modelos generados han determinado que la pérdida de rendimiento es proporcional a la pérdida de flujo másico a través de la holgura y, por tanto, está relacionado con el área del intersticio a lo largo de la longitud del álabe.

Se han desarrollado diferentes modelos de mecanismos para mostrar cómo estas pérdidas aumentan con el tamaño de la holgura en relación con el patrón de los flujos. El modelo más simple, mostrado en la Figura 3.2, modela el proceso con las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento y masa según un proceso no viscoso que mezcla dos corrientes a velocidades diferentes [11].

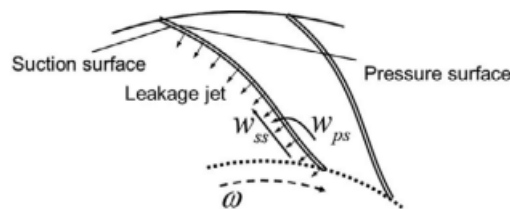


Figura 3.2 Flujo a través del intersticio en un rodete abierto, visto como un chorro en un flujo cruzado [11].

En realidad, las fugas de flujo a través de la punta del álabe también causan una distorsión del flujo a la salida del rodete, de forma que se produce una pérdida adicional relacionada con el efecto de esta distorsión del flujo en el difusor. El incremento de la holgura conlleva un aumento del ángulo del flujo de entrada al difusor, causando una trayectoria de mayor longitud en el interior del mismo que ocasiona una mayor disipación de energía y puede producir inversión del flujo [11]. Se produce una reducción del trabajo que se cede al fluido en el rodete ya que el flujo que se fuga a través de las holguras produce una reducción de la velocidad a lo largo de la línea de corriente en el centro del vórtice, produciendo esta baja velocidad un incremento del diámetro del vórtice cuando el flujo se mueve hacia presiones mayores y, por tanto, bloqueándose el flujo en los canales del rodete.

Pérdidas por fugas en rodetes cerrados

Un rodete cerrado con pérdidas de flujo tiene más gasto másico circulando en los canales del rodete que uno que no tuviese pérdidas. Esto se debe a que una fracción del flujo que descarga el canal del rodete retorna, por acción del gradiente de presiones, a la entrada a través del espacio entre la superficie de cierre del rodete y la carcasa. Este flujo que se fuga supone una pérdida ya que el flujo ya ha experimentado un aumento de entalpía y además, presenta mayor velocidad tangencial (*swirl*) y mayor entropía por lo que, cuando se mezcla con el flujo principal a la entrada, se producirá un incremento de entropía que dará lugar a pérdidas que pueden incluso aumentar las pérdidas de incidencia.

Un rodete abierto tiene generalmente un rendimiento menor debido a las pérdidas a través de las holguras que se producen entre la punta de los álaves y la carcasa, comparado con un rodete cerrado, si tanto el coeficiente de flujo como la altura del canal *blade span* son bajos. No obstante, Harada [24] descubrió que un rodete abierto con un coeficiente de flujo alto y holguras reducidas tiene un comportamiento mejor respecto al bombeo, así como un rango de operación más estable, comparado con un rodete cerrado de idéntica geometría.

3.2 El método de Aungier

El modelo de referencia empleado en este trabajo es el método de diseño propuesto por Aungier [2]. Este consiste en un diseño escalonado y en cascada, en el que los elementos del compresor se diseñan de forma independiente y en el orden natural de aparición: rodete, difusor y voluta. En cada componente se estudian las tres zonas características: entrada, salida y garganta y, a partir de los estados termodinámicos de estos puntos, se calculan las pérdidas en cada uno de los elementos. El proceso que resulta es iterativo ya que

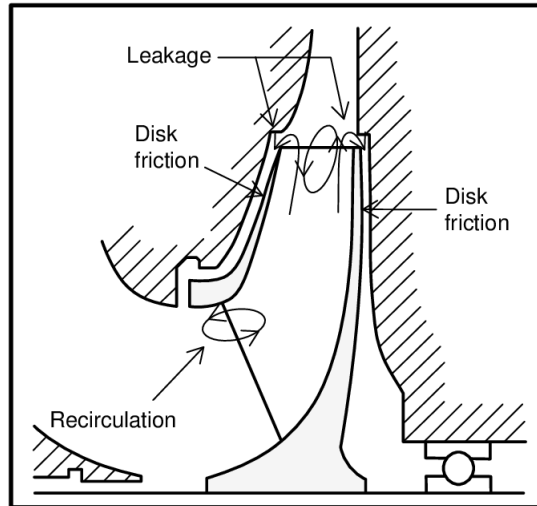


Figura 3.3 Esquema de las pérdidas parásitas de un compresor radial [23].

son necesarias las condiciones de salida para el cálculo de las pérdidas [1]. En la Figura 3.4 se presenta el diagrama de flujo del proceso general de cálculo del prediseño de un compresor centrífugo.

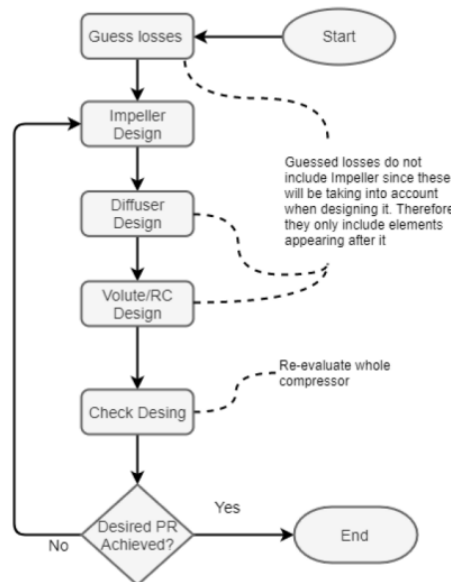


Figura 3.4 Diagrama de flujo del prediseño de un compresor centrífugo [25].

El trabajo de Aungier [2] utiliza el coeficiente de flujo, ϕ , y el coeficiente de carga, ψ , como variables de diseño iniciales pero otros autores como Balje [26] utilizan el diámetro específico, d_s , y la velocidad específica, n_s , los cuales llega incluso a presentar en forma gráfica para estimar el rendimiento de la máquina en función de estas dos variables. El uso de una u otra opción es indiferente pues ambas están relacionadas a través de las leyes de semejanza.

$$\phi = \frac{c_{r2}}{u_2} \quad \psi = \frac{W}{u_2^2} \quad (3.13)$$

El criterio de elección de los parámetros de diseño ha sido tomado de los criterios que han utilizado autores como Aungier [2], Balje [26], Khan [27] y Whitfield y Baines [28], quienes proponen intervalos recomendados y valores óptimos para turbocompresores centrífugos, recogidos en la Tabla 3.1, adaptada de [1].

Tabla 3.1 Límites y valores óptimos de diseño de turcompresores centrífugos [1].

Parámetro	Valor mínimo	Valor máximo	Valor óptimo
Coefficiente de flujo, ϕ	0.01	0.1	0.04-0.05
Coefficiente de carga, ψ	0.48	0.54	0.5
Grado de reacción, R	0	1	>0.5
Número de Mach, M_2	-	1	0.6-0.7
Relación de compresión	-	4.2	<3.5
Velocidad específica, n_s	0.1	1	0.6
Diámetro específico, d_s	2	10	3.5
Velocidad periférica, u_2	-	500	-

A continuación, se expone el método de diseño de cada subsistema del turbocompresor radial según la metodología propuesta por Aungier [2].

3.2.1 Diseño del rodete

Para el cálculo del trabajo consumido por el rodete para aumentar la entalpía del fluido, Aungier [2] utiliza el coeficiente de carga del rodete o *Work Input Coefficient*, I , el cual estima la energía que se aporta al fluido en el rodete y está compuesto tanto del trabajo necesario para comprimir el flujo como por las pérdidas que ocurren en el interior del rodete, pérdidas por fugas, recirculación, incidencia, etc. No todos los factores de los distintos tipos de pérdidas son tratados de igual manera. Estas pérdidas suponen que sea necesario un mayor trabajo de compresión por lo que I valdrá la unidad en el caso en que se considere un compresor ideal con comportamiento isentrópico.

$$W = I \cdot u_2^2 \quad (3.14)$$

$$h_{t2} = h_{t1} + I \cdot u_2^2 \quad (3.15)$$

Existen dos grupos de pérdidas que ocurren en el rodete del compresor:

1. I_B : pérdidas que se producen en el interior del rodete.
2. I_{par} : pérdidas parásitas, debidas al rozamiento del disco, recirculación y fugas. No tienen impacto sobre la evolución de la presión del fluido en el interior del rodete, únicamente suponen un trabajo adicional al necesario para comprimir el fluido y vencer las pérdidas que tiene lugar dentro del rodete.

$$I = I_B + I_{par} \quad (3.16)$$

$$I_{par} = I_{df} + I_r + I_L \quad (3.17)$$

En el modelo propuesto por Aungier, las pérdidas asociadas al rodete, I_B , no se evalúan a través de correlaciones sino que se aplican directamente aumentando la entropía del fluido, de forma que se ven afectados el rendimiento y la relación de compresión alcanzable a la salida del rodete. Estos aumentos de entropía se calculan a través de diferentes pérdidas y, en el caso de Aungier [2], se definen hasta once tipos diferentes de pérdidas internas en el rodete. Estas pérdidas quedan recogidas en el sumatorio de pérdidas definido como $\sum \bar{\omega}_{rot}$ y se explican en la Sección 3.2.1

$$p'_2 = p'_{t2s} + f_{corr}(p'_1 - p_1) \sum \bar{\omega}_{rot} \quad (3.18)$$

$$f_{corr} = f(p'_{t2}, h'_{t2}) \quad (3.19)$$

Donde p'_{t2s} , representa la presión relativa ideal a la salida del rodete y, f_{corr} , es un factor corrector que asegura que no varíe el incremento de entropía a lo largo del rodete.

$$\bar{\omega}_{rot} = \sum \bar{\omega}_{rot} = \bar{\omega}_{inc} + \bar{\omega}_{dif} + \bar{\omega}_{CH} + \bar{\omega}_{sf} + \bar{\omega}_{BL} + \bar{\omega}_{HS} + \bar{\omega}_{\lambda} + \bar{\omega}_{mix} + \bar{\omega}_{cl} + \bar{\omega}_{cr} \quad (3.20)$$

La Ecuación 3.21 define el coeficiente de carga I_B , donde σ , corresponde con el factor de deslizamiento, B_2 , el factor de bloqueo a la salida del rodete y λ , el factor de distorsión de la punta del álabe.

$$I_B = \sigma \left(1 - \lambda c_{r2} \frac{\cot(\beta_2)}{u_2} \right) - \frac{u_1 c_{\theta 1}}{u_2^2} \quad (3.21)$$

Para el cálculo de I_B debemos conocer previamente tanto el ángulo de salida de los álabes del rotor, β_2 , que es un parámetro de diseño, como la componente tangencial de la velocidad absoluta a la entrada del rodete, $c_{\theta 1}$, la cual se puede calcular a través de la Ecuación de Euler, Ecuación 3.22.

$$u_2 c_{\theta 2} = \Delta h_t + u_1 c_{\theta 1} \quad (3.22)$$

Para calcular el factor de deslizamiento, σ , la metodología propuesta por Aungier [2], utiliza la correlación de Wiesner [29], Ecuación 3.23 corregida según la Ecuación 3.24 donde Z y ε representan el número de álabes y la relación del radio medio de entrada al rodete y el radio de salida, respectivamente.

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\text{sen}(\beta_2 - 90)}}{Z_{rot}^{0.7}} \quad (3.23)$$

$$\sigma_{cor} = \sigma \left[1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}} \right)^{\sqrt{\frac{\beta_2 - 90}{10}}} \right] \quad \text{para } \varepsilon > \varepsilon_{lim} \quad (3.24)$$

El factor de bloqueo a la salida del rodete, B_2 , es otro parámetro importante a la hora de diseñar turbo-compresores y está relacionado con el desprendimiento de la capa límite en los álabes (y, por tanto, con el flujo de recirculación). A medida que aumenta este factor, también aumenta la velocidad relativa a la salida, por tanto se puede deducir que un valor muy alto del factor de bloqueo, puede producir números de Mach mayores o igual a la unidad, dando lugar al bloqueo sónico en el rodete.

$$c_{r2} = \frac{\dot{m}}{A_2(1 - B_2)\rho_2} \quad (3.25)$$

$$B_2 = \overline{\omega}_{sf} \cot \left(\frac{p_{t1} - p_1}{p_{t2} - p_2} \right) \sqrt{\frac{w_1 D_{hyd}}{w_2 b_2}} + \left[0.3 + \frac{b_2^2}{L_{FB}^2} \right] \frac{A_r^2 \rho_2 b_2}{\rho_1 L_{FB}} + \frac{\delta_{cl}}{2b_2} \quad (3.26)$$

En esta última ecuación aparecen los siguientes términos:

- $\overline{\omega}_{sf}$: Coeficiente de pérdida de presión adimensional producida por la fricción.
- p_t y p , la presión total y presión estática, respectivamente.
- D_{hyd} : el diámetro hidráulico.
- b_2 : la altura del álabe.
- L_{FB} : la longitud de la comba del álabe.
- δ_{cl} : el espacio intersticial.

Para garantizar que los parámetros estén dentro del rango recomendado en la literatura, el rodete debe incorporar un número mínimo de álabes. Aungier [2] propone determinar este número controlando la carga aerodinámica sobre los álabes, *Blade Loading*, BL , que está directamente relacionada con la relación de difusión Δw . Si los parámetros exceden los recomendados se aumenta el número de álabes con el fin de conseguir los mínimos aceptables.

$$BL = 2 \frac{\Delta w}{w_1 + w_2} \quad BL < 1 \quad (3.27)$$

$$\Delta w = 4 \frac{\pi r_2 u_2 I_B}{Z_{ef} L_{FB}} \quad (3.28)$$

Una carga aerodinámica grande supone que la diferencia de velocidades y de presión entre las caras de succión y presión aumenta, aumentando de este modo las pérdidas por mezcla. En cambio, una carga aerodinámica baja aumenta las pérdidas asociadas a la fricción por la disminución del número de Reynolds.

El diagrama de flujo simplificado del diseño y análisis del rodete por el método de Aungier se expone en la Figura 3.5.

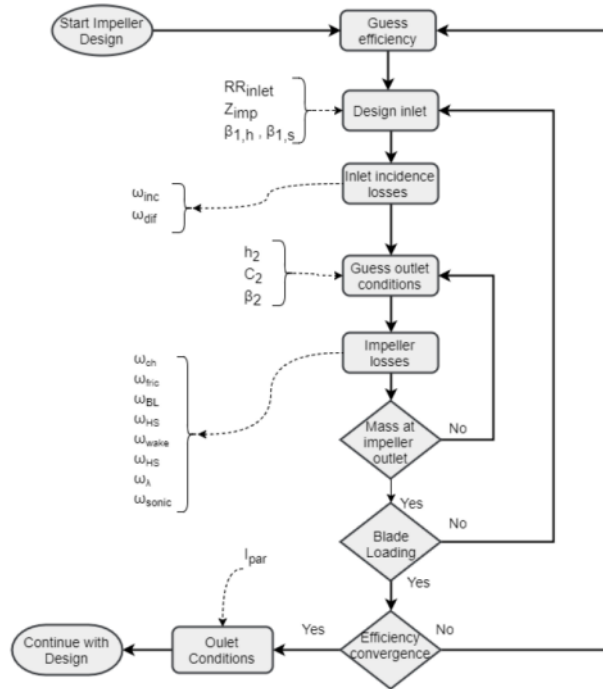


Figura 3.5 Diagrama de flujo simplificado para el diseño y análisis del rodete de un turbocompresor centrífugo según el método de Aungier [25].

Pérdidas parásitas en el rodete

Los rodetes sufren tres tipos de pérdidas parásitas: por fricción del disco, recirculación y fugas, en la Figura 3.3, se muestra un esquema de estas pérdidas. Aungier calcula estas pérdidas del modo siguiente [2]:

- 1. Pérdidas por recirculación:** cuando un rodete opera con grandes relaciones de compresión y gastos máxicos pequeños, el coeficiente de trabajo asociado a la recirculación *-Recirculation Work input coefficient* I_R aumenta considerablemente. Este incremento está asociado a la recirculación del flujo a través del juego existente entre la cabeza del canal entre álabes, desde la descarga hasta la entrada del compresor. A través del trabajo de Lieblein [30], para turbocompresores radiales y de flujo mixto, Aungier [2] desarrolla las siguientes correlaciones:

$$I_R = \begin{cases} \left(\frac{D_{eq}}{2} - 1 \right) \left(\frac{w_{\theta 2}}{c_{r2}} - 2 \cot(\beta_2) \right) \geq 0 & \text{si } D_{eq} > 2 \\ 0 & \text{si } D_{eq} \leq 2 \end{cases} \quad (3.29)$$

Donde D_{eq} se calcula en función de las velocidades relaivas y por tanto de la difusión que sufre el flujo, el motivo por el que Lieblein [30] define que el factor I_R es nulo cuando la difusión es baja, para $D_{eq} \leq 2$, es porque su efecto en la capa límite y su desprendimiento es mínimo, cosa que no ocurre cuando la relación de difusión es alta.

- 2. Pérdidas por fricción del disco:** Estas pérdidas están asociadas a las pérdidas que se producen por el rozamiento del fluido que se almacena entre la carcasa y el disco soporte del rodete (cara posterior de dicho disco). El *Disk friction Work input coefficient*, I_{df} , se calcula de forma diferente según el tipo de rodete de que se trate:

$$I_{df} = \frac{\rho_2 u_2 r_2^2}{2 \dot{m}} C_M \quad (3.30)$$

$$C_M = D_{Md} + C_{Mc} \quad (3.31)$$

Donde C_M , es un parámetro que tiene en cuenta el rozamiento del disco, C_{Md} , y el rozamiento que se produce en la cara superior de la superficie de cierre del canal en rodetes cerrados, C_{Mc} , siendo nulo C_{Mc} en rodetes abiertos.

En los trabajos realizados por Daily and Nece [31, 32] se puede hallar la definición del parámetro C_{Mc} . Para su cálculo se consideran cuatro rangos de operación diferentes:

- a) **Laminar:** capa límite adherida.
- b) **Laminar:** capa límite desprendida.
- c) **Turbulento:** capa límite adherida.
- d) **Turbulento:** capa límite desprendida.

Además, tanto Aungier[2] como Daily and Nece [31, 32] proponen dos correlaciones para corregir el factor C_M ideal, las cuales se pueden encontrar en los trabajos mencionados.

3. Pérdidas por fugas intersticiales: En un rodete abierto existe una corriente de fluido que fluye desde la cara de presión hacia la cara de succión de los álabes, a través de los intersicios que existen entre la carcasa y la punta de los álabes y debido al gradiente de presiones que se genera. Esta corriente supone unas pérdidas de masa circulante en el canal, en el extremo del mismo próximo a la cara de presión, o una ganancia en el extremo contrario, las cuales se contabilizan tanto en las pérdidas internas I_B a través de ϖ_{cl} como a través de las pérdidas parásitas, puesto que este flujo debe comprimirse de nuevo; esto se tiene en cuenta a través del *Mass Leakage Work input coefficient*, I_L . Por tanto, existe cierto flujo que se fuga de los canales del rodete y que hace que el gasto másico del rodete sea mayor al del difusor, ya que al gasto másico de diseño debe añadirse esta recirculación que ocurre en el rodete.

Aungier [2] propone que este flujo másico que se fuga se calcule a través de las correlaciones de Egli [33] para sellos de laberinto, para lo que formula correlaciones tanto para rodetes abiertos como cerrados. En la Figura 3.6 se puede observar la geometría usada por esta correlación para los sellos de laberinto.

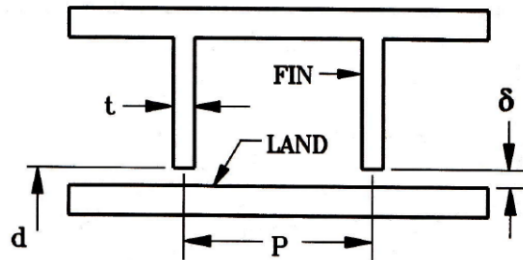


Figura 3.6 Parámetros geométricos de referencia del cierre de laberinto [2].

Se define δ como el huelgo entre el rotor y el cierre de laberinto y L_m como la longitud meridional del rodete en base a la línea media.

- **Rodetes abiertos:**

$$I_L = \frac{\dot{m}_{cl} u_{cl}}{2 u_2 \dot{m}} \quad (3.32)$$

$$\dot{m}_{cl} = \rho_2 Z_{ef} \delta L_m u_{cl} \quad (3.33)$$

$$u_{cl} = 0.816 \sqrt{\frac{2 \Delta p_{cl}}{\rho_2}} \quad (3.34)$$

- **Rodetes cerrados:**

$$I_L = \frac{\dot{m}_L I_B}{\dot{m}} \quad (3.35)$$

$$\dot{m}_L = \pi d \delta_{cl} C_r C_t C_c \rho \sqrt{RT} \quad (3.36)$$

Siendo C_r , C_t y C_c parámetros que detallados en el trabajo de Egli [33].

Pérdidas internas en el rodete

Aungier [2] define 11 tipos de pérdidas internas diferentes, las cuales se utilizan en el cálculo de ϖ_{rot} y para calcular el salto de presiones que se produce en el rodete, Ecuación 3.18. Estas pérdidas se calculan como factores adimensionales que generan una pérdida de presión sobre el ciclo ideal. A continuación se presentan estas pérdidas y sus correlaciones asociadas:

- 1. Pérdidas por incidencia:** tiene en cuenta el ajuste que realiza el flujo por la diferencia entre el ángulo real del flujo a la entrada al rodete y el ángulo de los álabes en dicha sección (ángulo de metal).

$$\varpi_{inc} = 0.8 \left(1 - \frac{c_{m1}}{w_1 \sin(\beta_1)} \right)^2 + \left(\frac{z_{fb} t_{b1}}{2\pi r_1 \sin(\beta_1)} \right)^2 \quad (3.37)$$

El segundo término de la Ecuación 3.37 expresa el efecto de la contracción abrupta del área en el borde de ataque del álabe debida al espesor de este y suele ser despreciable salvo que el álabe tenga un espesor grande [2].

- 2. Pérdidas por difusión a la entrada:** tiene en cuenta la difusión excesiva del flujo desde la sección de entrada del álabe a la garganta (sección de menor anchura del canal).

$$\varpi_{dif} = 0.8 \left(1 - \frac{w_{th}}{w_1} \right) - \varpi_{inc} \quad \varpi_{dif} \geq 0 \quad (3.38)$$

- 3. Pérdidas por bloqueo aerodinámico:** tiene en cuenta las pérdidas cuando el número de Mach se acerca a la unidad en la garganta.

$$\varpi_{CH} = \begin{cases} 0 & \text{si } X \leq 0 \\ \frac{1}{2} (0.05X + X^7) & \text{si } X > 0 \end{cases} \quad (3.39)$$

- 4. Pérdidas asociadas a la carga aerodinámica en la anchura del canal (*blade loading*):** tiene en cuenta los gradientes de presión que se producen en el canal formado por dos álabes consecutivos, los cuales producen flujos secundarios y suelen producir desprendimiento del flujo en contacto con la superficie del álabe.

$$\varpi_{bl} = \frac{\left(\frac{\Delta w}{w_1} \right)^2}{24} \quad (3.40)$$

- 5. Pérdidas por carga aerodinámica entre raíz y cabeza (*hub-to-shroud loading*):** es análoga a las pérdidas por blade loading pero en la dirección normal a la coordenada meridional.

$$\varpi_{hs} = \frac{1}{6} \left(\frac{\bar{\kappa}_m \bar{b} \bar{w}}{w_1} \right)^2 \quad (3.41)$$

6. Pérdidas por fricción (*skin friction*): tiene en cuenta las pérdidas que resultan de la fricción del flujo con las paredes del canal (álabes).

$$\varpi_{sf} = 4c_f \left(\frac{\bar{w}}{w_1} \right)^2 \frac{L_{tot}}{d_{hyd,m}} \quad (3.42)$$

La Ecuación 3.42, es la misma tanto para rodetes abiertos como cerrados pero el diámetro hidráulico, $d_{H,mean}$, es diferente, siendo mayor en rodetes cerrados que abiertos; en consecuencia, las pérdidas por fricción serán mayores en rodetes cerrados que abiertos.

7. Pérdidas por disorsión del flujo (*distortion*): tiene en cuenta los procesos de mezcla asociados a una distribución heterogénea de la componente radial de la velocidad c_r .

$$\varpi_{\lambda} = \left(\frac{(\lambda - 1)c_{m2}}{w_1} \right)^2 \quad (3.43)$$

8. Pérdidas intersticiales (*blade clearance*): tiene en cuenta las pérdidas producidas por fugas en los intersticios entre los álabes y la carcasa, como consecuencia del gradiente de presiones entre las caras de presión y succión de los álabes del rodete. Únicamente aplicable a rodetes abiertos.

$$\varpi_{cl} = \frac{2\dot{m}_{cl}\Delta p_{cl}}{\dot{m}\rho_1 w_1^2} \quad (3.44)$$

9. Pérdidas por mezcla (*mixing*): tiene en cuenta las pérdidas producidas por la mezcla de las líneas de corriente del flujo isentrópico del centro del canal y la estela de los álabes.

$$\varpi_{mix} = \left(\frac{c_{m,wake} - c_{m,mix}}{w_1} \right)^2 \quad (3.45)$$

10. Pérdidas por flujo supercrítico (*supercritical Mach number*): tiene en cuenta las pérdidas asociadas a la formación de ondas de choque o las debidas a separación de la capa límite, inducidas por las ondas de choque, cuando se tienen velocidades supersónicas ($Mach > 1$).

$$\varpi_{cr} = 0.4 \left[\frac{(M_1 - M_{cr})w_{max}}{w_1} \right]^2 \quad (3.46)$$

11. Pérdidas por ondas de choque normales (*normal shock wave*): tienen en cuenta los ondas de choque cuando el número de Mach a la entrada es mayor a la unidad. En rodetes subsónicos no son tenidas en cuenta de modo que no aparecen en la ecuación considerada en este trabajo (donde sólo se consideran rodetes subsónicos).

De esta forma, y con la información que se expone a continuación para el cálculo de algunas correlaciones en función del tipo de rodete, quedará totalmente definido el cálculo de este, pudiéndose calcular la entalpía total a la salida del rodete a través de la Ecuación 3.15.

3.2.2 Diseño del difusor

A la hora de diseñar el difusor hay que tener en cuenta los dos grandes grupos de difusores que existen, difusores con álabes y difusores sin álabes, ya que el diseño cambia considerablemente de un tipo de difusor a otro. En este trabajo el diseño se hace desde el punto de vista unidimensional; por este motivo, y siguiendo el trabajo de Aungier [2], no existirá gran diferencia a la hora de utilizar un perfil aerodinámico o álabes del tipo cuña en el difusor ya que el análisis del flujo en el interior del difusor queda fuera del alcance de este trabajo. La diferencia se encontrará únicamente en la correlación de pérdidas empleada.

Difusor sin álabes

El cálculo y diseño de un difusor sin álabes se afronta a través de la conservación de la masa y del momento cinético y las principales características geométricas de este tipo de difusores serán los radios y alturas a la entrada y salida. Aunque el cálculo debería realizarse a través de la evolución infinitesimal a lo largo de una

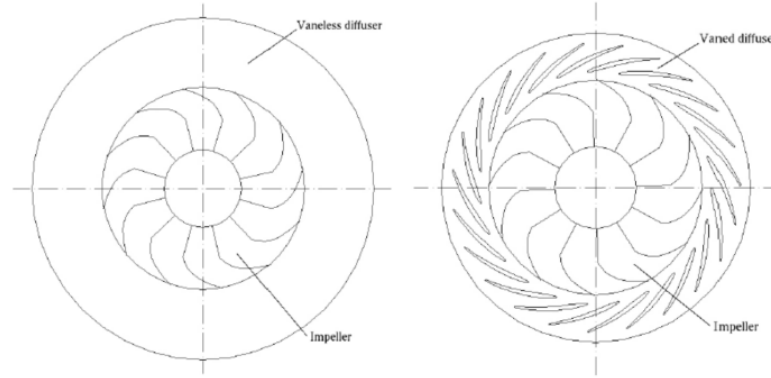


Figura 3.7 Difusor con álabes (izquierda) y difusor sin álabes (derecha) [34].

línea de corriente, en este estudio se evaluará de manera incremental entre un número de puntos intermedios, en una sección genérica a . Por tanto podemos definir la Ecuación del balance de masa o de continuidad como sigue:

$$\dot{m} = c_{r2} \rho_2 (2\pi r_2 b_2) = c_{ra} \rho_a (2\pi r_a b_a) \quad (3.47)$$

Por la conservación del momento cinético:

$$c_{\theta 2} r_2 = c_{\theta a} r_a \quad (3.48)$$

Considerando las pérdidas asociadas al difusor sin álabes, producidas principalmente por fricción y difusión:

$$b \frac{dp}{dr} = \frac{c_{\theta}^2 \text{sen}(\alpha_r)}{r} - c_r \frac{dc_r}{dr} - \frac{c c_r c_f}{b} - \frac{dI_D}{dr} - I_c \quad (3.49)$$

Donde I_c son las pérdidas producidas por la curvatura del canal, las cuales se pueden tomar despreciables en el comportamiento del difusor sin álabes, e I_D son las pérdidas asociadas a la difusión, las cuales se pueden calcular como sigue:

$$\frac{dI_D}{dr} = -2(p_t - p)(1 - E) \frac{1}{\rho c} \frac{dc}{dr} \quad (3.50)$$

En esta ecuación E un parámetro calculado en función de D y D_r , obtenidos de manera experimental y cuyas definiciones se pueden hallar en [2]. El coeficiente de pérdidas c_f se calcula en función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa de la superficie del canal, de igual forma que en el rodete.

Una vez se conocen los coeficientes de pérdidas, se pueden calcular de forma incremental tanto c_{ra} como $c_{\theta a}$, desde la localización de estudio en el interior del canal hasta la salida, cuando se obtenga el valor de convergencia de α_4 y de r_4 . La correlación experimental que propone Aungier [2] para estimar el radio de salida, r_4 , es la siguiente:

$$r_4 = r_2 \left(1.55 + \frac{c_{r2}}{u_2} \right) = r_2 (1.55 + \phi) \quad (3.51)$$

En la Figura 3.8 se muestra un esquema del procedimiento de diseño de un difusor sin álabes.

Difusor con álabes

En los difusores con álabes, se introduce un espacio sin álabes entre la salida del rodete y la entrada del difusor propiamente dicha. El objetivo de esta sección es homogeneizar el flujo a la salida del rodete. Este espacio tiene una profundidad radial de aproximadamente el 10% del radio del rodete y se diseña de igual forma que un difusor sin álabes.

A la hora de diseñar un difusor con álabes, la metodología más sencilla a seguir es, primero, contemplar geometrías diferentes y, una vez calculados los diseños, analizar cuál posee mejor comportamiento para la aplicación en cuestión. En este trabajo se analizarán los diferentes casos en función del número de álabes, Z_{diff} , y la relación de áreas entre entrada y salida, AR .

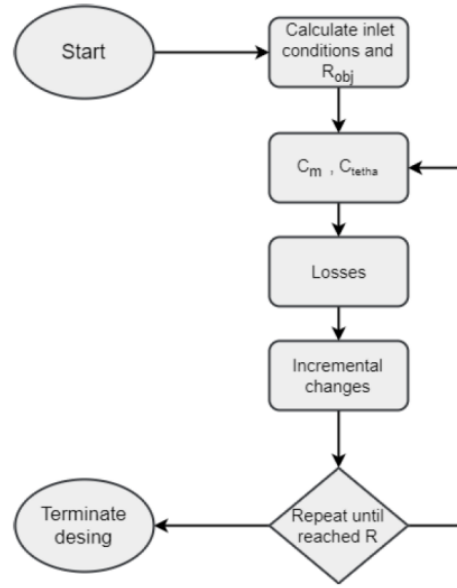


Figura 3.8 Diagrama simplificado del diseño de un difusor sin álabes [25].

La evolución del fluido a lo largo de los diferentes canales del difusor, y en consecuencia el rendimiento, se verán afectados por las condiciones a la entrada y la salida. Las pérdidas en este tipo de difusores son [2]: pérdidas por incidencia a la entrada del canal (similares a las consideradas anteriormente en el rodetes pero aplicadas al flujo absoluto en lugar del relativo), ω_{inc} , pérdidas asociadas a la no uniformidad del campo de velocidades del fluido a la salida del difusor, ω_{mix} , pérdidas por rozamiento, ω_{sf} y pérdidas por bloqueo, ω_{CH} , en caso que se produjese. Las condiciones a la salida del difusor se pueden definir como sigue:

$$p_{t4} = p_{t3} - \sum \omega_{diff}(p_{t3} - p_3) \quad (3.52)$$

$$p_4 = f(h_{t4}, s_{t4})$$

$$\omega_{diff} = \sum \omega_{diff} = \omega_{sf} + \omega_{inc} + \omega_{mix} + \omega_{CH} \quad (3.53)$$

$$\dot{m} = \rho_4 c_{r4} A_4 (1 - B_4) \quad (3.54)$$

$$\alpha_4 = \tan \left(\frac{c_{r4}}{c_{\theta 4}} \right) \quad (3.55)$$

Donde α_4 es el ángulo de salida del álabe. El ángulo de salida del flujo, β_4 , depende de α_4 y de la desviación, δ^* , que se calcula según la correlación experimental que se haya en los trabajos de Howell [35] y Johnsen and Bullock [36].

$$\alpha_4 = \beta_4 - \delta^* - \frac{\partial \delta}{\partial i} (\beta_3 - \alpha_3) \quad (3.56)$$

Con el fin de determinar que el diseño es válido se utilizan el coeficiente de carga de los álabes, BL_{diff} , el ángulo de divergencia, θ_c , y el factor de bloqueo a la salida del difusor, B_4 , como variables de control.

Siguiendo el modelo *Jet-Wake*, que considera que la distribución de velocidades no es homogénea, como se estudiará en el capítulo siguiente, se suelen utilizar menos álabes en el difusor que en el rodetes, con el fin de que el canal de difusor esté alimentado por más de un canal de rodetes y homogeneizar de esta manera el flujo [8].

El cálculo de las pérdidas en el difusor con álabes, según Aungier [2], se define a continuación:

1. Pérdidas por incidencia:

$$\bar{\omega}_{inc} = 0.8 \left[\left(\frac{c_{th}}{c_3} \right)^2 \left(\frac{c_3}{c_{3s}} - 1 \right)^2 + \left(\frac{c_{3s} - c_3^*}{c_{3s}} \right)^2 \right] \quad (3.57)$$

2. Pérdidas asociadas a la no uniformidad del campo de velocidades del fluido a la salida del difusor:

$$\bar{\omega}_{mix} = \left(\frac{c_{m,wake} - c_{m,mix}}{c_3} \right)^2 \quad (3.58)$$

3. Pérdidas por rozamiento:

$$\bar{\omega}_{sf} = 4c_f \left(\frac{\bar{c}}{c_3} \right)^2 \frac{\frac{L_B}{d_h}}{\left(\frac{2\delta}{D_{hyd}} \right)^{0.25}} \quad (3.59)$$

4. Pérdidas por bloqueo:

$$\bar{\omega}_{CH} = \begin{cases} 0 & \text{si } X \leq 0 \\ \frac{1}{2} (0.05X + X^7) & \text{si } X > 0 \end{cases} \quad (3.60)$$

En la Figura 3.9 se muestra el diagrama que se sigue para diseñar un difusor con álabes:

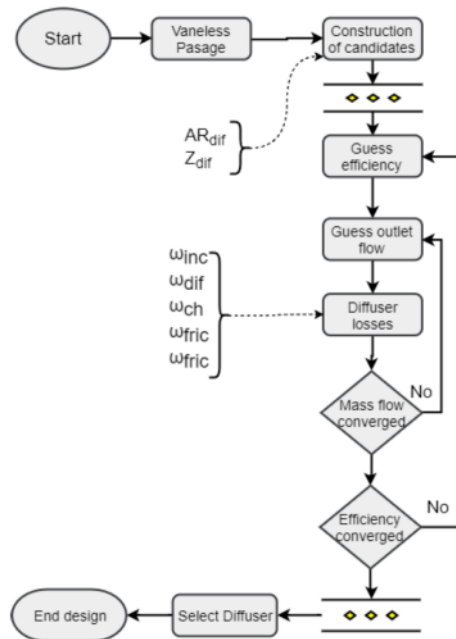


Figura 3.9 Diagrama simplificado del cálculo de un difusor con álabes [25].

El fenómeno del bombeo

El fenómeno conocido como bombeo (*surge*) se refiere al desprendimiento generalizado de la capa límite en el interior del compresor. El desprendimiento puede producirse tanto de manera local, aumentando las pérdidas pero permitiendo la operación del compresor, como generalizada, produciendo el fallo del compresor. Cuanto mayor es la relación de áreas entre la entrada y la salida del canal entre álabes de un difusor, mayor es la relación de difusión (compresión) pero mayores son también las pérdidas y el riesgo de desprendimiento local de capa límite y, en última instancia, bombeo.

Es importante destacar que este fenómeno no es único de difusores con álabes, pudiéndose producir también en difusores que no los tienen. En efecto, se ha demostrado que en difusores sin álabes, a pesar de no tener canales físicos, la propia difusión del fluido puede formar zonas con comportamientos similares al desprendimiento rotativo, *rotating stall* [37], de forma que se crean pseudo-ánales entre capas del fluido. No

obstante, el bombeo ocurre de forma más tardía en difusores sin álabes que con álabes por lo que suelen tener mayor rango de operación. Aungier [2] determina que si un difusor está diseñado y dimensionado de forma correcta es poco probable que haya bombeo. La Figura 3.10 muestra el punto un criterio para determinar cuándo se produce el desprendimiento en función del ángulo de salida del flujo del difusor:

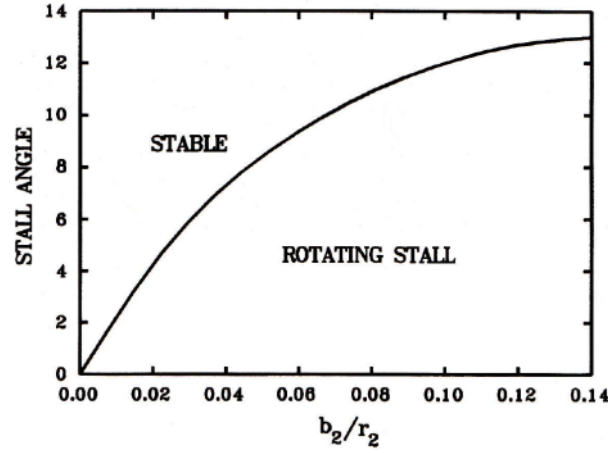


Figura 3.10 Límite del comportamiento estable de un difusor sin álabes [2].

3.2.3 Diseño de la salida del compresor

La recogida del flujo que sale del difusor depende de la aplicación que se le de a ese compresor, pudiendo ser una voluta si el fluido se devuelve a una red de tuberías o un canal de retorno que suele usarse donde existen compresores con múltiples escalonamientos o en turbocompresores destinados a la propulsión, por ejemplo en aviación.

Voluta

La geometría típica de una voluta es la de un canal circular que aumenta su sección a medida que envuelve al difusor, con el fin de recoger el fluido. A pesar de que la sección va aumentando, la presión del fluido no aumenta pues el incremento de área está vinculado a la Ecuación de continuidad. Podría aumentarse en cualquier caso la presión en la voluta pero esto aumentaría considerablemente las pérdidas del compresor. Por otro lado, el radio de salida del compresor no suele ser un factor determinado para diseñar la voluta ya que se suele disponer de un gran espacio, como se ve en la Figura 3.11, pero cuando sí sea un factor determinante, se podría cambiar la geometría con el fin de reducir el radio exterior máximo del compresor, incluyendo la voluta.

El diseño de la voluta es más sencillo que el del rodete o del difusor ya que se considera que no existe bloqueo. Aungier [2] define que se producen las siguientes pérdidas en la voluta: pérdidas por rozamiento, $\bar{\omega}_{sf}$, pérdidas por reducción de la velocidad meridional, $\bar{\omega}_m$, y un parámetro experimental asociado a la velocidad tangencial (*swirl*) que se genera a lo largo del conducto de la voluta, $\bar{\omega}_u$.

$$\sum \bar{\omega}_{vol} = \bar{\omega}_{sf} + \bar{\omega}_m + \bar{\omega}_u \quad (3.61)$$

$$\bar{\omega}_m = \left(\frac{c_{r4}}{c_4} \right)^2 \quad (3.62)$$

$$\bar{\omega}_u = \begin{cases} \frac{r_4 c_{\theta 4}^2}{r_5 c_{\theta 4}} \left[1 - \frac{1}{SP^2} \right] & SP \geq 1 \\ \frac{1}{2} \frac{r_4 c_{\theta 4}^2}{r_5 c_{\theta 4}} \left[1 - \frac{1}{SP} \right]^2 & SP < 1 \end{cases} \quad (3.63)$$

$$\bar{\omega}_{sf} = 4c_f \frac{c_5}{c_4} \frac{L}{d_H} \quad (3.64)$$

Siendo SP un parámetro de dimensionado, *sizing parameter*, que determina el radio máximo que puede poseer el compresor a expensas de inducir pérdidas adicionales en la voluta. El valor óptimo de SP es la unidad.

$$SP = \frac{r_4 c_{\theta 4}^2}{r_5 c_{\theta 5}} \tag{3.65}$$

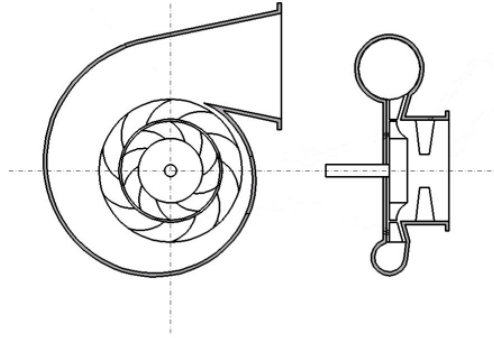


Figura 3.11 Geometría típica de una voluta [25].

Canal de retorno

El modelo de diseño del canal de retorno es análogo al modelo del difusor sin álabes aunque existen canales de retorno con álabes guía para optimizar el flujo de entrada a la siguiente etapa. Este tipo de canales con álabes guía quedan fuera del alcance de este trabajo. Aungier [2], en su modelo original, no plantea el modelo de diseño de canales de retorno con gran detalle por lo que se propone un modelo simplificado a partir de la Ecuación 3.66.

$$I_c = k_{mean}(p_{05} - p_5) \frac{c_{mean}}{13 \rho c} \tag{3.66}$$

Este modelo divide el canal en tres partes, Figura 3.12 , dos secciones curvas y una recta. Este canal de retorno únicamente debe reconducir el fluido al siguiente escalonamiento, sin aumentar la presión estática del fluido. Por ello, para mantener la presión de salida del escalonamiento, deben contrarrestarse las pérdidas por fricción que se generan en el canal. Este proceso se realiza a través de una cierta difusión en el tramo recto, aumentando la sección de salida del canal respecto a la sección de entrada.

$$\begin{matrix} p_{05} < p_{04} \\ h_{05} = h_{04} \\ p_5 = p_4 \end{matrix} \implies \begin{matrix} AR_{5,4} > 1 \\ c_5 < c_4 \\ \bar{\omega}_{sf} > 0, \bar{\omega}_{dif} > 0 \end{matrix} \tag{3.67}$$

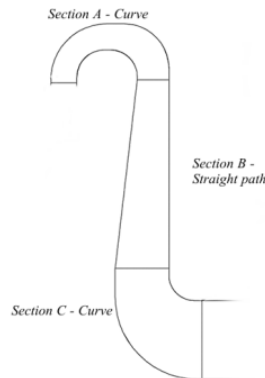


Figura 3.12 Geometría básica del canal de retorno [25].

3.3 Modelos de estimación de pérdidas. Alternativas a la propuesta de Aungier

En las secciones anteriores se han expuesto tanto el fundamento físico del origen de las pérdidas de un turbocompresor como el modelo de Aungier [2] que permite tanto diseñar la geometría como estimar las pérdidas que se originan en los diferentes elementos que componen la turbomáquina. Este modelo no es único y en la literatura existen diferentes modelos para el cálculo de estas pérdidas, estimadas a través de diferentes correlaciones que son desarrolladas mediante fundamentos teóricos y/o prácticos. Describir el proceso al que se le atribuye una correlación con una base física permite que esta correlación pueda ser efectiva en un rango de casos más amplios [13]. El desarrollo teórico de modelos de correlaciones es, no obstante, altamente complejo y en esta sección se discutirán diferentes modelos de pérdidas halladas en la literatura.

Los modelos de línea media y *Multi-meanline* asumen un flujo no viscoso (o potencial) y bidimensional, a pesar de que el flujo que atraviesa un compresor radial es viscoso, transitorio y rotacional, con grandes gradientes de presiones. Por tanto, deben tenerse en cuenta estas características a través de diferentes modelos de pérdidas empíricos.

Cuando se diseña y analiza una turbomáquina utilizando el método unidimensional, existen dos métodos diferenciados:

- *Single-Zone modelling*: Asumen que el flujo a través del conducto de paso del rodete es uniforme, de forma que en cada sección meridional las propiedades son uniformes.
- *Two-Zone modelling*: Este modelo asume que el flujo está compuesto por dos zonas: *jet* y *wake*, la primera de alta velocidad y comportamiento casi isentrópico y la segunda de baja velocidad y comportamiento claramente irreversible [6].

En la literatura aparecen diferentes formas de calcular pérdidas en estos modelos, por ejemplo Japikse [6], Watson y Janota [38], Casey [13] o Aungier [39] recopilan las pérdidas de forma conjunta a través del factor de deslizamiento y/o diversos coeficientes de pérdidas. Este método tiene la desventaja de que en el resultado no se diferencia el efecto que tiene cada pérdida individual en el comportamiento del compresor.

Por otro lado, existen los conocidos como modelos de pérdidas. En la literatura existen diferentes modelos, basados en el *Single-Zone modelling*, siendo los más conocidos el de Aungier [2], Galvas [40], Oh [41] o Lee [42]. Aunque otros autores como Conrad et al. [43], Whitfiel y Baines [28], Gravidahl et al. [44], Doustmohammadi [45], Li et al. [46], Elkin [47], Tanapandi and Prasad [48], Gong and Chen [49], entre otros, han desarrollado diferentes correlaciones para pérdidas concretas que se recopilan para la formación de diferentes modelos. En este documento se tratará de determinar un modelo de correlaciones que permita predecir con suficiente precisión el comportamiento de un compresor centrífugo que utilice como fluido de trabajo tanto un gas ideal como un gas real.

Los modelos de Aungier [2] y Boyce [50] consideran once mecanismos de pérdidas internas en el rodete y, además, de tres pérdidas parásitas que se explicarán en las siguientes secciones, de las cuales las que tienen mayor impacto en el comportamiento en el compresor son: pérdidas por fricción, por difusión en la entrada, recirculación, incidencia, intersticiales y por fricción en el disco [2]. También se determinan las pérdidas que se originan en el difusor, ya sea con álabes o sin álabes, y en la voluta o canal de retorno. En cambio, otros modelos como el de Galvas [40], Oh [41] o Lee [42] definen el comportamiento del compresor utilizando menos mecanismos de pérdidas.

Debido a la extrema dificultad, tanto técnica como conceptual, que conlleva determinar y calcular una correlación para un mecanismo de pérdidas concreto en la literatura, existen correlaciones que tienen en cuenta diferentes mecanismos en la misma correlación por lo que, si se utilizan correlaciones para todos los mecanismos o ciertas correlaciones para una pérdida concreta, es fácil que se acabe realizando una sobreestimación de las pérdidas que experimenta el compresor. Por tanto, seleccionar los distintos mecanismos de pérdidas que se incluyen en un modelo de pérdidas no es trivial y requiere seleccionar correctamente tanto el mecanismo como la correlación que se le atribuye a ese mecanismo.

Por otro lado, los modelos de pérdidas, además de permitir predecir de forma más precisa el comportamiento óptimo del compresor, ayudan a predecir y delimitar las zonas de comportamiento inestable del compresor, el bloqueo y el bombeo. Una vez conocidas estas zonas podemos obtener un mapa de comportamiento de la máquina. Las líneas de bombeo son particularmente necesarias para el desarrollo de la máquina ya que debe diseñarse el compresor de forma que se evite el desprendimiento y la sobrecarga en los álabes en todo su rango de operación [51]. Los efectos y características del bombeo y bloqueo tienen una naturaleza claramente tridimensional. A pesar de ello, las suposiciones que se realizan para poder aplicar un análisis de las líneas de corriente axisimétricas no permiten caracterizar estos efectos tridimensionales provocados

por el bloqueo o bombeo del compresor, de forma que se necesita otro criterio para determinar cuándo se produce el comportamiento inestable [52], el cual proporcionará los límites y/o restricciones de operación del compresor que se incluirán en el diseño [51].

3.3.1 Modelos de cálculo del factor de deslizamiento

El factor de deslizamiento, *slip factor*, determina el trabajo absorbido por el fluido, el salto de presión y el triángulo de velocidades a la salida del rodete; por tanto, predecir este factor es un aspecto clave del diseño de turbomáquinas utilizando el modelo de línea media. En la literatura se pueden encontrar diferentes modelos como, por ejemplo, el de Wiesner [29], Stodola [53], Qiu et al. [54], Stanitz [55], Von Backström [56] o Paeng & Chung [57]. El factor de deslizamiento se puede entender como una forma de describir la desviación que sufre el flujo que sale del rodete respecto de la dirección que marca el borde de estela de los álabes. Por tanto, el factor de deslizamiento se puede definir de la siguiente forma:

$$\sigma = 1 - \frac{c_{\theta s}}{u_2} \quad (3.68)$$

El principal factor que genera esta desviación del flujo son unos torbellinos del flujo relativo, *relative eddies*, producidos por la componente tangencial de la velocidad relativa que genera el flujo para mantener la irrotacionalidad y que son dependientes de la geometría del rodete.

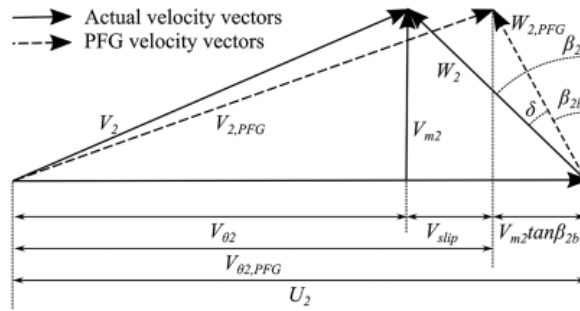


Figura 3.13 Triángulos de velocidades ideal y real (PFG) a la salida del rodete [58].

El cálculo del factor de deslizamiento es complejo y existen distintos modelos para calcular este parámetro de la forma más exacta posible. A continuación se desarrollarán los modelos más utilizados en la literatura, quedando estos recogidos en la Tabla 3.2.

Modelo de Wiesner

Wiesner [29] desarrolló un modelo experimental basado en el trabajo de Busemann [59] y dependiente únicamente de parámetros geométricos: ángulo de salida del rodete, β_{2b}, número de álabes, Z, y radios de entrada y salida, r₁ y r₂ [58]. Es el modelo más utilizado.

$$\sigma = \begin{cases} 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_2 - 90)}}{Z^{0.7}} & \text{si } \varepsilon < \varepsilon_{lim} \\ \left(1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_2 - 90)}}{Z^{0.7}}\right) \left(1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}}\right) \sqrt{\frac{\beta_2 - 90}{10}}\right) & \text{si } \varepsilon > \varepsilon_{lim} \end{cases} \quad (3.69)$$

$$\varepsilon = \frac{r_1}{r_2} \quad (3.70)$$

$$\varepsilon_{lim} = \exp\left(-8,16 \frac{\sin(\beta_2 - 90)}{Z_{ef}}\right) \quad (3.71)$$

$$Z_{ef} = Z_{tot} + Z_{split} \frac{L_{split}}{L_{tot}} \quad (3.72)$$

A través ecuaciones anteriores se puede deducir que σ únicamente depende de la geometría pero esta deducción no es completamente cierta ya que un compresor con una cierta geometría tendrá un coeficiente

Tabla 3.2 Modelos de factor de deslizamiento y su fundamento teórico o experimental..

Modelo	Ecuación	Fundamentos del modelo
Wiesner [29]	$\sigma = \begin{cases} 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_2-90)}}{Z^{0.7}} & \text{si } \varepsilon < \varepsilon_{lim} \\ \left(1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_2-90)}}{Z^{0.7}}\right) \left(1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_{lim}}{1 - \varepsilon_{lim}}\right) \sqrt{\frac{\beta_2-90}{10}}\right) & \text{si } \varepsilon > \varepsilon_{lim} \end{cases}$	experimental
Stodola [53]	$\sigma = 1 - \frac{\pi \cos(\beta_2-90)}{Z}$	teórico
Qiu et al. [54]	$\sigma = 1 - \frac{F \pi \cos(\beta_2-90) \sin(\gamma_2)}{Z_2} - \frac{F s_2 \phi_2}{4 \cos(\beta_2-90)} \left(\frac{d\beta}{dm}\right)_2$	teórico
Stanitz [55]	$\sigma = 1 - \frac{1.98}{Z}$	experimental
Von Backström [56]	$\sigma = 1 - \frac{1}{1 + F_{VB} \left(\frac{c}{s_2}\right) \sqrt{\cos(\beta_2-90)}}$	teórico
Paeng & Chung [57]	$\sigma = \begin{cases} 1 - f\alpha & \text{si } \varepsilon_{lim} < \frac{r_1}{r_2} \\ (1 - f\alpha) \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right) \left(\frac{Z}{\cos(\beta_2-90)}\right)^{0.85}\right] & \text{si } \varepsilon_{lim} \geq \frac{r_1}{r_2} \end{cases}$	teórico

de deslizamiento, σ , que se verá afectado por las condiciones de operación [60, 61]. Independientemente, el factor de deslizamiento, al estar fuertemente relacionado con la geometría del rodete, puede variar mucho a lo largo de una línea de corriente [6].

Modelo de Stodola

El modelo de Stodola [53] es un modelo teórico que se fundamenta en que el vórtice del flujo relativo ocupa todo el ancho del canal entre álabes consecutivos a la salida del rodete, de forma que el factor de deslizamiento es solo función del ángulo de salida del alabe del rodete. Este modelo es función por tanto del ángulo de salida del rodete, β_2 , y del número de álabes, Z .

$$\sigma = 1 - \frac{\pi \cos(\beta_2 - 90)}{Z_{tot}} \quad (3.73)$$

La experiencia ha demostrado que el modelo de Stodola, suele subestimar el valor real del factor de deslizamiento, sobretodo en rodetes con álabes de salida curavados hacia atrás[54].

Modelo de Qiu et al.

El modelo de Qui et al. [54] es un modelo teórico basado en el trabajo de Stodola [53]; es decir, usa los parámetros geométricos tradicionales para estimar el efecto de los vórtices del flujo relativo pero, además, incorpora el coeficiente de flujo a la salida y la curvatura del borde de estela para aumentar el rango de validez del modelo [58]. El modelo propuesto introduce así el efecto de la rotación radial y de la curvatura de los álabes como se muestra a continuación:

$$\sigma = 1 - \sigma_r - \sigma_{turn} \quad (3.74)$$

Donde:

$$\sigma_r = \frac{F \pi \cos(\beta_2 - 90) \sin(\gamma_2)}{Z_{tot}} \quad (3.75)$$

$$\sigma_{turn} = \frac{F s_2 \phi_2}{4 \cos(\beta_2 - 90)} \left(\frac{d\beta}{dr}\right)_2 \quad (3.76)$$

El término radial, σ_{radial} , refleja la presencia de las fuerzas de Coriolis. Por otro lado, el término de giro, σ_{turn} , corresponde al efecto que realiza la curvatura de los álabes sobre el flujo. Este efecto se refleja por

medio del factor $\frac{d\beta}{dr}$ que muestra la variación del ángulo del álabe a lo largo de la coordenada meridional o radial del rodete r .

El factor F permite que este modelo tenga un rango de aplicación mayor que el de Stodola [53], si bien se requiere que $\frac{r_1}{r_2} < F$ para poder aplicar este modelo, ya que el factor F representa dónde se estima la carga que sufre el álabe y necesariamente se requiere que se produzca dentro del canal de álabes [58]. El factor F se calcula como sigue:

$$F = 1 - 2 \sin\left(\frac{\pi}{Z_{tot}}\right) \sin\left(\frac{\pi}{Z_{tot}} + (\beta_2 - 90)\right) \cos(\beta_2 - 90) \sin(\gamma_2) - \frac{t_{b2}}{s_2 \cos(\beta_2 - 90)} \quad (3.77)$$

Este modelo no puede calcularse en un modelo unidimensional el que no se conoce la geometría del álabe, puesto que el término $\frac{d\beta}{dm}$ es desconocido al ser un parámetro de diseño.

Modelo de Stanitz

El modelo de Stanitz [55] deriva de resultados de soluciones de flujos bidimensionales. Este modelo, a diferencia del resto, no depende del ángulo de salida del álabe, β_2 , sino únicamente del número de álabes del rodete. Los rangos de aplicación de esta correlación son los siguientes [29]:

- Flujo compresible o incompresible.
- Número de álabes, $Z_{tot} > 20$, aunque debería dar resultados válidos para menor número de álabes.
- Ángulo de salida del álabe, $\beta_2 - 90^\circ > 20^\circ$
- Relación de radios $\frac{r_1}{r_2} < \epsilon_{lim}$

El cálculo del factor de deslizamiento, para compresores radiales, es el siguiente:

$$\sigma = 1 - \frac{1,98}{Z_{tot}} \quad (3.78)$$

Modelo de Von Backström

El modelo de Von Backström [56] propone un modelo teórico en el que la solidez de los álabes, $\frac{c}{s_2}$, es un factor dominante en el vórtice del flujo relativo y, por tanto, en el factor de deslizamiento [58]. El modelo es el siguiente:

$$\sigma = 1 - \frac{1}{1 + F_{VB} \left(\frac{c}{s_2}\right) \sqrt{\cos(\beta_2 - 90)}} \quad (3.79)$$

Donde, por recomendación de Von Backström [56], F_{VB} toma el valor de 5. Además, cuando no se conozca la solidez de los álabes, Von Backström [56] propone que se calcule de la siguiente forma:

$$\frac{c}{s_2} = \frac{(1 - RR)Z}{2\pi \cos(\beta_2 - 90)} \quad (3.80)$$

Donde RR:

$$RR = \begin{cases} \frac{r_1}{r_2} & \text{si } \frac{r_1}{r_2} \geq 0,5 \\ 0,5 & \text{si } \frac{r_1}{r_2} < 0,5 \end{cases} \quad (3.81)$$

Modelo de Paeng & Chung

El modelo de Paeng & Chung [57] pretende formular un modelo teórico que proporcione una forma de calcular el coeficiente de deslizamiento de acuerdo con la teoría de Visser et al. [62] y en concordancia con datos experimentales. El valor del factor de deslizamiento se puede obtener de la siguiente forma, debiendo ser corregido cuando $\epsilon_{lim} \geq \frac{r_1}{r_2}$:

$$\sigma = \begin{cases} 1 - f\alpha & \text{si } \epsilon_{lim} < \frac{r_1}{r_2} \\ (1 - f\alpha) \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right) \left(\frac{Z}{\cos(\beta_2 - 90)}\right)^{0,85} \right] & \text{si } \epsilon_{lim} \geq \frac{r_1}{r_2} \end{cases} \quad (3.82)$$

$$\varepsilon_{lim} = 1 - \frac{2 \sin\left(\frac{\pi}{Z_{tot}} \cos(\beta_2 - 90)\right)}{1 + \sin\left(\frac{\pi}{Z_{tot}} \cos(\beta_2 - 90)\right)} \quad (3.83)$$

Donde:

$$\alpha = \frac{\sin\left(\frac{\pi}{Z} \cos(\beta_2 - 90)\right)}{1 + \sin\left(\frac{\pi}{Z} \cos(\beta_2 - 90)\right)} \quad (3.84)$$

$$f = f_{0(z)} + A_{(z)} \exp\left(\frac{\beta_2 - 90}{B_{(z)}}\right) \quad (3.85)$$

$$f_{0(z)} = 0,833 + 0,21 \exp\left(-\frac{Z_{tot}^3}{32,3}\right)$$

$$A_{(z)} = 0,024 \left[1 - \exp\left(-\frac{Z_{tot}^{4,1}}{336}\right) \right]$$

$$B_{(z)} = 24,2 \left[1 - \exp\left(-\frac{Z_{tot}^{1,31}}{3,04}\right) \right]$$

3.3.2 Modelos de pérdidas aerodinámicas en el rodete

A priori, las pérdidas aerodinámicas o internas que se originan en el rodete tienen un mayor efecto sobre la relación de compresión del compresor, sobretodo en el análisis unidimensional. Por tanto se puede corroborar la efectividad de las correlaciones a través de los datos experimentales de la relación de compresión [63].

Las pérdidas aerodinámicas que se generan en un rodete se pueden calcular de diferentes formas. Aungier [2], por ejemplo, las calcula como un factor adimensional de pérdida de presión, ϖ . En cambio, otros autores calculan estas pérdidas como una pérdida de entalpía. En esta sección se explicarán las diferentes pérdidas que pueden existir. Las pérdidas del modelo de Aungier [2] han sido explicadas en la sección 3.2 de forma que únicamente se mencionará la existencia de dicha correlación.

Como se ha detallado anteriormente y como se puede observar en la Tabla 3.3, Aungier [2] determina las correlaciones como unos factores adimensionales de pérdida de presión, ϖ , definidos según la Ecuación 3.86. Otros autores utilizan unos factores adimensionales de pérdida de entalpía, χ , y otros emplean Δq , definida según la Ecuación 3.87, cuyo uso es más habitual en la literatura.

$$\varpi = \frac{\Delta p_t}{(p_t - p)_e} \quad (3.86)$$

$$\chi = \frac{\Delta h}{u_2^2} = \frac{T_{t2} \Delta s}{u_2^2} \quad (3.87)$$

Modelo	Ecuación	Fundamento
Pérdidas en los álabes guía		
Coppinger & Swain [64, 65]	$\Delta p_{t,vigv} = (p_{t,0} - p_0)(3 \cdot 10^{-5} \alpha_{vigv} ^3 - 0.001 \alpha_{vigv} ^2 + 0.0248 \alpha_{vigv} + 0.2618)$	Experimental
Galvas [66]	$\Delta h_{vigv} = e_{s,vigv} K E_{id,1}$	Teórico
Japikse [6]	$K_\alpha = 1.9128 \cdot 10^7 \alpha_1^4 - 1.6359 \cdot 10^{-5} \alpha_1^3 + 5.1731 \cdot 10^{-4} \alpha_1^2 - 5.0385 \cdot 10^{-3} \alpha_1 + 3.8463 \cdot 10^{-2}$	Experimental
Pérdidas por ángulo de incidencia		

Galvas [66]	$\Delta h_{inc} = \frac{w_1^2 \sin^2(\beta_{opt} - \beta_1)}{2c_p}$	Teórico
Conrad [43]	$\Delta h_{inc} = f_{inc} \frac{w_{\theta 1}^2}{2}$	Teórico
Aungier [2]	$\bar{\omega}_{inc} = 0.8 \left(1 - \frac{c_{m1}}{w_1 \sin(\beta_1)}\right)^2 + \left(\frac{z_{fhl} b_1}{2\pi r_1 \sin(\beta_1)}\right)^2$	Teórico
Pérdidas por difusión en la entrada		
Aungier [2]	$\Delta h_{BL} = 0.05 D_f^2 u_2^2$	Teórico
Pérdidas por bloqueo aerodinámico		
Aungier [2]	$\bar{\omega}_{CH} = \begin{cases} 0 & \text{si } X \leq 0 \\ \frac{1}{2} (0.05X + X^7) & \text{si } X > 0 \end{cases}$	Teórico
Pérdidas por carga en los álaves		
Coppage et al. [67]	$\Delta h_{BL} = 0.05 D_f^2 u_2^2$	Teórico
Aungier [2]	$\bar{\omega}_{bl} = \frac{\left(\frac{\Delta w}{w_1}\right)^2}{24}$	Teórico
Pérdidas por carga en la dirección hub-to-shroud		
Aungier [2]	$\bar{\omega}_{hs} = \frac{\left(\frac{\kappa_m \bar{b} \bar{w}}{w_1}\right)^2}{6}$	Teórico
Pérdidas por fricción		
Jansen [68]	$\Delta h_{sf} = 2c_{f,i} \frac{L_b}{D_{hyd}} \bar{w}^2$	Teórico
Coppage [67]	$\Delta h_{sf} = 1.4(4f) \frac{L}{D_{hyd}} \left(\frac{w}{u_2}\right)^2 u_2^2$	Teórico
Aungier [2]	$\bar{\omega}_{sf} = 4c_f \left(\frac{\bar{w}}{w_1}\right)^2 \frac{L_{tot}}{d_{hyd,m}}$	Teórico
Pérdidas por disortion factor		
Aungier [2]	$\bar{\omega}_\lambda = \left(\frac{(\lambda-1)c_{m2}}{w_1}\right)^2$	Teórico
Pérdidas por holguras en la punta del álabe		
Rodgers [69]	$\Delta h_{cl} = 0.1 \frac{s}{b_2} u_2^2$	Teórico
Kyrlov & Spunde [70]	$\Delta h_{cl} = 2 \frac{s}{b_2} \left(\frac{r_{2h} + r_{2s}}{2r_2} - 0.275\right) u_2^2$	Teórico
Jansen [68]	$\Delta h_{cl} = 0.6 \frac{s}{b_2} \frac{c_{\theta 2}}{u_2} \sqrt{\frac{4\pi}{b_2 Z} \frac{r_1^2 - r_h^2}{r_2 - r_{2s}} \frac{c_{\theta 2}}{u_2} \frac{c_1}{u_1} \frac{1}{1 + \frac{p_2}{p_1}}}$	Teórico
Aungier [2]	$\bar{\omega}_{cl} = \frac{2\dot{m}_c l \Delta p_{cl}}{\dot{m} \rho_1 w_1^2}$	Teórico
Pérdidas por mezcla		

Johnston & Dean [71]	$\Delta h_{mix} = \frac{1}{1+\tan^2(\alpha_2)} \left(\frac{1-\epsilon_{wake}-b^*}{1-\epsilon_{wake}} \right)^2 \frac{c_2^2}{2}$	Teórico
Aungier [2]	$\bar{\omega}_{mix} = \left(\frac{c_{m,wake}-c_{m,mix}}{w_1} \right)^2$	Teórico
Pérdidas por número de Mach críticos		
Whitfield & Baines [28]	$\Delta h_{cr} = \frac{w_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{w_{th}}{w_2} \right) - \left(\frac{2}{(\gamma-1)M_2^2} \right) \left[\left(\frac{p_{th}}{p_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} - 1 \right] \right]$	Teórico
Aungier [2]	$\bar{\omega}_{cr} = 0.4 \left[\frac{(M_1-M_{cr})w_{max}}{w_1} \right]^2$	Teórico

Tabla 3.3 Modelos de pérdidas en rodets y su fundamento teórico o experimental..

Aungier [39] considera que utilizar los factores de pérdida de presión es más correcto ya que el uso de las pérdidas de entalpía solo se puede considerar válido cuando el flujo es incompresible, como se puede observar a través de las Ecuaciones 3.87 y 3.88. Este parámetro adimensional de la entalpía produce resultados diferentes cuando se impone en lugares diferentes a aquellos en los que se ha definido y, además, la precisión de este método disminuye a medida que aumenta el número de Mach relativo o la relación de compresión, incrementándose los efectos de compresibilidad. Además, la propia definición del coeficiente de pérdida de entalpía impone que, para poder estimar la presión de descarga del rodete, se debe considerar un proceso isentrópico y, como es más correcto hablar de incrementos de entropía a entalpía constante, este método es más débil que el basado en coeficientes de pérdida de presión.

$$T ds = dh - v dp \quad (3.88)$$

De forma que, siguiendo la metodología de Aungier [2] que está aplicada al código de simulación empleado en este trabajo, se utilizará la siguiente relación propuesta por Valsesia [65] para convertir la pérdida de entalpía a factor adimensional de presión. Esta conversión se fundamenta en la definición de entalpía para gases perfectos y la relación politrópica entre la presión y la temperatura.

$$dh = c_p T_{ts} \left(1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{\Delta p_t}{p_{ts}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (3.89)$$

Donde el subíndice $()_s$, se refiere a la sección de salida para la pérdida que se esté considerando; por ejemplo, en las pérdidas por bloqueo aerodinámico se referiría a la salida del rodete.

Pérdidas asociadas a la presencia de álabes guía

A pesar de que los álabes guía no son parte del rodete, la implementación de éstos en un compresor afecta directamente al comportamiento del compresor, al variar el ángulo del flujo a la entrada del rodete, y, por tanto, el ángulo de incidencia al variar el gasto másico del compresor. Así, cuando se introducen álabes guía en el compresor se origina una nueva pérdida de carga en éstos que debe tenerse en cuenta.

- **Modelo de Coppinger & Swain [64]:** modelo experimental que calcula esta pérdida como un salto de presión total. La Ecuación 3.90 ha sido desarrollada por Valsesia [65] a partir del trabajo de Coppinger & Swain [64], utilizando curvas de regresión.

$$\Delta p_{t,vigv} = (p_{t,0} - p_0) (3 \cdot 10^{-5} |\alpha_{vigv}|^3 - 0.001 |\alpha_{vigv}|^2 + 0.0248 |\alpha_{vigv}| + 0.2618) \quad (3.90)$$

- **Modelo de Galvas [66]:** supone que el mecanismo de pérdidas que ocurren en los álabes guía es similar al que ocurre en el estátor de una turbina axial de modo que aplica la misma correlación de pérdidas. Esta correlación calcula estas pérdidas como una fracción de la energía cinética ideal del fluido si estos álabes no existieran:

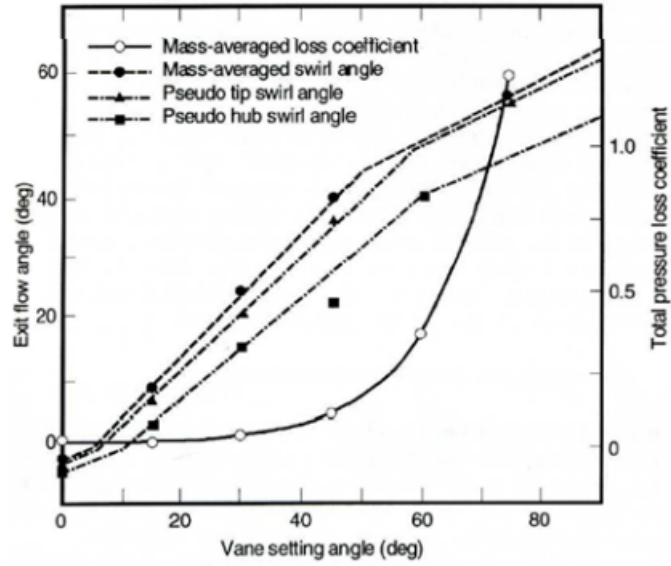


Figura 3.14 Comportamiento de los álabes guía a la entrada del compresor en función del ángulo de cierre (0 implica álabes completamente abiertos) [1, 6].

$$\Delta h_{vigv} = e_{s,vigv} KE_{id,1} \quad (3.91)$$

$$e_{s,vigv} = \frac{0.0076}{\cos(\alpha_{vigv}) - 0.025} \left[1 + \frac{\cos\left(\frac{\alpha_{vigv}}{2}\right)}{0.7} \right]$$

$$KE_{id,1} = \frac{c_1^2}{2(1 - e_{s,vigv})}$$

- **Modelo de Japikse[6]:** Japikse desarrolla curvas de regresión para determinar la pérdida de presión total que sufre el flujo en función de la posición (ángulo) de los álabes guía, Figura 3.14. Las ecuaciones que representan las curvas de regresión se muestran a continuación [1]:

$$p_{1'} = p_{11} - \frac{1}{2} \rho K_{\alpha 1} \quad (3.92)$$

$$K_{\alpha 1} = 1.9128 \cdot 10^7 \alpha_1^4 - 1.6359 \cdot 10^{-5} \alpha_1^3 + 5.1731 \cdot 10^{-4} \alpha_1^2 - 5.0385 \cdot 10^{-3} \alpha_1 + 3.8463 \cdot 10^{-2} \quad (3.93)$$

$$\alpha_{1'} = 3.829 \cdot 10^{-6} \alpha_1^4 - 7.346 \cdot 10^{-4} \alpha_1^3 + 0.042 \alpha_1^2 + 0.131 \alpha_1 - 1.611 \quad (3.94)$$

Pérdidas por incidencia

Las pérdidas por incidencia se deben al ajuste que debe hacer el flujo relativo a la entrada para adecuarse al ángulo de entrada al álabe, α_1 , de forma que cuando este se acerca al álabe experimenta una variación en su velocidad para ajustarse a la dirección del álabe. De esta forma se produce una separación de la capa límite del fluido, generando pérdidas [3]. Los principales modelos utilizados en la literatura son:

- **Correlación de Galvas [66]:** el sentido físico de esta correlación es que la energía cinética asociada al cambio de la velocidad relativa tangencial se transforma en energía interna, aumentando así la temperatura del flujo [28]. Se puede calcular según la siguiente ecuación:

$$\Delta h_{inc} = \frac{w_1^2 \sin^2(|\beta_{opt} - \beta_1|)}{2c_p} \quad (3.95)$$

Donde β_{opt} es el ángulo óptimo del flujo, el cual, por tanto, no produce pérdidas por incidencia.

$$\beta_{opt} = \beta_1 - \varepsilon_2$$

$$\tan(\varepsilon_1) = \frac{(1 - B_1) \tan(\alpha_1)}{1 + B_1 \tan^2(\alpha_1)}$$

$$B_1 = 1 - \frac{Z_1 t_{b1}}{\pi d_1 \sin(\beta_1)}$$

- **Correlación de Conrad [72]:** supone que las pérdidas por incidencia son proporcionales a la velocidad tangencial meridional a la salida del rodete al cuadrado.

$$\Delta h_{inc} = f_{inc} \frac{w_{\theta 1}^2}{2} \quad (3.96)$$

Donde f_{inc} es un factor corrector que toma valores entre 0.5 y 0.7 de forma que, en este trabajo, se pondera al valor medio según la referencia [73]: $f_{inc} = 0.6$.

- **Correlación de Aungier [2]:** discutida anteriormente.

Pérdidas asociadas a la carga aerodinámica de los álabes

Las pérdidas por carga en los álabes se deben a que, por la propia naturaleza de la difusión, el gradiente de presiones tiene sentido opuesto a la dirección del flujo de forma que provoca una deceleración del flujo y aumenta el espesor de la capa límite. Esto puede generar desprendimiento de la capa límite y, por tanto, reducir la carga aerodinámica del álabe. Coppage et al. [67] dedujeron que esta pérdida de carga aerodinámica está principalmente provocada por la difusión del flujo.

$$\Delta h_{BL} = 0.05 D_f^2 u_2^2 \quad (3.97)$$

Donde el factor de difusión se calcula como sigue:

$$D_f = 1 - \frac{w_2}{w_{1s}} + \frac{0.75 \frac{\Delta h_{Euler}}{u_2^2}}{\frac{w_{1s}}{w_2} \left[\frac{Z_2}{\pi} \left(1 - \frac{d_{1s}}{d_2} \right) + \frac{2d_{1s}}{d_2} \right]} \quad (3.98)$$

$$\Delta h_{euler} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}$$

La correlación de Aungier ha sido explicada en la Sección 3.2.1.

Pérdidas por fricción

Las pérdidas por fricción son causadas por los esfuerzos cortantes, F_τ , causados por la acción de una fricción turbulenta del fluido en la superficie laterales del canal formado entre dos álabes consecutivos [3]. Jansen [68] calculó estas pérdidas asumiendo que se producen las mismas pérdidas que en el flujo que circula por una tubería, excluyendo el efecto que pueda suponer que el campo de velocidades no sea uniforme, por efecto la capa límite, sobre los canales del rodete.

$$\Delta h_{sf} = 2c_{f,i} \frac{L_b}{D_{hyd}} \bar{w}^2 \quad (3.99)$$

Donde:

$$\bar{w}^2 = \frac{w_{1s} + w_{1h} + 2w_2}{4}$$

El resto de ecuaciones se puede encontrar en el trabajo de Jansen [68].

Existe otra correlación propuesta por Coppage [67] en la que la pérdida también es calculada a partir de un símil de fricción de un flujo en tuberías, pudiéndose calcular como sigue:

$$\Delta h_{sf} = 1.4 (4f) \frac{\frac{L}{D}}{\frac{D_{hyd}}{D}} \left(\frac{w}{u_2} \right)^2 u_2^2 \quad (3.100)$$

De igual forma, las relaciones $\frac{L}{D}$, $\frac{D_{hyd}}{D}$ y $\frac{w}{u_2}$ se pueden encontrar en el trabajo original [67].

Pérdidas intersticiales

En los rodets abiertos existe una holgura entre la punta del álabe y la carcasa del compresor. Por esta holgura puede fugarse de un canal del rodete a otro adyacente cierta cantidad de flujo que se mezcla con el flujo principal en este debido al gradiente de presiones [3].

- **Correlación de Rodgers [69]:** considera que estas pérdidas son dependientes del espacio entre la punta del álabe y la carcasa.

$$\Delta h_{cl} = 0.1 \frac{s}{b_2} u_2^2 \quad (3.101)$$

- **Correlación de Kyrlov & Spunde [70]:** la ecuación presentada por Kyrlov & Spunde es similar a la de Rodgers [69] pero introduce la relación entre radios.

$$\Delta h_{cl} = 2 \frac{s}{b_2} \left(\frac{r_{2h} + r_{2s}}{2r_2} - 0.275 \right) u_2^2 \quad (3.102)$$

- **Correlación de Jansen [68]:** Jansen descubre que el flujo sufre un proceso de expansión y contracción rápido a través del intersticio, de forma que introduce también la relación entre las densidades de entrada y salida del rodete.

$$\Delta h_{cl} = 0.6 \frac{s}{b_2} \frac{c_{\theta 2}}{u_2} \sqrt{\frac{4\pi}{b_2 Z} \frac{r_{1s}^2 - r_{1h}^2}{r_2 - r_{2s}} \frac{c_{\theta 2}}{u_2} \frac{c_1}{u_1} \frac{1}{1 + \frac{\rho_2}{\rho_1}}} \quad (3.103)$$

- **Correlación de Aungier [2].** ya explicada anteriormente

Pérdidas por mezcla

Cuando el flujo experimenta un proceso de difusión se produce un bloqueo aerodinámico de parte del canal, en el cual disminuirá considerablemente la cantidad de movimiento del fluido, y se creará otraa región de alta energía a la salida del rodete. Esta división formal del flujo en dos regiones se conoce como modelo *jet and wake* [3]. Ali [34] descubrió que la estela o *wake* se produce en la intersección entre la carcasa (*shroud*) y la cara de succión del álabe, de forma que las pérdidas por mezcla son originadas por la mezcla de ambas regiones de alta y baja velocidad *jet and wake* a la salida del rodete. El campo de velocidades idealizado del modelo *jet and wake* se ilustra en la Figura 3.15.

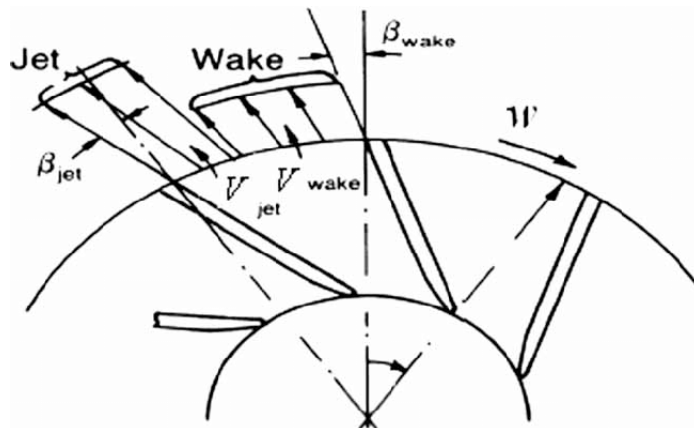


Figura 3.15 Esquema del campo de velocidades *jet and wake* [74].

Además de la correlación presentada por Aungier [2], mostrada en la sección 3.2.1, Johnston & Dean [71] presentan una correlación propia que se fundamenta en que el flujo *jet and wake*, al mezclarse a la salida del compresor, sufre una rápida expansión; es decir, el *wake flow* desaparece para radios muy cercanos al radio de salida del rodete. Se realiza además la hipótesis de que la presión estática en ambas regiones, *jet* y *wake* son iguales a la salida del rodete y que no existe velocidad relativa en el *wake*.

$$\Delta h_{mix} = \frac{1}{1 + \tan^2(\alpha_2)} \left(\frac{1 - \epsilon_{wake} - b^*}{1 - \epsilon_{wake}} \right)^2 \frac{c_2^2}{2} \tag{3.104}$$

Zhang et al. [75] proponen el proceso descrito por el diagrama de flujo de la Figura 3.16 para el cálculo del espesor de la región de baja velocidad (*wake*), ϵ_{wake} , el cual se debe calcular con un modelo de dos zonas, *two-zone model*, de forma que el proceso iterativo acaba cuando la presión estática de salida converge con un error menor a 10^{-5} (en el trabajo original).

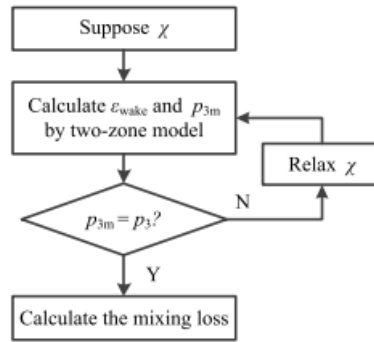


Figura 3.16 Diagrama de flujo propuesto por Zhang et al. para el cálculo de ϵ_{wake} [73].

De entre los diferentes modelos *jet and wake* que existen en la literatura, actualmente, la mayoría de autores recomiendan utilizar el modelo presentado por Oh et al. [76].

Pérdidas por aparición de ondas de choque

En los rodetes transónicos, $M > 1$, la aceleración del fluido en la cara de succión a la entrada del rodete produce una onda de choque de forma que se produce una pérdida de presión total que está directamente relacionada con el paso del flujo a través de esta onda de choque [73]. Whitfield & Baines [28] presentan una correlación en la que las pérdidas por ondas de choque están causada por una onda de choque normal.

$$\Delta h_{cr} = \frac{w_2^2}{2} \left[1 - \left(\frac{w_{th}}{w_2} \right) - \left(\frac{2}{(\gamma - 1)M_2^2} \right) \left[\left(\frac{p_{th}}{p_2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} - 1 \right] \right] \tag{3.105}$$

Aungier [2] también define una correlación de pérdidas por ondas de choque que se explica en la Sección 3.2.1.

3.3.3 Modelos de pérdidas aerodinámicas en el difusor

Las pérdidas aerodinámicas que existen en un difusor varían según este sea con álabes o sin álabes. El modelo de Aungier [2] para un difusor sin álabes asocia pérdidas de difusión y fricción y calcula tanto c_{ra} como $c_{\theta a}$, diseñando de esta forma el difusor teniendo en cuenta estas nuevas velocidades. En cambio, el difusor con álabes es diseñado haciendo un simil del diseño del rodete pero con las pérdidas aerodinámicas que son aplicables a este elemento. La forma en que diseña el difusor Aungier [2] se explica en detalle en la sección 3.2.2. A continuación, se explicarán otros modelos para calcular las perdidas de un difusor.

Pérdidas en difusores sin álabes

Las pérdidas que aparecen en un difusor con álabes están debidas a la fricción y a la didusión.

- **Modelo de Stanitz [77]:** basado en la conservación de masa, cantidad de movimiento y energía a la que es necesario aplicar el método Runge-Kutta para resolver el campo de velocidades del flujo. La correlación propuesta por Stanitz [77] es la siguiente:

Tabla 3.4 Modelos de pérdidas en difusores y su fundamento teórico o experimental..

Modelo	Ecuación	Fundamento
Pérdidas en difusores sin álabes		
Stanitz [77]	$\Delta h_{VLD} = c_p T_{t2} \left[\left(\frac{p_3}{p_{t3}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{p_3}{p_{t2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$	Teórico
Coppage et al. [28]	$\Delta h_{VLD} = \frac{c_{f,VLD} r_2 \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^{1.5} \right] c_2^2}{1.5 b_2 \cos(\alpha_2)}$	Teórico
Aungier [2]	Método de diseño	Teórico
Difusor con álabes		
Stanitz [77]	$\Delta h_{VLD} = c_p T_{t3} \left[\left(\frac{p_4}{p_{t4}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{p_4}{p_{t3}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]$	Teórico
Aungier [2]	Método de diseño, donde aplica las pérdidas de incidencia, por rozamiento, por mezcla y bloqueo.	Teórico

$$\Delta h_{VLD} = c_p T_{t2} \left[\left(\frac{p_3}{p_{t3}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{p_3}{p_{t2}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (3.106)$$

El método de cálculo de este modelo se puede encontrar en el trabajo de Galvas [66]. Este modelo no se utilizará por la alta dificultad computacional que conlleva por tener que iterar sobre integrales, complicando considerablemente su implementación en un código computacional.

- **Modelo de Coppage et al. [28]:** desarrolla una correlación que está principalmente basada en aspectos geométricos del difusor.

$$\Delta h_{VLD} = \frac{c_{f,VLD} r_2 \left[1 - \left(\frac{r_2}{r_3} \right)^{1.5} \right] c_2^2}{1.5 b_2 \cos(\alpha_2)} \quad (3.107)$$

Donde $c_{f,VLD}$, se calcula según la Ecuación 3.108 y k vale 0.01 según la referencia [65].

$$c_{f,VLD} = k \left(\frac{1.8 \cdot 10^5}{Re_{VLD}} \right)^{0.2} \quad (3.108)$$

Pérdidas en difusores con álabes

Stanitz [77] propone una correlación para el cálculo de las pérdidas que ocurren en un difusor con álabes que tiene como fundamento los resultados experimentales obtenidos para difusores cónicos. Esta correlación es la siguiente:

$$\Delta h_{VLD} = c_p T_{t3} \left[\left(\frac{p_4}{p_{t4}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - \left(\frac{p_4}{p_{t3}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (3.109)$$

Por el mismo motivo que la correlación para difusores sin álabes, esta correlación no se añade al código computacional desarrollado en este trabajo.

El método de Aungier [2], Sección 3.2.2, sigue un procedimiento similar al del rodete, a través de unos coeficientes de pérdidas para cada tipo de pérdida que existe en un difusor y que disminuye la presión máxima alcabzable a la salida.

3.3.4 Modelos de pérdidas aerodinámicas en la voluta

En la literatura que se ha consultado no se han encontrado otros modelos para el cálculo de pérdidas en la voluta diferentes al de Aungier [2], explicado en la Sección 3.2.3, de modo que se mantiene el mismo modelo en el código desarrollado en el trabajo.

3.3.5 Pérdidas parásitas en el compresor

Las pérdidas parásitas no afectan a la relación de compresión sino a la eficiencia global del compresor ya que son un mecanismo de pérdida de entalpía a presión constante; es decir, son puramente incrementos de entropía [63]. Principalmente existen tres mecanismos de pérdidas parásitas: por fricción en el disco, por recirculación y por fugas. Además, según Cho et al. [63], cuando la velocidad de giro del eje es alta, las densidades del fluido será también alta por lo que, para determinar con precisión el rendimiento del compresor, se deben incluir pérdidas por venteo, consideradas en las pérdidas por fricción del disco e incluidas habitualmente en esas mismas correlaciones.

Además de las de Aungier [2], existen diferentes correlaciones para el cálculo de estas pérdidas. Las correlaciones de Aungier, se explican en la Sección 3.2.1 por lo que no serán expuestas de nuevo aquí.

Modelo	Ecuación	Fundamento
Pérdidas por fricción del disco		
Daily & Nece [32]	$\Delta h_{df} = f_{df} \frac{(\rho_1 + \rho_2) r_2^2 u_2^3}{8\dot{m}}$	Teórico-experimental
Shepherd [78]	$\Delta h_{df} = \frac{0.01356 \rho_2 u_2^3 d_2^2}{\dot{m} Re^{0.2}}$	Experimental
Boyce [79]	$\Delta h_{df} = f_{df} \left(1 + \frac{p_2}{p_1}\right) \frac{\Delta h_{euler} c_1 d_2^2}{4u_2 d_{1s}} \left(1 - \frac{d_{1h}^2}{d_2^2}\right)$	Experimental
Aungier [2]	$I_{df} = \frac{\rho_2 u_2 r_2^2}{2\dot{m}} C_M$	Teórico-experimental
Pérdidas por recirculación		
Coppage et al. [67]	$\Delta h_{rc} = 0.02 \tan(\alpha_2 - 90) D_f^2 u_2^2$	Teórico
Rodgers [69]	$\Delta h_{rc} = 0.032 \left(\frac{u_2}{c_1}\right)^2$	Experimental
Oh et al. [41]	$\Delta h_{rc} = 810^{-5} D_f^2 u_2^2 \sinh(3.5(\alpha_2 - 90)^3)$	Experimental
Jansen [68]	$\Delta h_{rc} = 0.02 D_f^2 u_2^2 \sqrt{\cot(\alpha_2 - 90)}$	Experimental
Galvas [66]	$\Delta h_{rc} = 0.02 \sqrt{\tan(\alpha_2 - 90)} D_f^2 u_2^3$	Teórico
Japikse [6]	$\Delta h_{rc} = u_2^2 \left[c_1 \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} - 1\right)^2 + b_1 \right]$	Experimental
Aungier [2]	$I_R = \begin{cases} \left(\frac{D_{eq}}{2} - 1\right) \left(\frac{w_{\theta 2}}{c_{r2}} - 2 \cot(\beta 2)\right) \geq 0 & \text{si } D_{eq} > 2 \\ 0 & \text{si } D_{eq} \leq 2 \end{cases}$	Teórico
Pérdidas por fugas		

Jansen [68]	$\Delta h_{rc} = 0.6 \frac{\delta_{cl}}{b_2} c_2 \sqrt{4 \frac{\pi}{Z_{tot}} \frac{r_s - r_h}{1 + \frac{\rho_2}{\rho_1}} c_{\theta 2} c_2}$	Teórico
Aungier [2]	$I_L = \begin{cases} \frac{\dot{m}_{cl} u_{cl}}{2u_2 \dot{m}} & \text{Rodete abierto} \\ \frac{\dot{m}_L I_B}{\dot{m}} & \text{Rodete cerrado} \end{cases}$	Teórico-experimental

Tabla 3.5 Modelos de factor de deslizamiento y su fundamento teórico o experimental..

Pérdidas por fricción en el disco

Las pérdidas parásitas por fricción en el disco se deben al rozamiento entre el disco del rodete y la parte trasera de la carcasa del compresor y están fuertemente influenciadas por la geometría tanto del disco como de la base del compresor. Normalmente, las pérdidas por fricción del disco también incluyen las pérdidas por venteo. Las principales correlaciones para calcular las pérdidas por fricción del disco son:

- **Correlación de Daily & Nece [32]:** es teórico-experimental y considera un disco plano rotando dentro de una cámara cilíndrica, dando lugar a la siguiente correlación:

$$\Delta h_{df} = f_{df} \frac{(\rho_1 + \rho_2) r_2^2 u_2^3}{8 \dot{m}} \quad (3.110)$$

Donde f_{df} es un factor de fricción que se calcula de la siguiente forma, según el flujo sea turbulento o laminar:

$$f_{df} = \begin{cases} \frac{2.67}{\sqrt{Re_{df}}} & \text{si } Re_{df} < 10^5 \\ \frac{0.0622}{Re_{df}^{0.2}} & \text{si } Re_{df} \geq 10^5 \end{cases} \quad (3.111)$$

- **Correlación de Shepherd [78]:** esta correlación empírica es la siguiente:

$$\Delta h_{df} = \frac{0.01356 \rho_2 u_2^3 d_2^2}{\dot{m} Re^{0.2}} \quad (3.112)$$

- **Correlación de Boyce [79]:** correlación basada en los trabajos experimentales de Watabe [80, 81] donde se desprecian las holguras que aparecen en el rodete.

$$\Delta h_{df} = f_{df} \left(1 + \frac{\rho_2}{\rho_1} \right) \frac{\Delta h_{euler} c_1 d_2^2}{4 u_2 d_{1s}} \left(1 - \frac{d_{1h}^2}{d_2^2} \right) \quad (3.113)$$

El factor de fricción f_{df} se calcula según la Ecuación 3.111.

- **Correlación de Aungier [2].** Se ha comentado previamente.

Pérdidas por recirculación

Las pérdidas por recirculación son debidas al reflujo que se establece desde la sección de entrada al difusor a la entrada del rodete debido a que el fluido no tiene suficiente cantidad de movimiento como para aguantar al gradiente de presiones adverso entre dichas localizaciones, retornando por tanto a la entrada del rodete [67].

El factor de difusión, D_f , que aparece en las siguientes correlaciones se calcula según la Ecuación 3.98.

- **Correlación de Coppage et al. [67]:** correlación teórica en función del factor de difusión y del ángulo de salida del flujo absoluto, α_2 .

$$\Delta h_{rc} = 0.02 \tan(\alpha_2 - 90) D_f^2 u_2^2 \quad (3.114)$$

- **Correlación de Rodgers [69]:** de tipo empírico:

$$\Delta h_{rc} = 0.032 \left(\frac{u_2}{c_1} \right)^2 \quad (3.115)$$

- **Correlación de Oh et al. [41]:** a partir de datos experimentales, esta correlación da mayor peso al ángulo de salida del flujo absoluto, α_2 , y trata de suavizar la unión entre las pérdidas a bajos y altos gastos másicos.

$$\Delta h_{rc} = 8 \cdot 10^{-5} D_f^2 u_2^2 \sinh(3.5(\alpha_2 - 90)^3) \quad (3.116)$$

- **Correlación de Jansen [68]:** correlación empírica basada en la propuesta por Coppage et al. [67]:

$$\Delta h_{rc} = 0.02 D_f^2 u_2^2 \sqrt{\cot(\alpha_2 - 90)} \quad (3.117)$$

- **Correlación de Galvas [66]:** correlación a partir de la propuesta por Coppage et al. [67].

$$\Delta h_{rc} = 0.02 \sqrt{\tan(\alpha_2 - 90)} D_f^2 u_2^3 \quad (3.118)$$

- **Correlación de Japikse [6]:** modelo empírico que consiste en una curva dada por la Ecuación 3.119 para calcular las pérdidas por recirculación, motivada por la observación de que cuando el gasto másico distaba un $\pm 15\% \div 20\%$ del de diseño, las pérdidas por recirculación aumentaban considerablemente.

$$\Delta h_{rc} = u_2^2 \left[c_1 \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} - 1 \right)^2 + b_1 \right] \quad (3.119)$$

c_1 y b_1 son coeficientes empíricos. Al no haberse encontrado el cálculo o el valor de estas constantes, no se pueden implementar este modelo en el código desarrollado en el trabajo.

- **Correlación de Aungier [2]:** introduce el *stall limit* propuesto por Lieblein [30] en la pérdida de recirculación. La correlación ha sido explicada en detalle en la Sección 3.2.1.

Pérdidas por fugas al exterior

Las pérdidas por fugas son causadas por la filtración de cierto flujo del compresor a través de los cierres de laberinto. A continuación se presenta la correlación de Jansen [68], Ecuación 3.120.

$$\Delta h_{rc} = 0.6 \frac{\delta_{cl}}{b_2} c_2 \sqrt{4 \frac{\pi}{Z_{tot}} \frac{r_s - r_h}{1 + \frac{\rho_2}{\rho_1}} c_{\theta 2} c_2} \quad (3.120)$$

La correlación de Aungier [2], se presenta en la Sección 3.2.1.

3.4 Estimación global de las pérdidas aerodinámicas

En las secciones anteriores se ha explicado el cálculo y análisis de pérdidas en un turbocompresor radial a partir de la suma de contribuciones de pérdidas, tanto aerodinámicas como parásitas, utilizando correlaciones empíricas. Esta forma de análisis tiene la ventaja de poder visualizar el efecto de cada tipo de pérdida aerodinámica en el comportamiento pero, al ser un largo número de cálculos conjuntos, cada uno de ellos con su incertidumbre, existe la posibilidad de que la incertidumbre global se vea incrementada notablemente.

Casey & Robinson [11] proponen un análisis por correlaciones basado en parámetros globales que representen el comportamiento del compresor, ya que consideran que las estimaciones que se obtienen por esta metodología son más precisas que por el análisis unidimensional individualizado, aunque sin llegar a la complejidad de cálculos de un análisis CFD. Los principales modelos de pérdidas por este método son los presentados por Robinson et al. [82], Aungier [39], o Rodgers [83]. Estos métodos estiman el rendimiento total a total como función del coeficiente de flujo, ϕ , y del número de Mach en máquinas cuyo diámetro es superior a 250 mm, introduciéndose correcciones para el coeficiente de trabajo, tamaño, número de Reynolds, rugosidad y holgura, cuando el diámetro del rodete sea menor [11].

El principal objetivo de este tipo de correlaciones es realizar una primera estimación del rendimiento total a total máximo que el compresor puede conseguir en función del coeficiente de flujo, ϕ , y el número de Mach, sin tener en cuenta el diseño de la máquina. De esta forma, el rendimiento alcanzado depende del diseño del compresor.

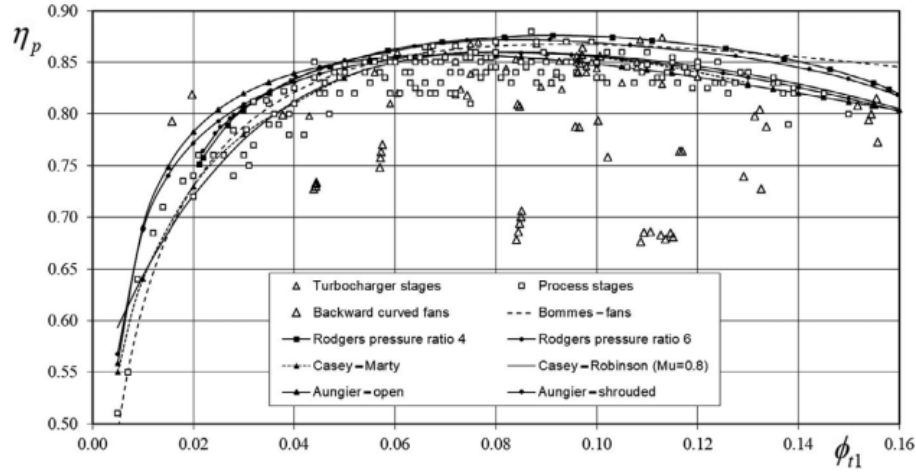


Figura 3.17 Rendimiento politrópico en función del coeficiente de flujo [11].

En la Figura 3.17 se muestra cómo varía el rendimiento politrópico, calculado según diferentes correlaciones, en función del coeficiente de flujo. Estas curvas están calculadas de forma experimental y muestran el mejor rendimiento politrópico (total a total) que puede alcanzar un compresor. Los resultados finales dependerán del diseño de la máquina, dependiendo de parámetros como el tamaño de la máquina, el diseño del difusor o las holguras. Se pueden extraer diferentes conclusiones a partir de la Figura 3.17 [11].

1. Los mejores rendimientos se obtienen para coeficientes de flujo en el rango $\phi \in [0.07, 0.1]$, llegando a alcanzarse rendimientos de entre el 86-88%.
2. Para coeficientes de flujo bajos, $\phi < 0.05$, se obtiene una eficiencia considerablemente menor debido a que los canales del rodete son más estrechos y, por tanto, poseen un diámetro hidráulico pequeño lo que conlleva a una mayor fricción. Además, las pérdidas parásitas por fricción del disco y fugas aumentan proporcionalmente cuando disminuye el coeficiente de flujo ya que su influencia respecto a la energía total suministrada al compresor aumenta.
3. Para coeficientes de flujo altos, $\phi \geq 0.1$, se obtienen rendimientos más bajos por las altas velocidades y, por tanto, altos números de Mach que ocurren en la zona inductora del rodete, lo cual hace necesario aumentar el diámetro de entrada del rodete que, a su vez, aumentará la velocidad relativa del flujo a la entrada. El aumento de la velocidad del flujo supone un incremento de las pérdidas.

A continuación se presentan las correlaciones de Robinson et al. [82] y Aungier [39], que son la más utilizadas:

1. **Correlación de Robinson et al. [82]:** está formulada a partir de experiencias recientes con métodos CFD por lo que sus estimaciones son algo más precisas en comparación con correlaciones anteriores. Las ecuaciones para el cálculo del rendimiento politrópico, $\eta_p = f(\phi_{t1}, M_{u2})$, son las siguientes:

$$\eta_p = \begin{cases} \eta_{max} [1 - k_1(\phi_{max} - \phi_{t1})^2 - k_2(\phi_{max} - \phi_{t1})^4] + \delta\eta_p & \text{si } \phi_{t1} < 0.08 \\ \eta_{max} [1 - k_3(\phi_{max} - \phi_{t1})^2] + \delta\eta_p & \text{si } \phi_{t1} \geq 0.08 \end{cases} \quad (3.121)$$

Donde:

$$\eta_{max} = 0.86; \quad \phi_{max} = 0.08$$

$$k_1 = 27; \quad k_2 = 5000; \quad k_3 = 10$$

$$\delta\eta_p = \begin{cases} 0 & \text{si } M_{u2} < 0.8 \\ -k_4P - k_5P^2 & \text{si } M_{u2} \geq 0.8 \end{cases}$$

$$k_4 = 0.05; \quad k_5 = 3; \quad P = \phi_{t1}(M_{u2} - 0.8)$$

2. Correlación de Aungier [39]: además del modelo que calcula las pérdidas a través de un análisis individualizado en cada elemento del compresor [2], presentado en la Sección 3.2, Aungier propone otro método de estimación del rendimiento politrópico de forma global [39]. Este modelo es diferente según se trate de rodetes abiertos o cerrados y, en caso de que se trate de un difusor con álabes, calcula su rendimiento a partir del mismo compresor con un difusor sin álabes como se detalla en las siguientes ecuaciones:

• *Rodetes cerrados:*

$$\psi_{VND} = 0.51 + \phi - 7.6\phi^2 - \frac{0.00025}{\phi} \quad (3.122)$$

$$\eta_{VND} = \frac{\psi_{VD}}{\lambda} \quad (3.123)$$

$$\psi_{VLD} = \eta_{VLD}\lambda \quad (3.124)$$

$$\eta_{VLD} = \eta_{VND} - \frac{0.017}{0.04 + 5\phi + \eta_{VND}^3} \quad (3.125)$$

Donde:

$$\phi = \frac{4}{\pi} \frac{V_{t1}}{u_2 D_2} = \frac{4}{\pi} \phi_{t1}$$

$$\lambda = 0.62 - \left(\frac{\phi}{0.4}\right)^3 + \frac{0.0014}{\phi}$$

• *Rodetes abiertos:*

$$\psi_{VND} = 0.59 + 0.7\phi - 7.5\phi^2 - \frac{0.00025}{\phi} \quad (3.126)$$

$$\eta_{VND} = \frac{\psi_{VND}}{\lambda} \quad (3.127)$$

$$\eta_{VLD} = \eta_{VND} - \frac{0.017}{0.04 + 5\phi + \eta_{VND}^3} \quad (3.128)$$

$$\psi_{VLD} = \eta_{VLD}\lambda \quad (3.129)$$

Donde:

$$\lambda = 0.68 - \left(\frac{\phi}{0.37}\right)^3 + \frac{0.002}{\phi}$$

Como se ha comentado anteriormente, es necesario realizar ciertas correcciones empíricas a estas correlaciones por los efectos de las holguras, diámetro del rodete, número de Reynolds, exponente isentrópico, tipo de difusor, número de álabes, coeficiente de trabajo y rugosidad. Aun así, es más directo desarrollar este modelo que un modelo de pérdidas individuales ya que estas correcciones no deben definir la energía que se pierde de forma exacta sino que dan un ratio de variación a partir del rendimiento base.

4 Análisis y resultados

La herramienta de cálculo utilizada en este trabajo aborda el diseño y análisis del compresor a partir de los modelos de pérdidas empleados en cada caso; por tanto, es importante destacar que los diseños realizados por la herramienta de cálculo no serán iguales según las correlaciones utilizadas. Para analizar estas variaciones de diseño se han analizado 4 condiciones de diseño, dos de ellas provenientes de compresores para los que se dispone de datos experimentales, Tabla 4.1, y dos meramente teóricas. Las variables de diseño de la herramienta de cálculo se muestran en la Tabla 4.3.

Por tanto, un primer análisis será ver cómo varían las dimensiones geométricas de diseño para las mismas especificaciones al utilizar un modelo de pérdidas u otro, pudiendo ser contrastables las dimensiones estimadas de los compresores A y B [3, 4, 5] con las reales. Además, se analizarán para cada diseño la estimación del rendimiento y de las pérdidas en el punto de diseño a la vez que se obtendrán los mapas de comportamiento de los compresores diseñados. Para completar el trabajo de análisis de pérdidas, a partir de los cuatro diseños realizados según el modelo de Aungier [2], se analizarán las pérdidas mediante otros modelos, obteniendo de esta forma diferentes mapas de comportamiento para el mismo compresor, siendo este proceso puramente analítico, sin contemplar la fase de diseño.

Tabla 4.1 Datos de los compresores experimentales.

	Compresor A [3, 4]	Compresor B [3, 5]
N (rpm)	80000	21789
\dot{m}_{DP} (kg/s)	0.35	4.55
PR_{DP}	2.2	4.1
$\eta_{II,DP}$ (%)	80	88
r_2 (mm)	45	215.6
r_{1s} (mm)	30.5	105
r_{1h} (mm)	10	41.4
β_2 (°)	30	50

Para pasar de los datos experimentales a las variables de diseño (*inputs*), en los casos de los compresores A y B [3, 4, 5], de la Tabla 4.1 se ha utilizado el siguiente procedimiento:

$$u_2 = \sqrt{\frac{\Delta h_{t,is}}{\Psi}} = \frac{2\pi}{60} N r_2 \quad (4.1)$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{\dot{V}}{\pi u_2 \phi}} \quad (4.2)$$

Donde:

$$\Delta h_{t,is} = h_{t5,ss} - h_{t1} \quad (4.3)$$

Tabla 4.3 Variables de diseño utilizadas.

	Compresor A [3, 4]	Compresor B [3, 5]	Compresor C	Compresor D
\dot{m}_{DP} (kg/s)	0.35	4.55	0.15	0.1
PR_{DP}	2.2	4.1	3.5	3
Φ_{DP}	0,119	0.0517	0.1	0.05
Ψ_{DP}	0,515	0.5938	0.55	0.5

El fluido de trabajo utilizado es aire, supuesto con comportamiento de gas ideal, cuyas condiciones a la entrada del compresor se han supuesto ambientales: temperatura de remanso de 288.15K y presión de remanso de 1 bar.

Como se ha mencionado con anterioridad, los resultados se pueden separar en tres bloques. Para el primer bloque (diseño y análisis de pérdidas en punto de diseño) se han utilizado ocho *sets* de correlaciones, Tabla 4.2, dividiéndose este análisis en dos apartados, uno geométrico y otro termodinámico. Para estimar las pérdidas en el difusor se ha usado de forma indistinta tanto la correlación de Aungier [2] como la de Coppage [67], a excepción de que se indique explícitamente lo contrario.

En el segundo y tercer bloque (diseño y análisis de los mapas de comportamiento y diseño mediante el método de Aungier [2] y análisis de los mapas de comportamiento) se han utilizado los modelos presentados en la Tabla 4.4. Se puede observar que todos los *sets* utilizan el modelo de Aungier [2] en ambos tipos de difusores; esto se debe a que, como se observará en los resultados del punto de diseño, el modelo de Coppage [67] no estima de forma muy precisa las pérdidas en el difusor, en el rango de aplicación de este trabajo, y para poder obtener unos resultados de mayor fiabilidad se ha decidido desestimar la correlación.

Tabla 4.4 Modelos utilizados para el estudio del comportamiento en condiciones fuera de diseño.

Mecanismo	Set 1:Aungier [2]	Set 2: Oh et al [41]	Set 3:Galvas [66]	Set 5:Set 2 [41]	Set 6:Velasquez [3]
Coefficiente de deslizamiento	Wiesner [29]	Wiesner [29]	Stanitz [55]	Paeng & Chung [57]	Stodola [53]
Pérdidas en los álabes guía	Japikse [6]	Japikse [6]	Galvas [66]	Japikse [6]	Coppinger & Swain [65, 64]
Pérdidas por bloqueo aerodinámico	Aungier [2]	no	no	no	no
Pérdidas por ángulo de incidencia	Aungier [2]	Conrad [43]	Galvas [66]	Aungier [2]	Conrad [43]
Pérdidas por difusión en la entrada	Aungier [2]	no	no	no	no
Pérdidas por fricción	Aungier [2]	Jansen [68]	Coppage [67]	Jansen [68]	Jansen [68]
Pérdidas por carga en los álabes	Aungier [2]	Coppage [67]	Coppage [67]	Coppage [67]	Coppage [67]
pérdidas por holguras en la punta de álabes	Aungier [2]	Jansen [68]	no	Aungier [2]	Kyrlov & Spunde [70]
Pérdidas por mezcla	Aungier [2]	Johnston & Dean [71]	no	Aungier [2]	no
Pérdidas por carga en la dirección <i>hub-to-shroud</i>	Aungier [2]	no	no	no	no
Pérdidas por <i>distortion factor</i>	Aungier [2]	no	no	no	no
Pérdidas por número de Mach crítico	Aungier [2]	no	no	no	no
Pérdidas por fricción de disco	Aungier [2]	Daily & Nece [32]	Shepherd [78]	Daily& Nece [32]	Shepherd [78]
Pérdidas por fugas	Aungier [2]	Aungier [2]	no	Aungier [2]	Aungier [2]
Pérdidas por recirculación	Aungier [2]	Oh et al [41]	Galvas [66]	Aungier [2]	Oh et al [41]
Pérdidas en el difusor sin álabes	Aungier [2]	Aungier [2]	Aungier [2]	Aungier [2]	Aungier [2]

4.1 Diseño y análisis en el punto de diseño

En esta sección se analizarán los diseños geométricos y análisis termodinámicos para los diferentes modelos de correlaciones y compresores. Los resultados mostrados se han obtenido con el criterio de convergencia tal que la desviación de la relación de compresión estimada respecto a la deseada sea menor del 0.5 %.

En total se han analizado 4 condiciones operativas diferentes para un total de 8 modelos de correlaciones, diseñando y analizando tanto para el uso de difusor con álabes como sin álabes. De este modo se han obtenido 8 diseños de compresores diferentes que cumplen las mismas especificaciones operativas sin tener en cuenta el tipo de difusor utilizado.

4.1.1 Diseño geométrico

La Tabla 4.5 muestra todos los resultados mostrados en esta sección.

Tabla 4.5 Gráficos para el análisis de los diseños geométricos según el modelo de correlaciones.

Gráfico 1	Estimación del radio de entrada del rodete
Gráfico 2	Estimación del radio de salida del rodete
Gráfico 3	Estimación de los ángulos del álabe en el rodete y difusor
Gráfico 4	Estimación del ratio entre diámetros del difusor
Gráfico 5	Estimación de los parámetros adimensionales de diseño
Gráfico 6	Estimación del numero de álabes
Gráfico 7	Estimación de la altura de álabe

Compresor A [3, 4]

- Caso 1: Difusor con álabes

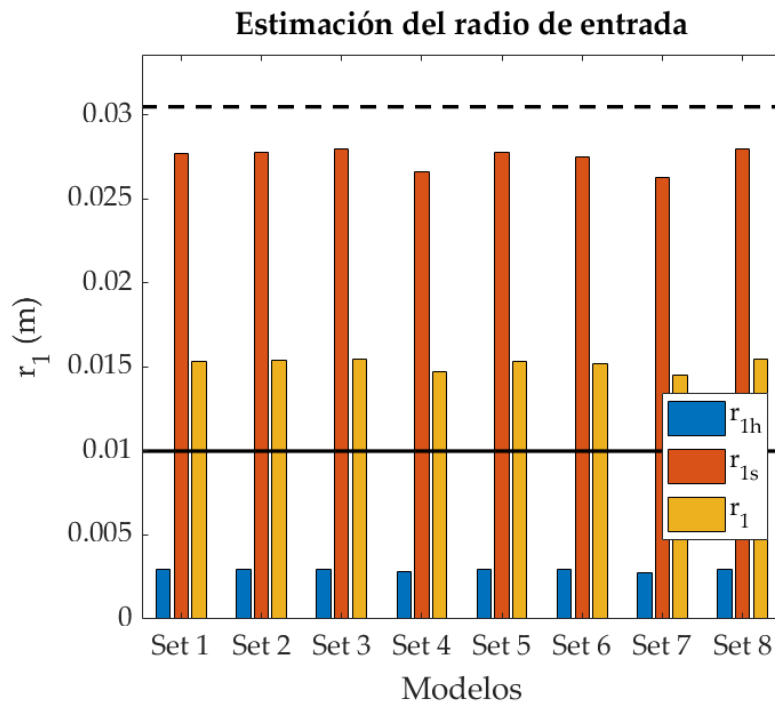


Figura 4.1 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del radio de entrada del rodete. i) línea negra continua: radio de raíz experimental ii) línea negra discontinua: radio de cabeza experimental .

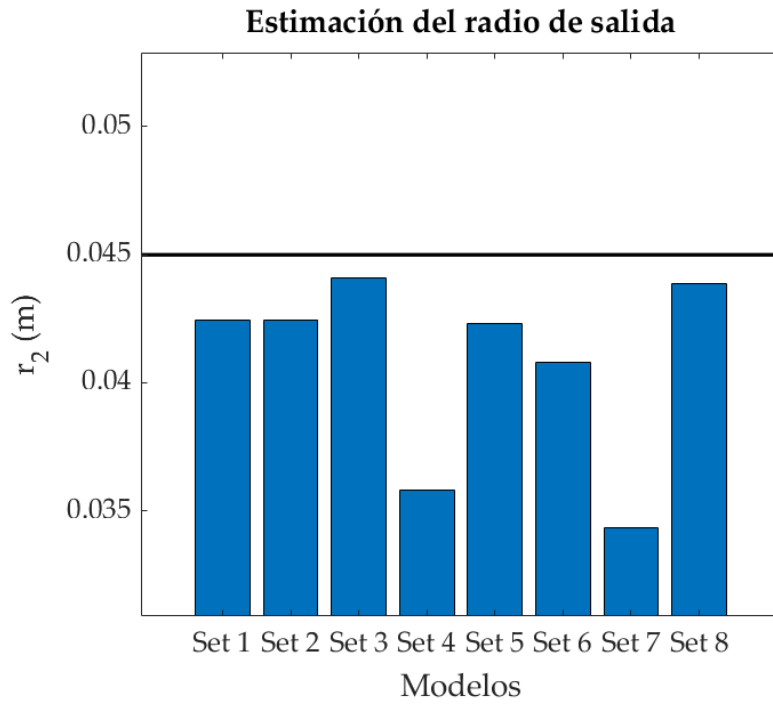


Figura 4.2 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del radio de salida del rodete. i) línea negra continua: radio salida experimental.

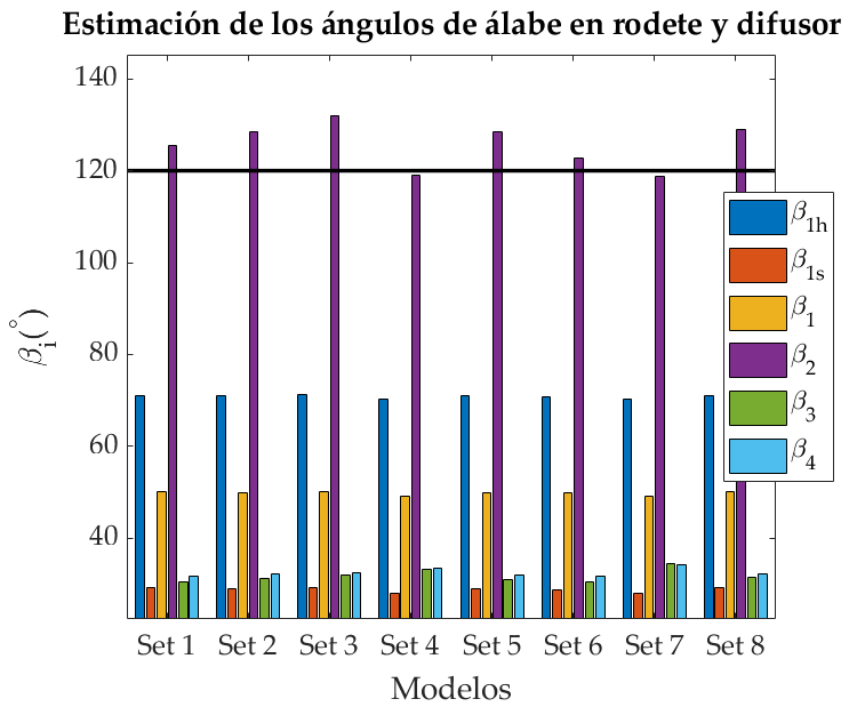


Figura 4.3 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor. i) línea negra continua: valor experimental del ángulo de salida del álabe del rodete.

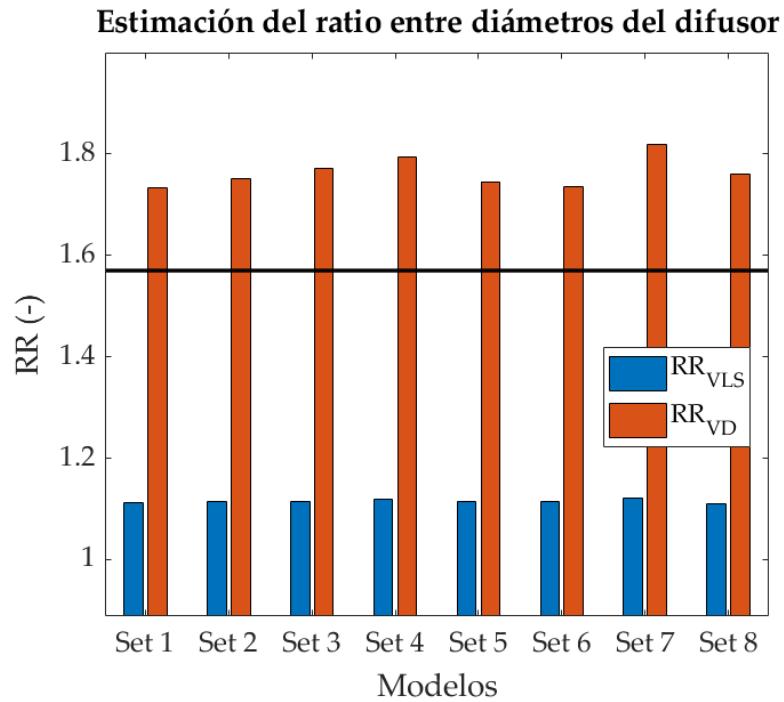


Figura 4.4 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor. i) línea negra continua: relación entre diámetros del difusor con álabes experimental.

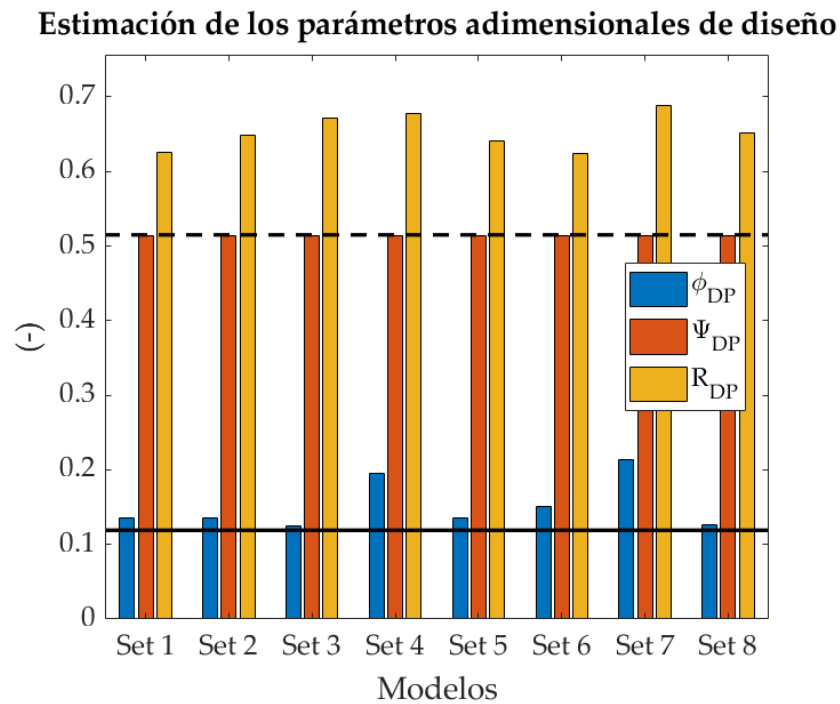


Figura 4.5 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete. i) línea negra continua: coeficiente de flujo de diseño ii) línea negra discontinua: coeficiente de carga de diseño.

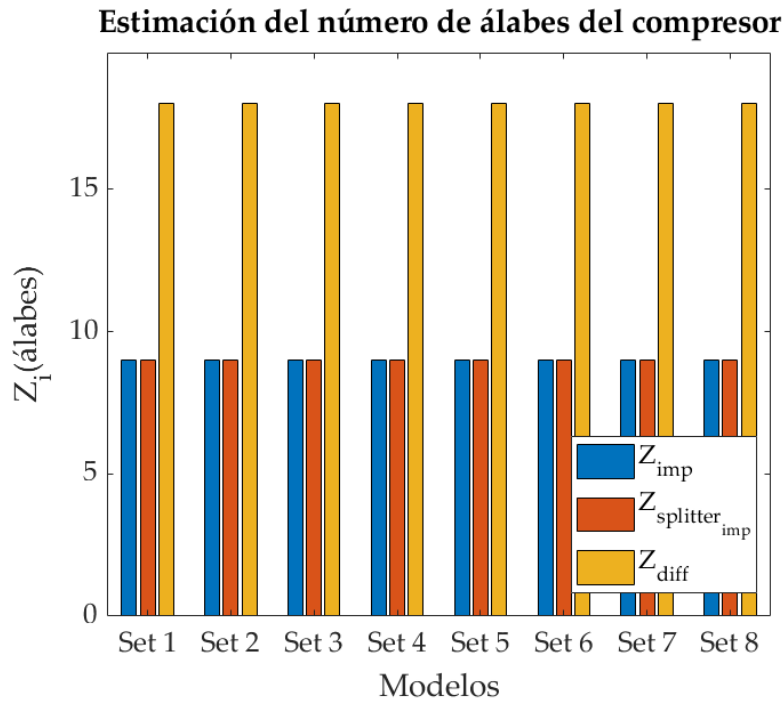


Figura 4.6 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor.

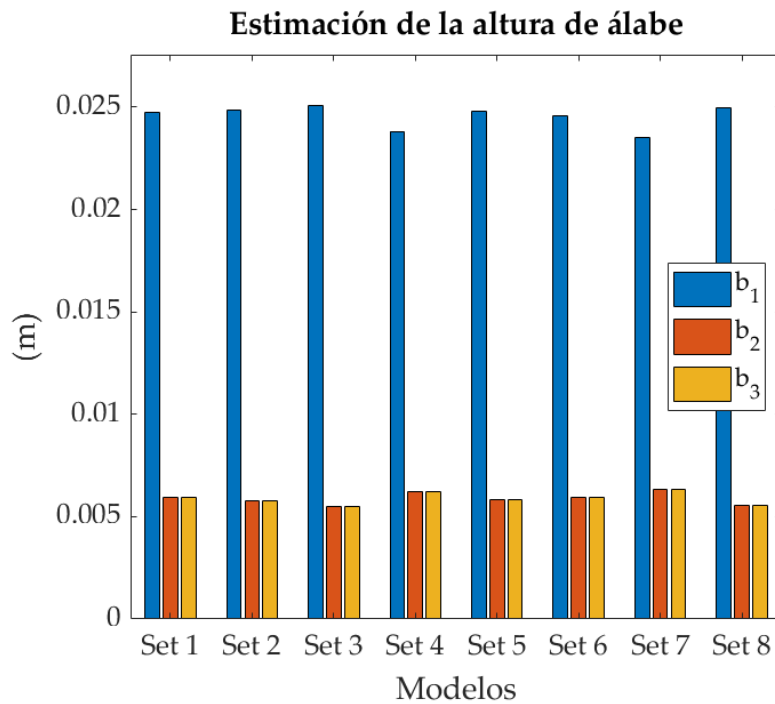


Figura 4.7 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de la altura del álabes a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor.

- **Caso 2: Difusor sin álabes**

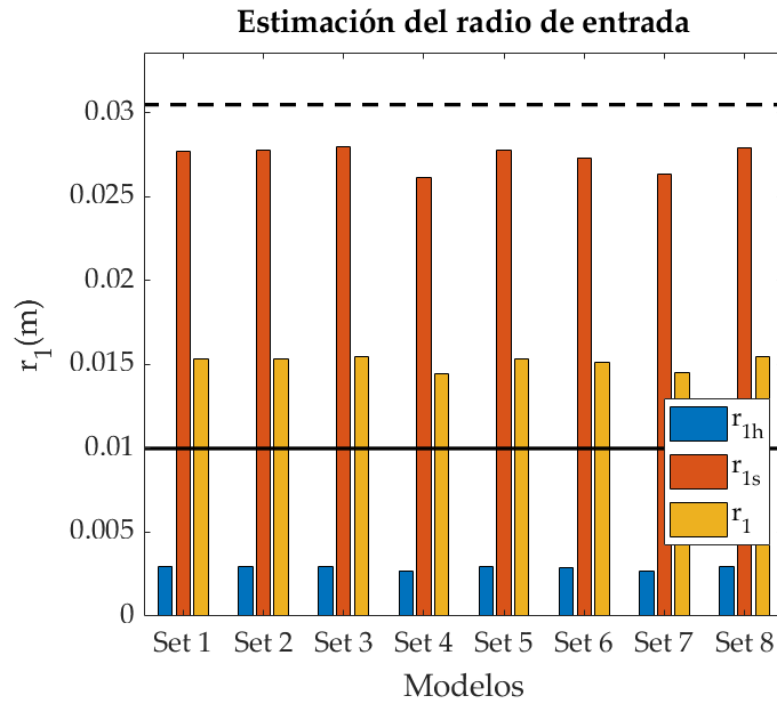


Figura 4.8 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del radio de entrada del rodete. i) línea negra continua: radio de raíz experimental ii) línea negra discontinua: radio de cabeza experimental .

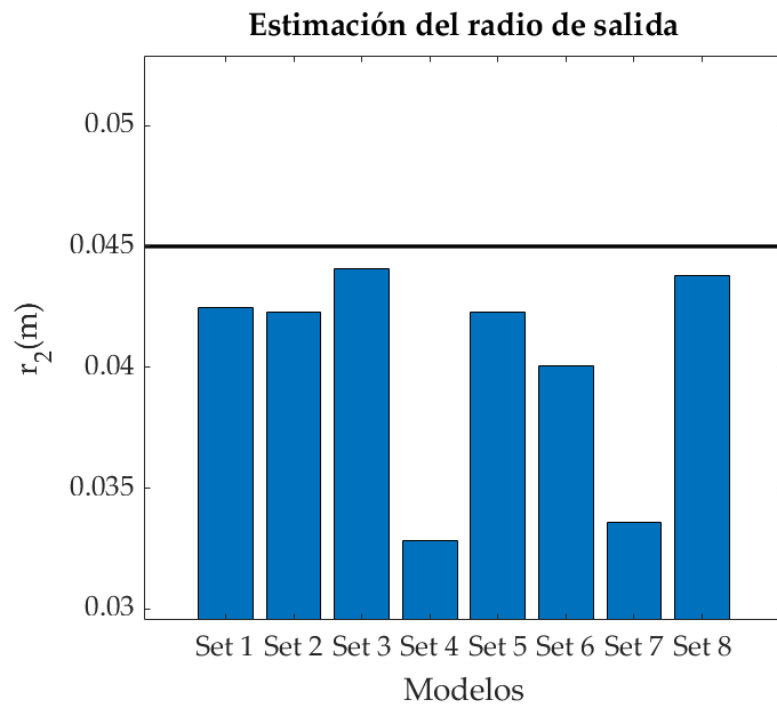


Figura 4.9 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del radio de salida del rodete. i) línea negra continua: radio salida experimental.

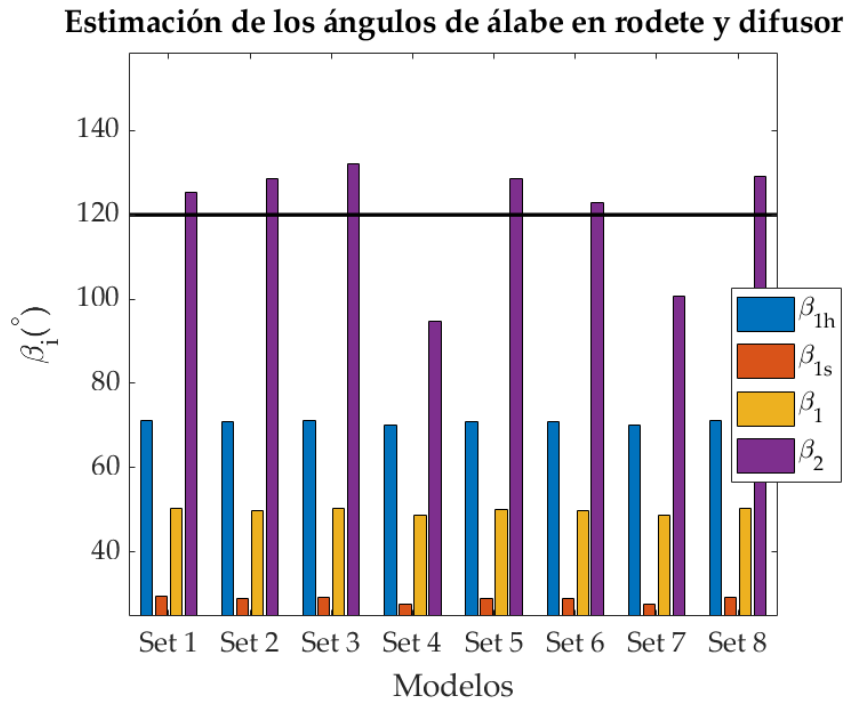


Figura 4.10 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor. i) línea negra continua: valor experimental del ángulo de salida del rodete.

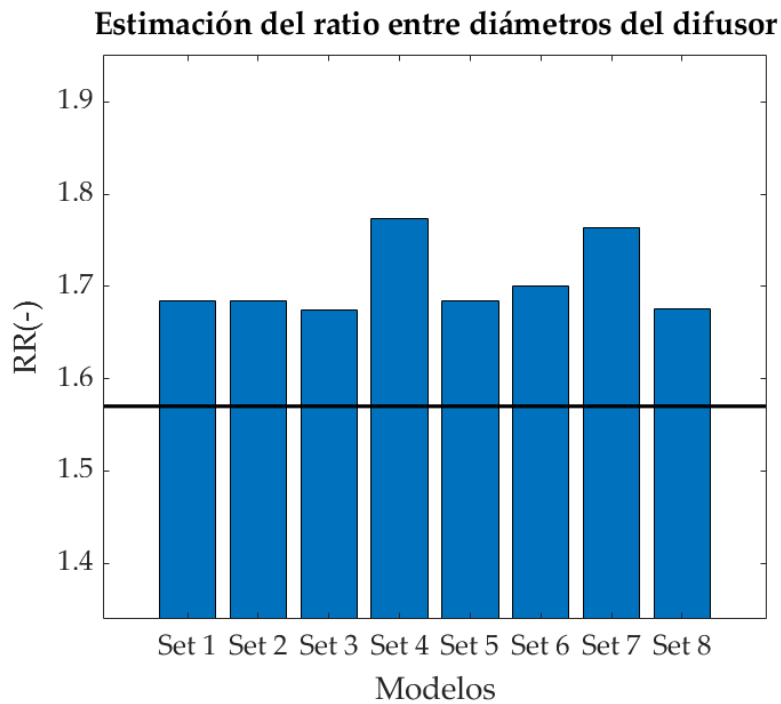


Figura 4.11 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del ratio entre los diámetros del difusor. i) línea negra continua: valor experimental de relación entre diámetros del difusor con álabes.

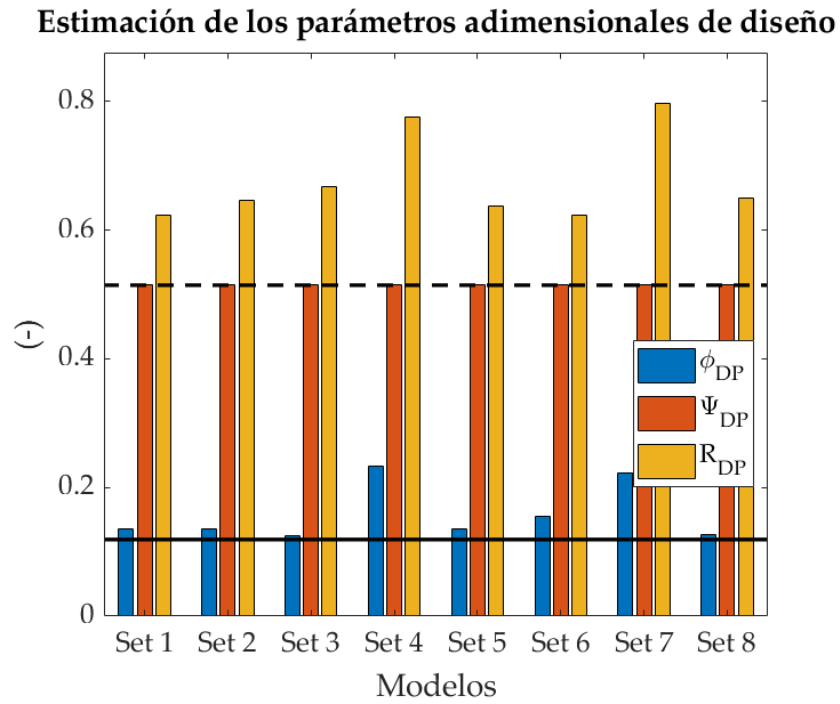


Figura 4.12 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodetes. i) línea negra continua: coeficiente de flujo de diseño ii) línea negra discontinua: coeficiente de flujo de diseño.

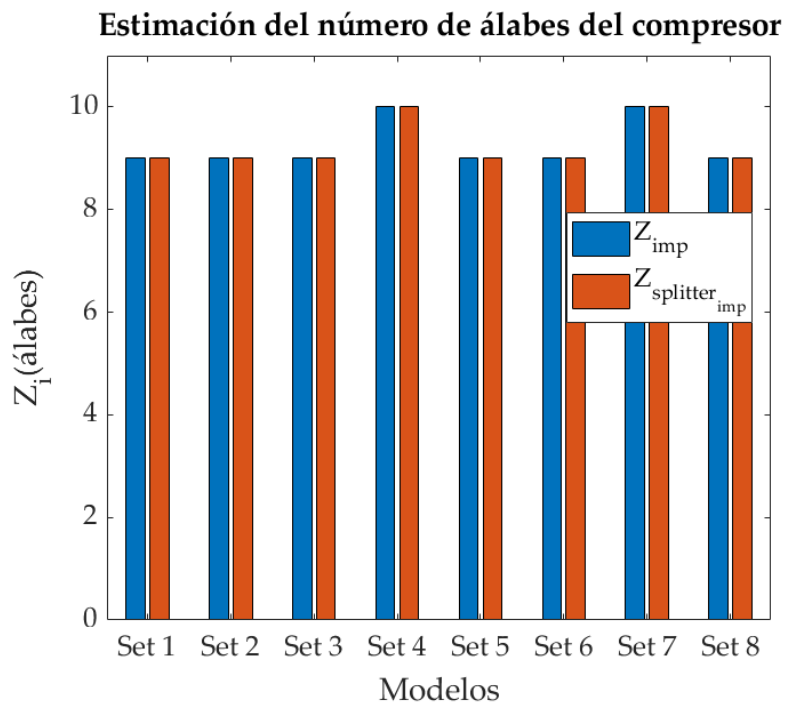


Figura 4.13 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del número de álabes en el rodetes y en el difusor.

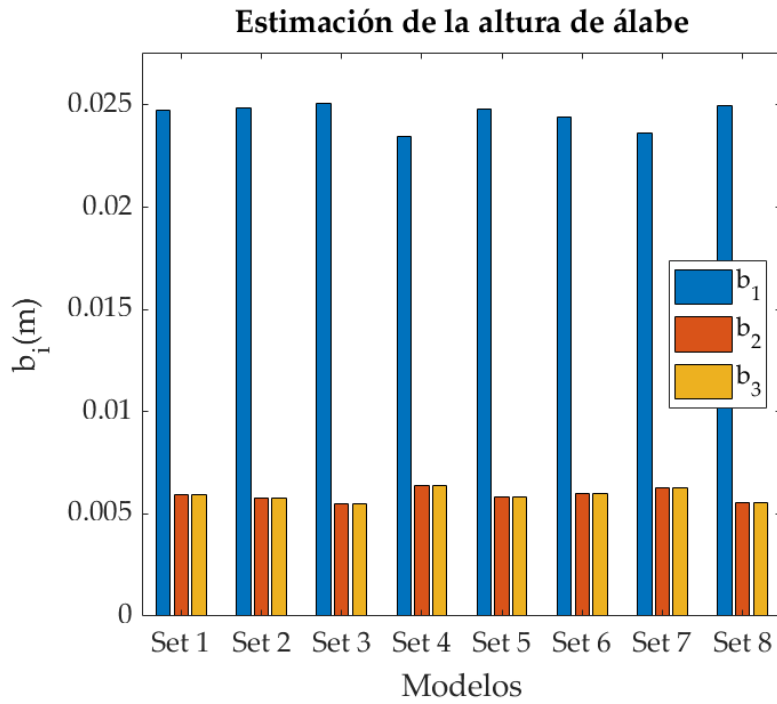


Figura 4.14 Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor.

Compresor B [3, 5]

- **Caso 1: Difusor con álabes**

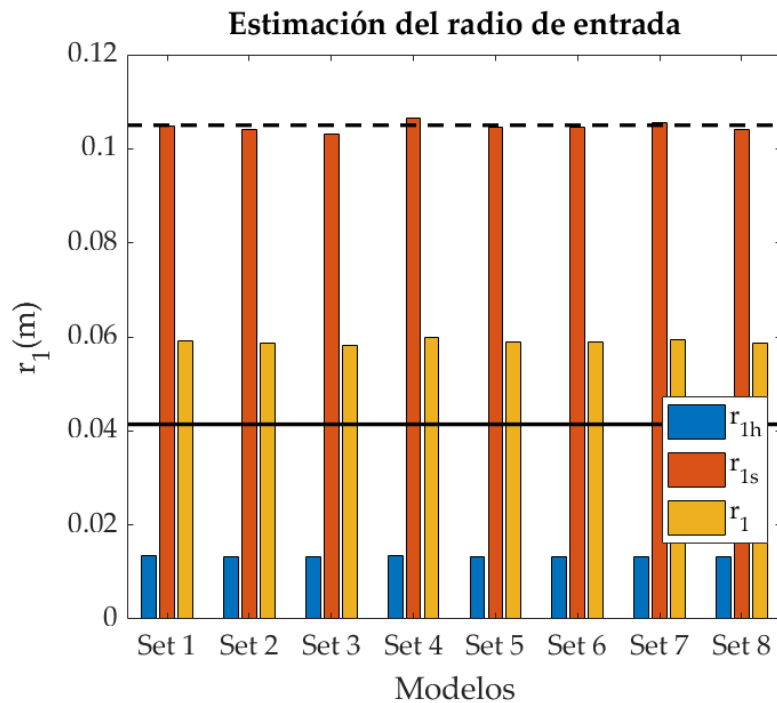


Figura 4.15 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del radio de entrada del rodete. i) línea negra continua: radio de raíz experimental ii) línea negra discontinua: radio de cabeza experimental .

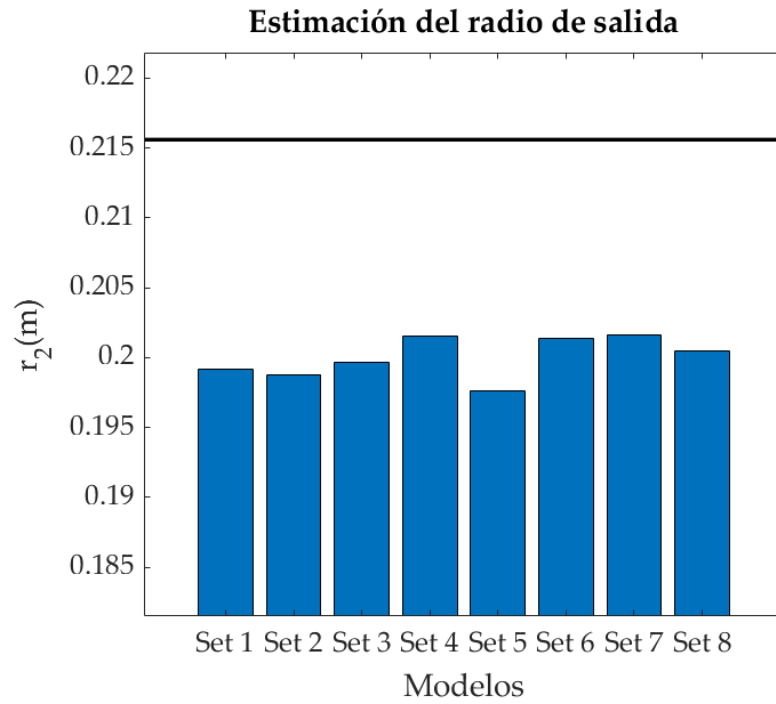


Figura 4.16 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del radio de salida del rodeté. i) línea negra continua: radio salida experimental.

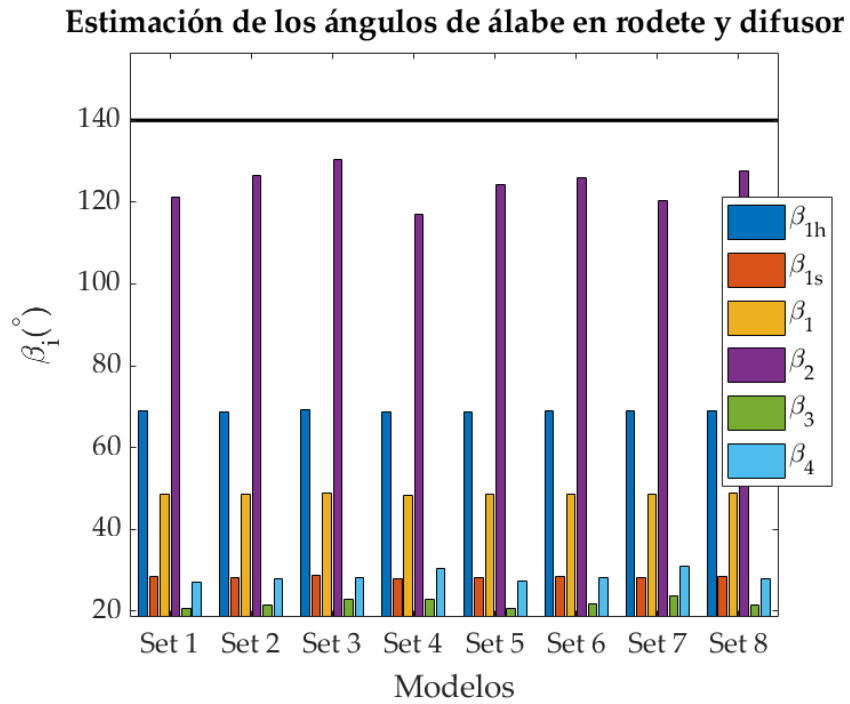


Figura 4.17 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de los ángulos de álabes del compresor. i) línea negra continua: valor experimental del ángulo de salida del rodeté.

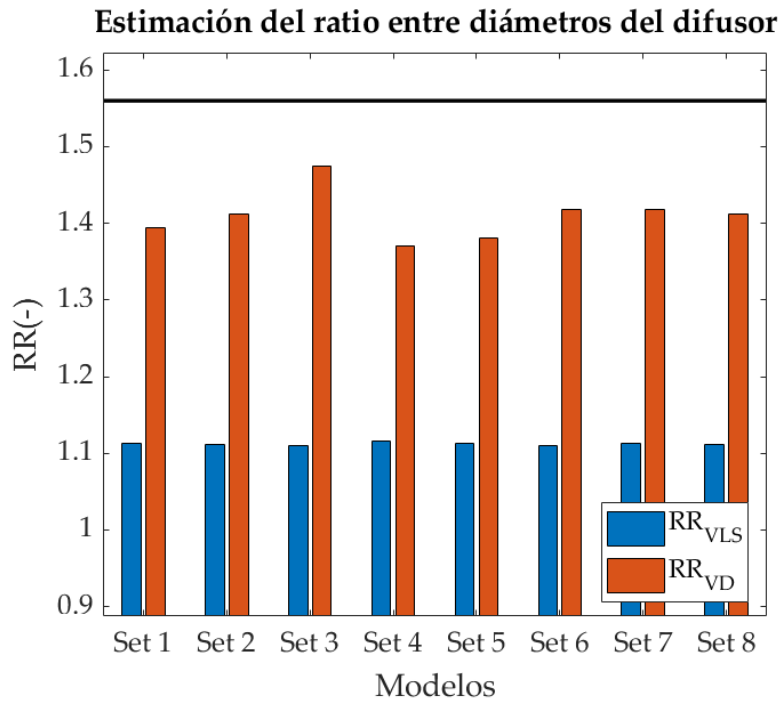


Figura 4.18 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor. i) línea negra continua: valor experimental de la relación entre diámetros del difusor con álabesl.

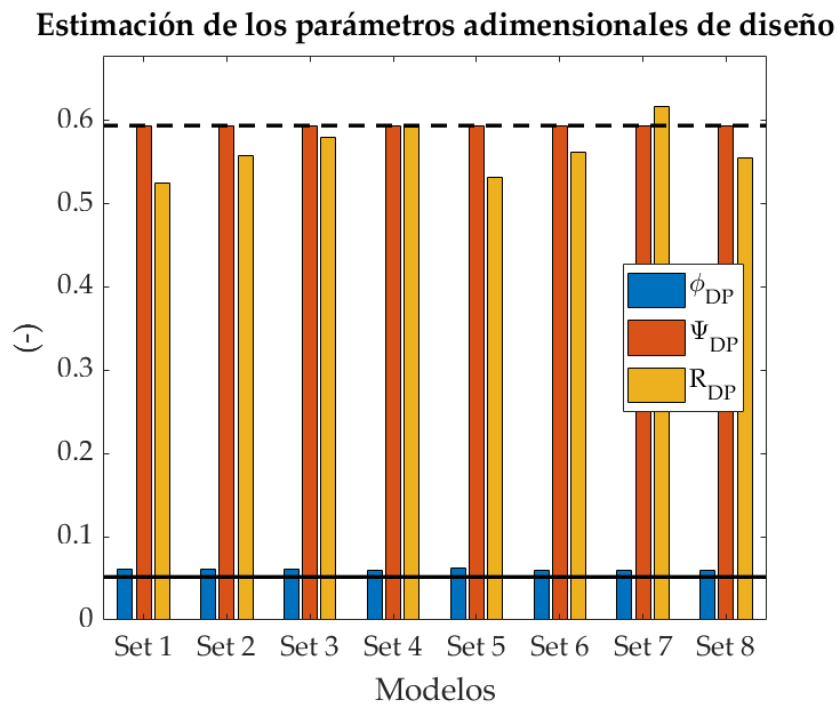


Figura 4.19 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete. i) línea negra continua: coeficiente de flujo de diseño ii) línea negra discontinua: coeficiente de flujo de diseño.

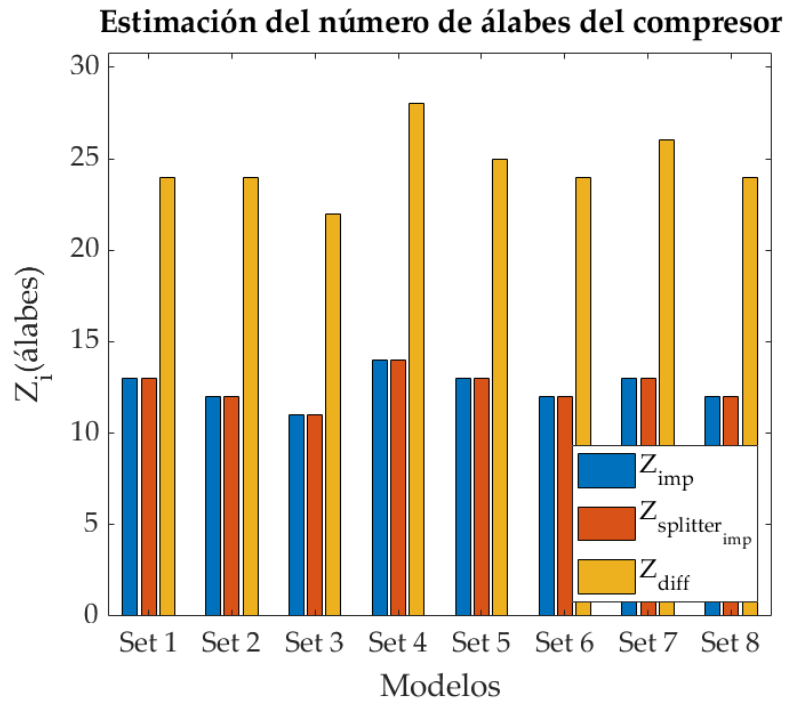


Figura 4.20 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor.

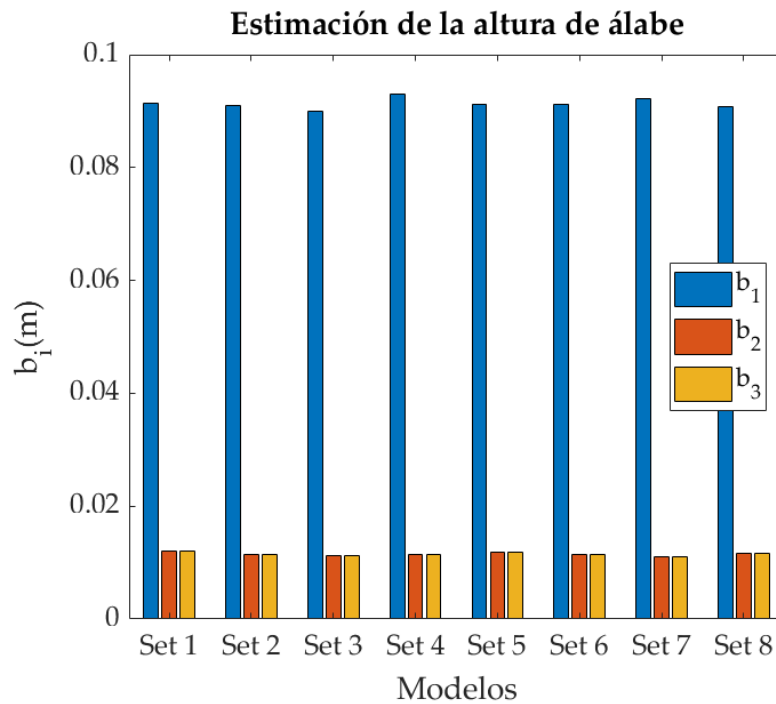


Figura 4.21 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de la altura del álabes a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor.

- **Caso 2: Difusor sin álabes**

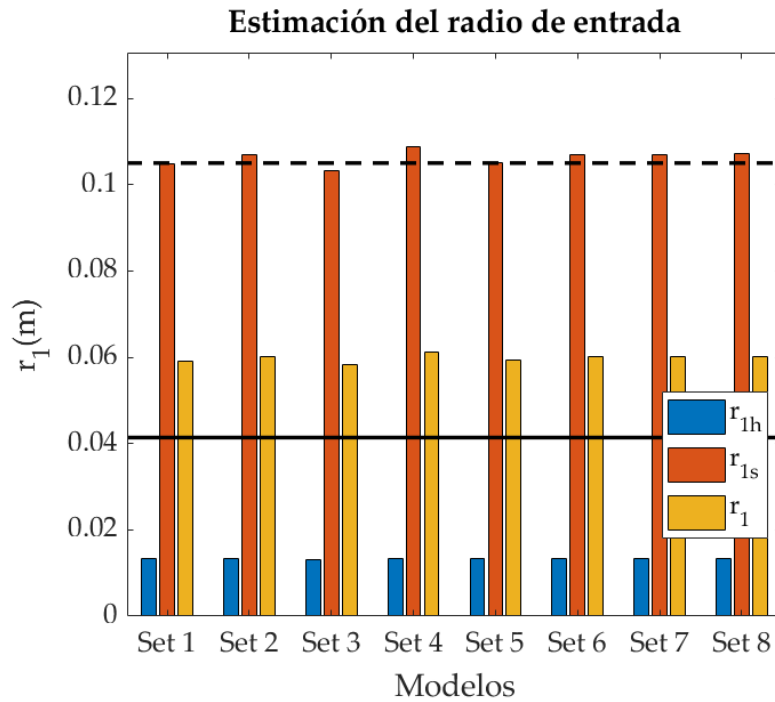


Figura 4.22 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del radio de entrada del rodete. i) línea negra continua: radio de raíz experimental ii) línea negra discontinua: radio de cabeza experimental .

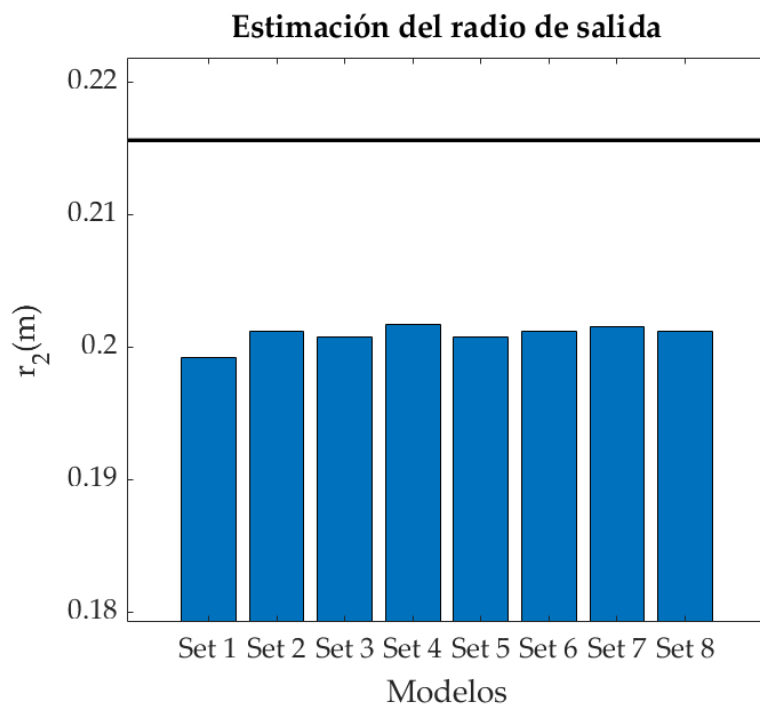


Figura 4.23 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del radio de salida del rodete. i) línea negra continua: radio salida experimental.

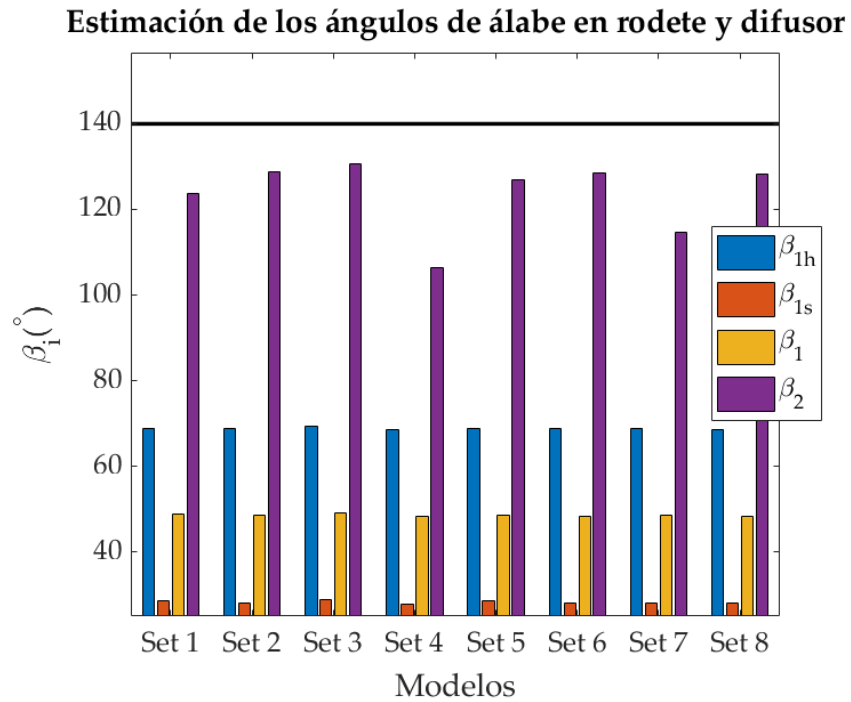


Figura 4.24 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor. i) línea negra continua: valor experimental del ángulo de salida del rodete.

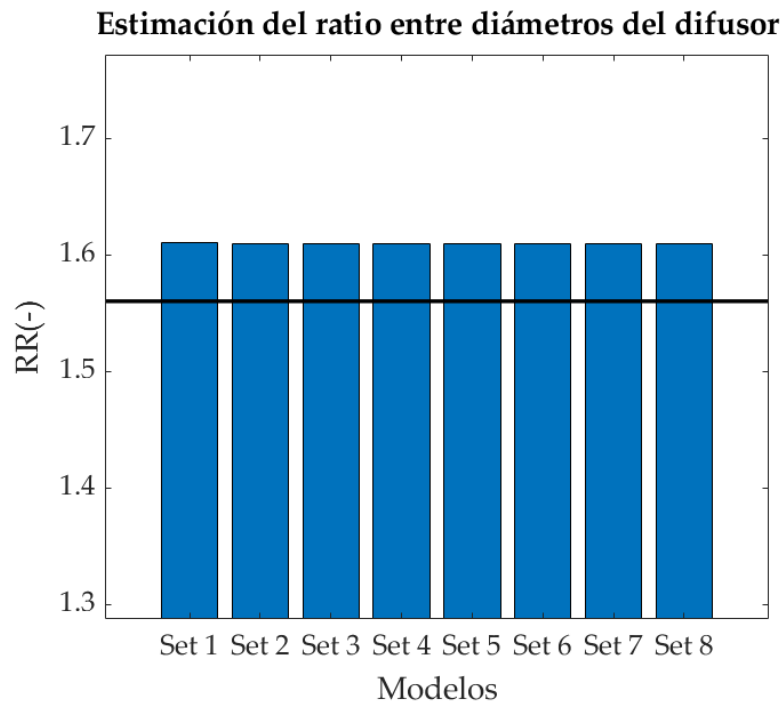


Figura 4.25 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor. i) línea negra continua: valor experimental de relación entre diámetros del difusor con álabes.

Estimación de los parámetros adimensionales de diseño

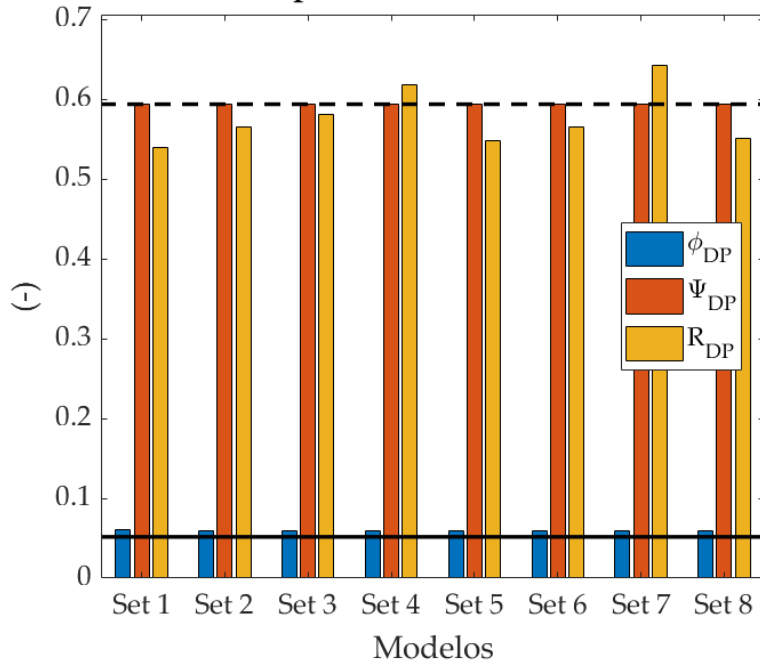


Figura 4.26 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete. i) línea negra continua: coeficiente de flujo de diseño ii) línea negra discontinua: coeficiente de flujo de diseño.

Estimación del número de álabes del compresor

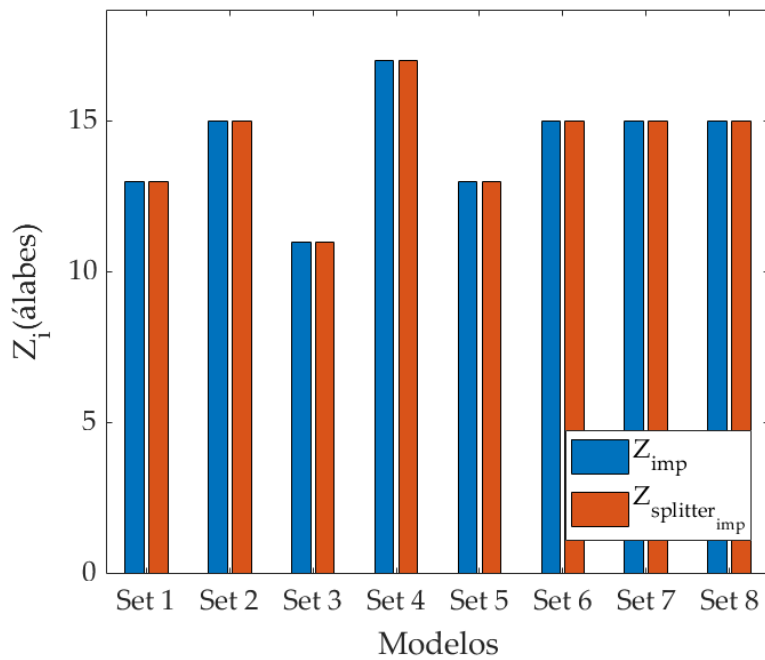


Figura 4.27 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor.

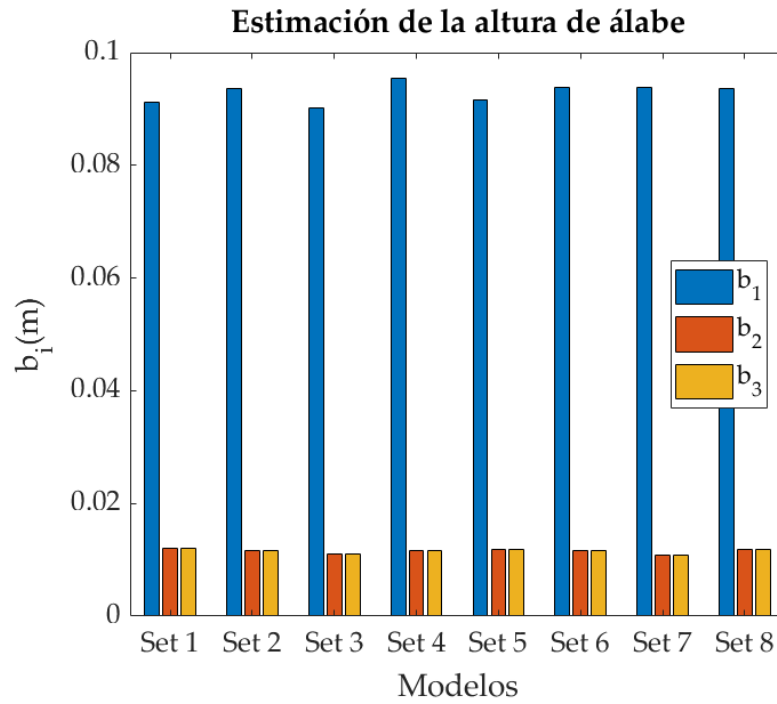


Figura 4.28 Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodetes y a la entrada y salida del difusor.

Compresor C

- Caso 1: Difusor con álabes

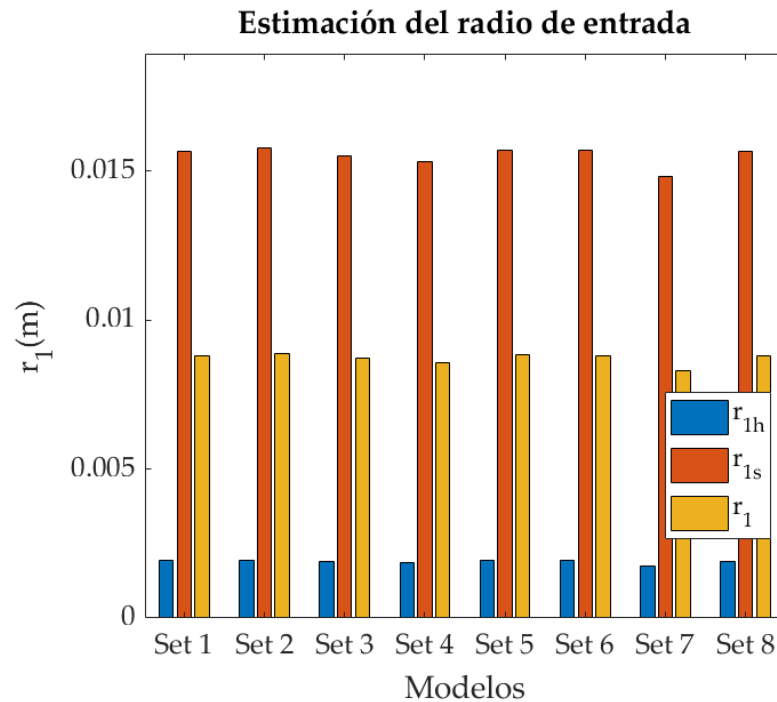


Figura 4.29 Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación del radio de entrada del rodetes.

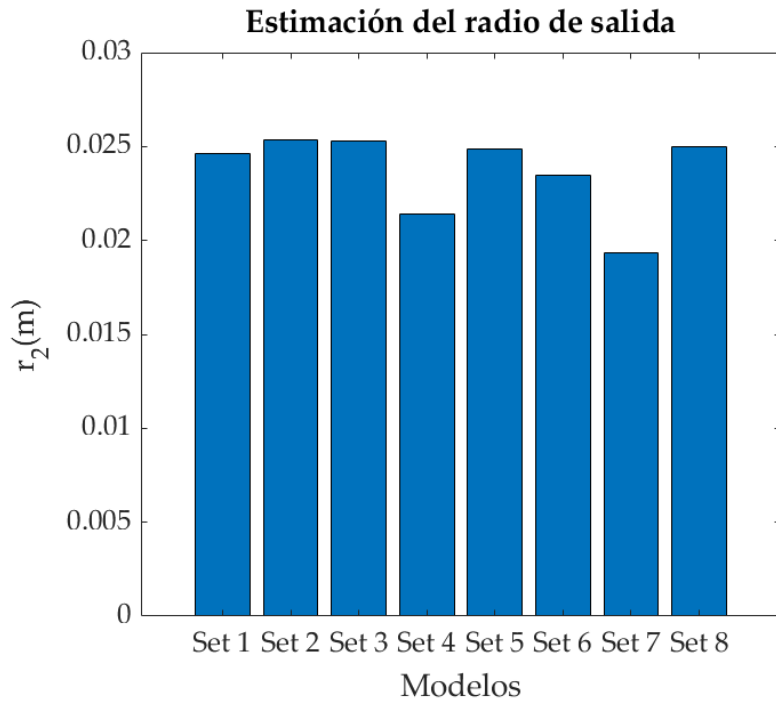


Figura 4.30 Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación del radio de salida del rodete.

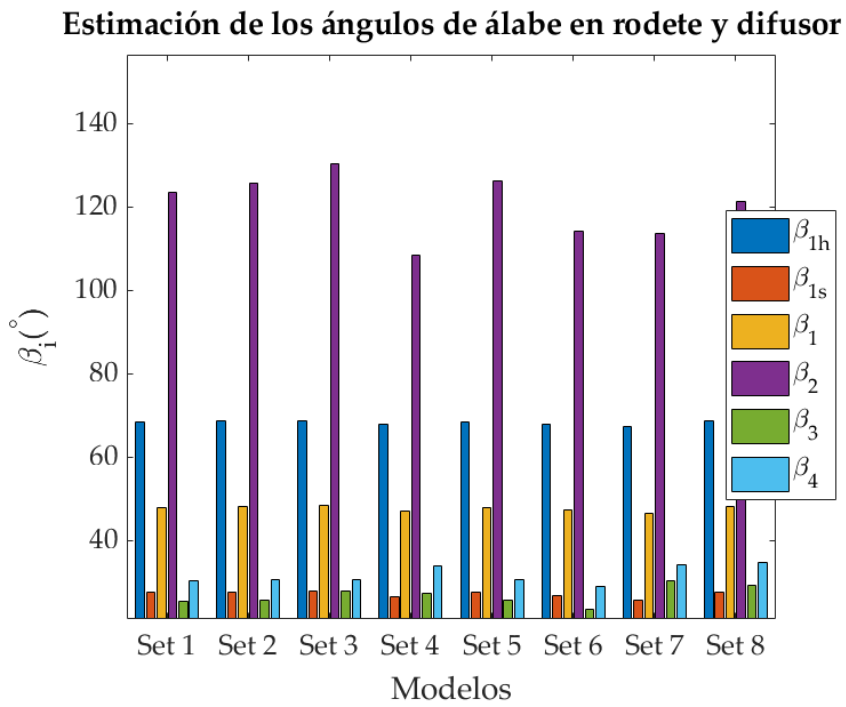


Figura 4.31 Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor.

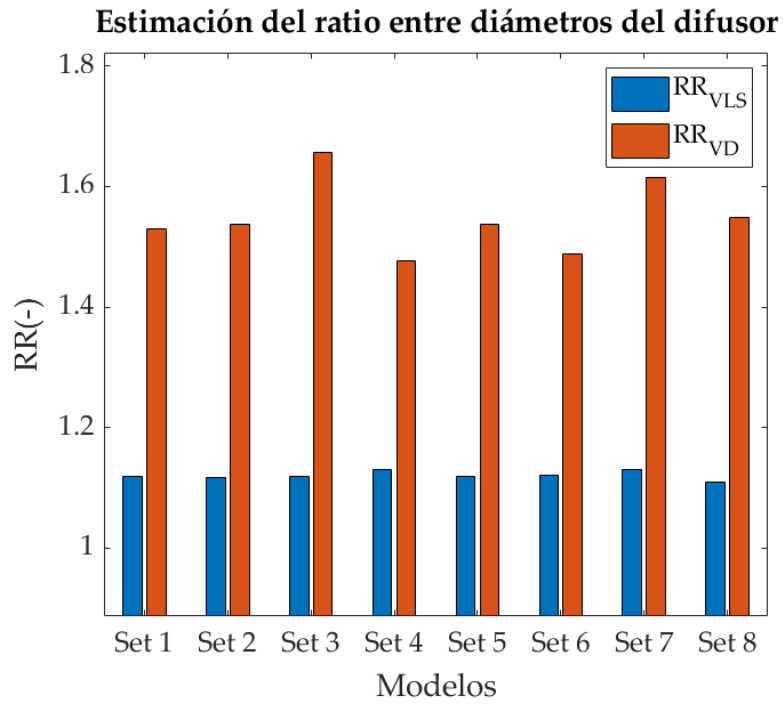


Figura 4.32 Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor.

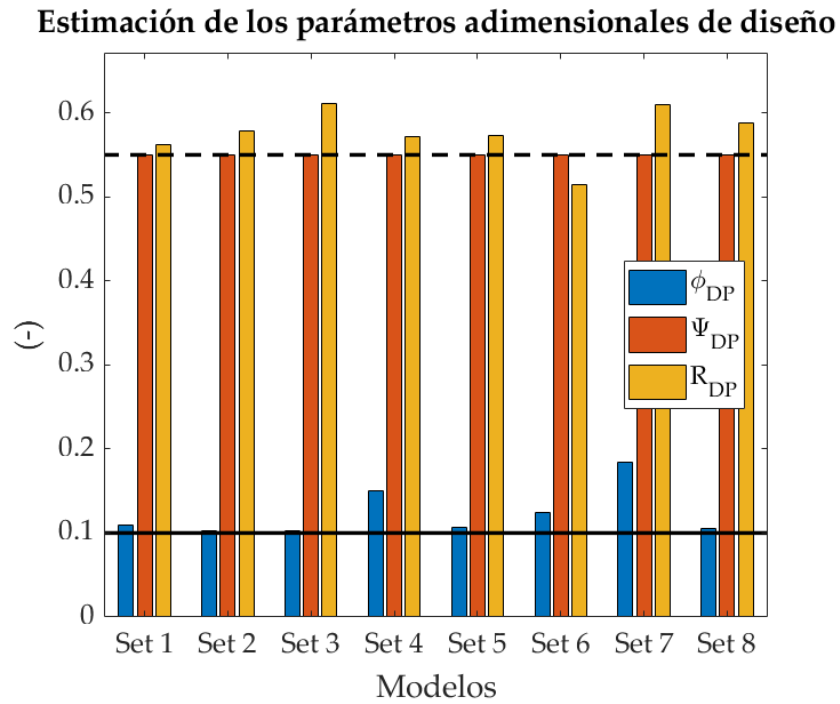


Figura 4.33 Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete.

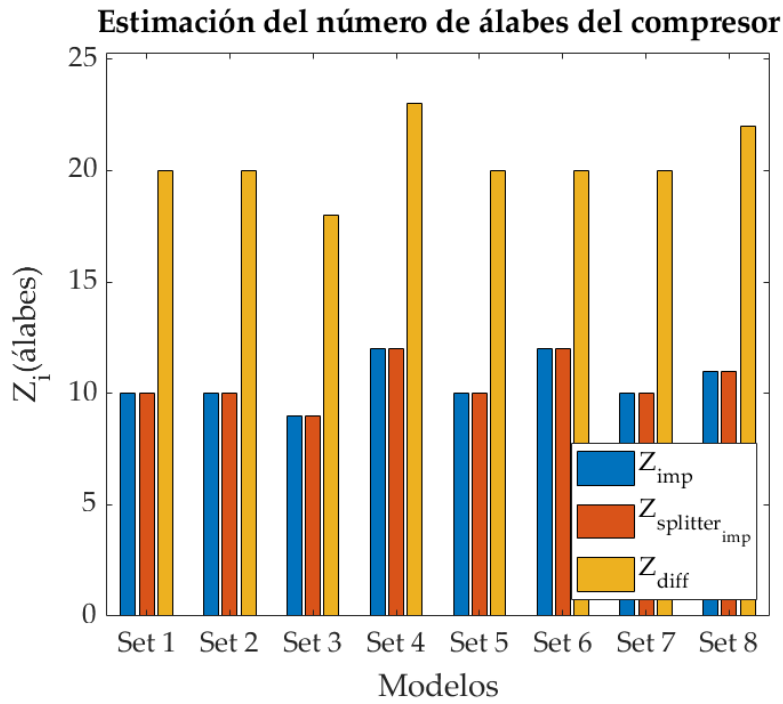


Figura 4.34 Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor.

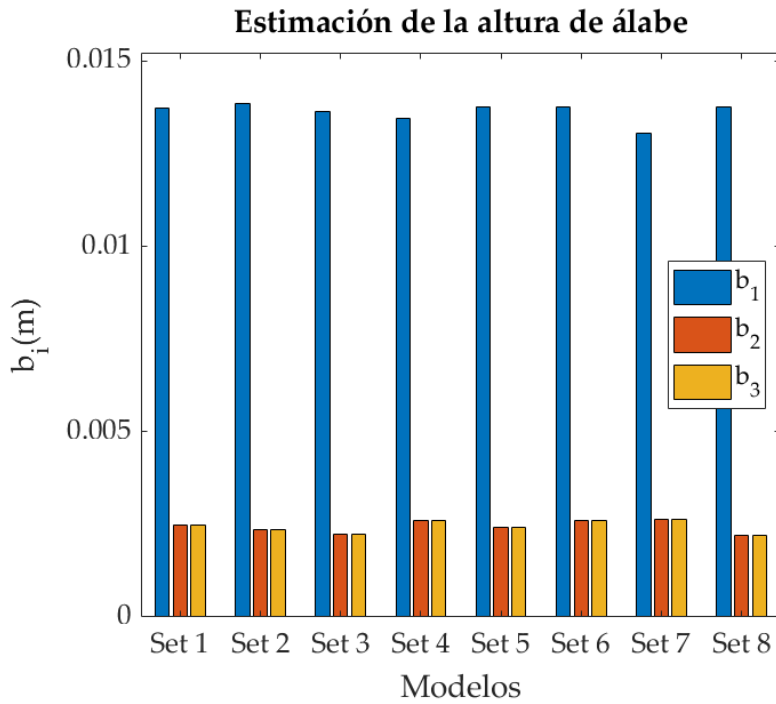


Figura 4.35 Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor.

- **Caso 2: Difusor sin álabes**

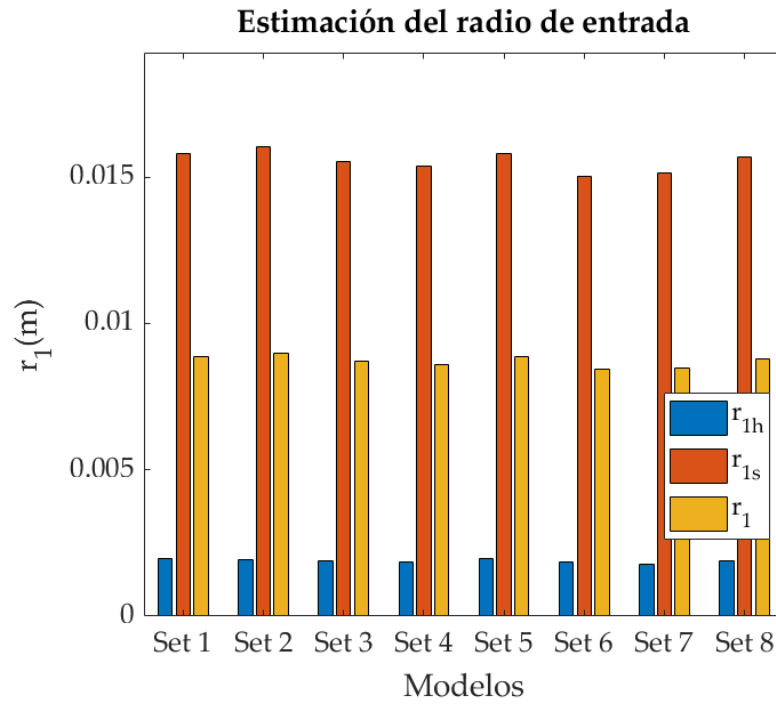


Figura 4.36 Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación del radio de entrada del rodete.

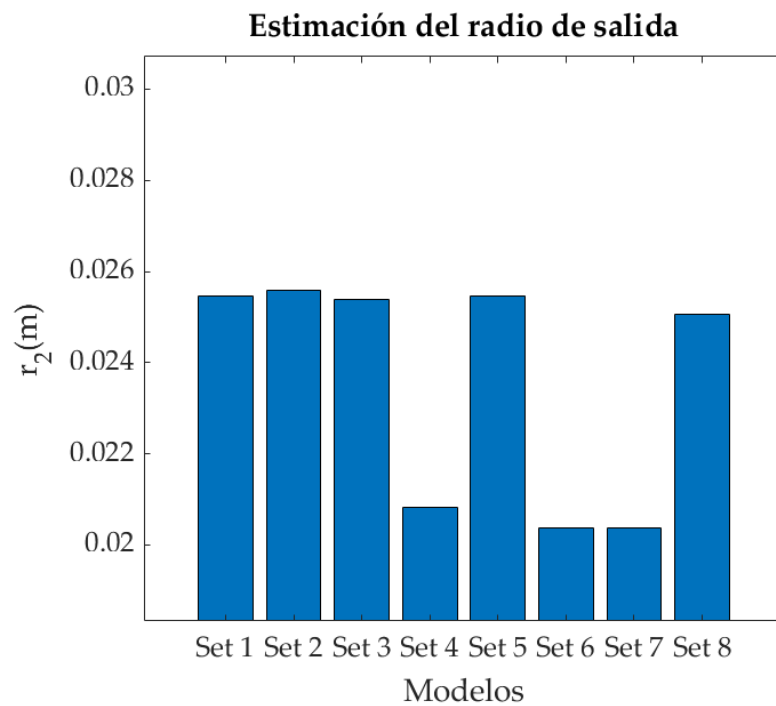


Figura 4.37 Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación del radio de salida del rodete.

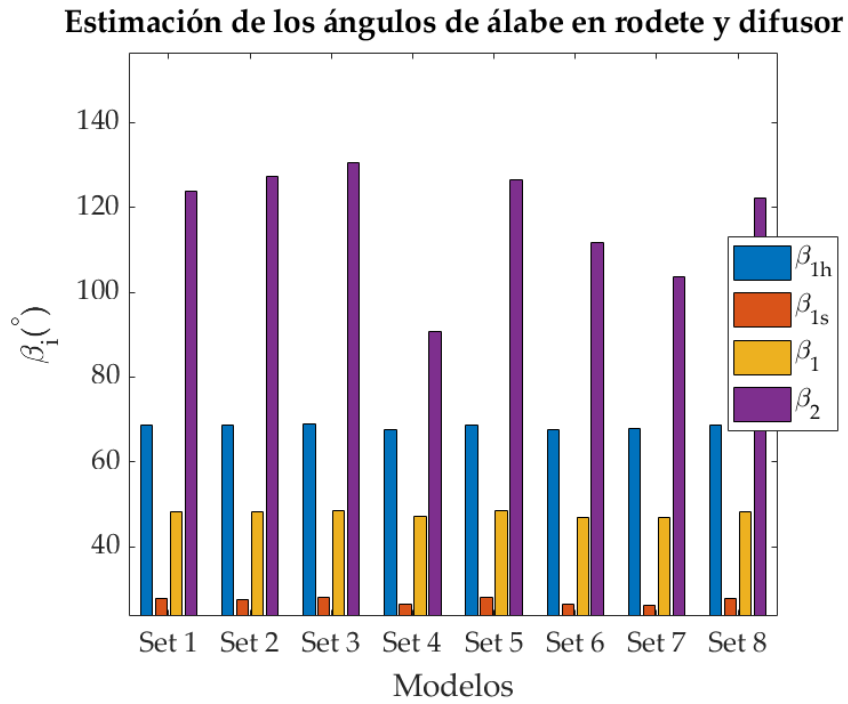


Figura 4.38 Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor.

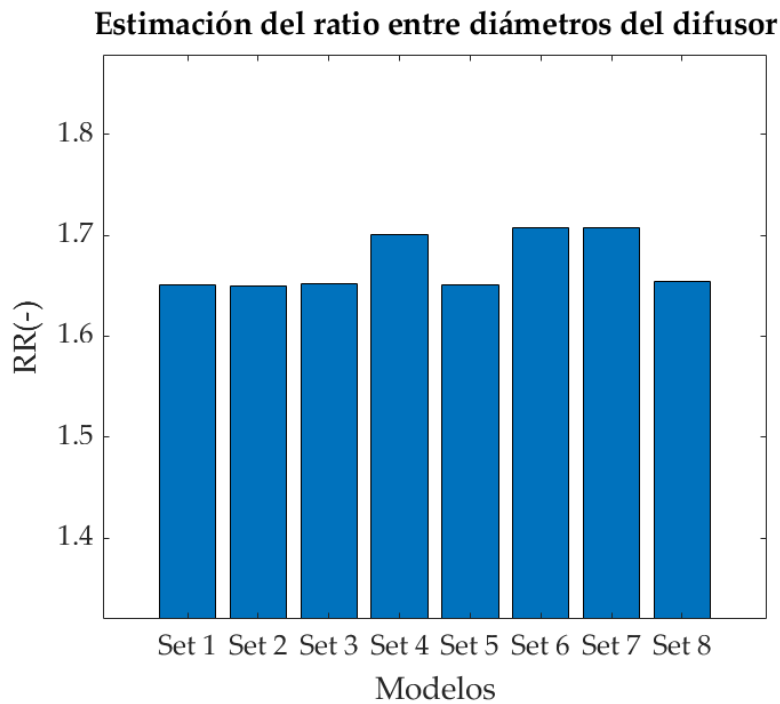


Figura 4.39 Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor.

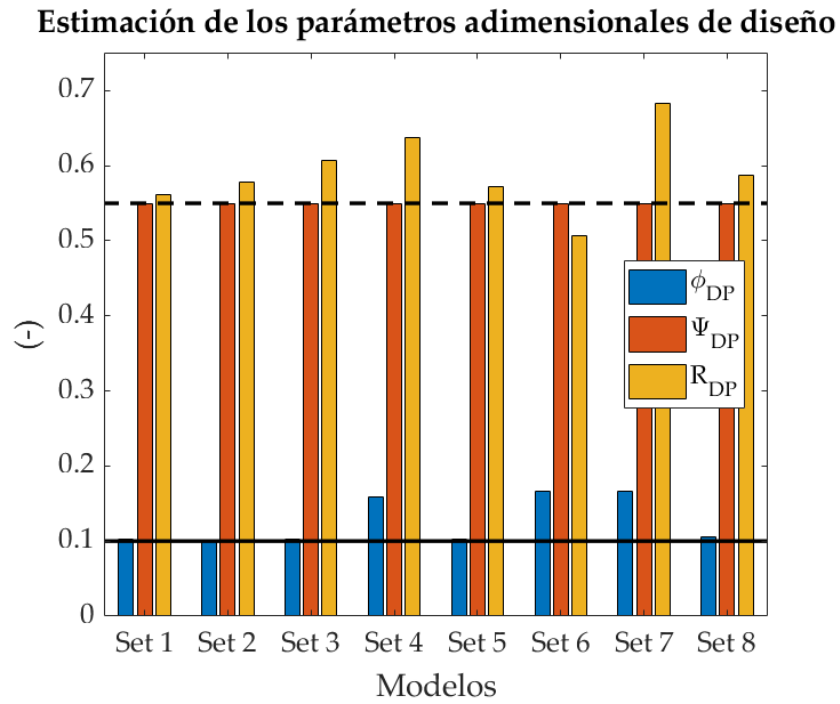


Figura 4.40 Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodeté.

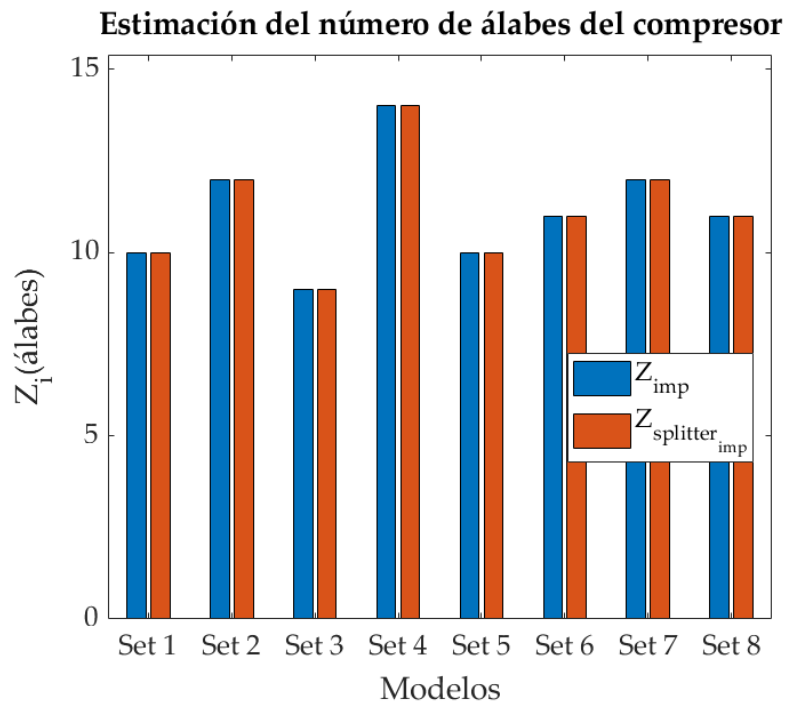


Figura 4.41 Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación del número de álabes en el rodeté y en el difusor.

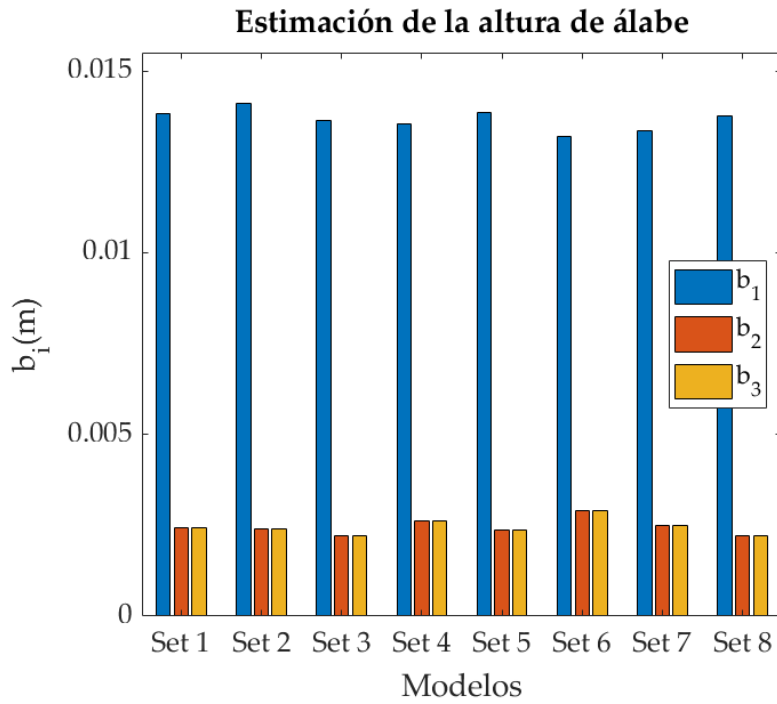


Figura 4.42 Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor.

Compresor D

- **Caso 1: Difusor con álabes**

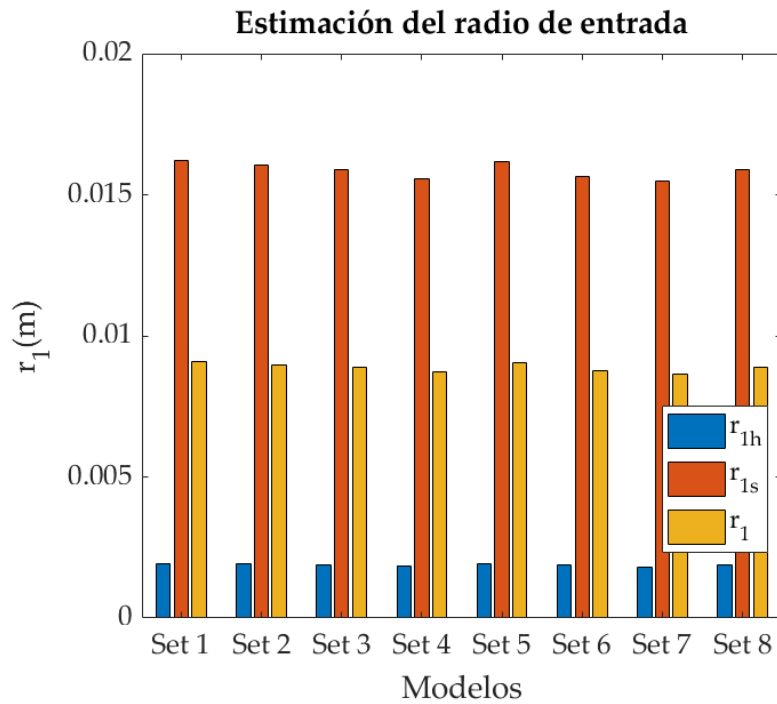


Figura 4.43 Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación del radio de entrada del rodete.

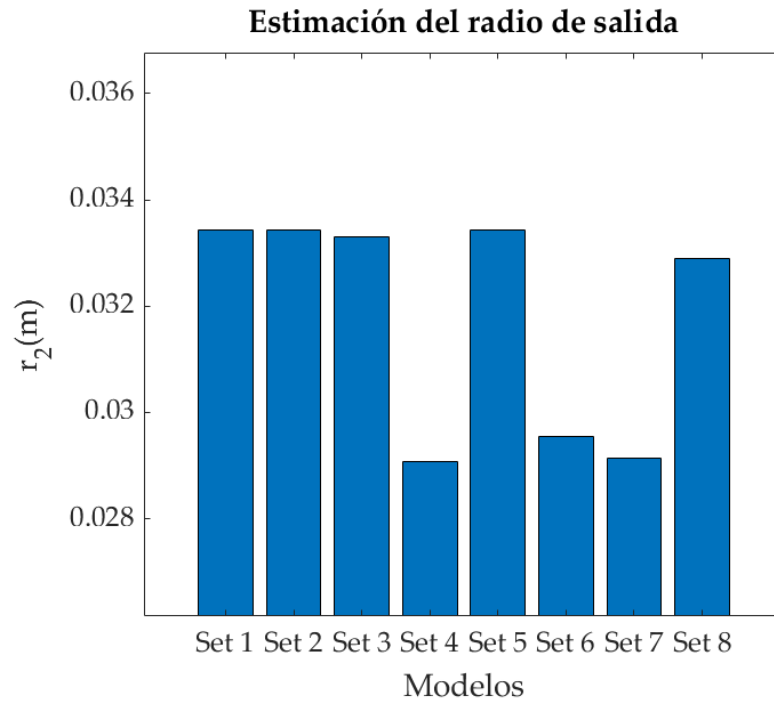


Figura 4.44 Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación del radio de salida del rodeté.

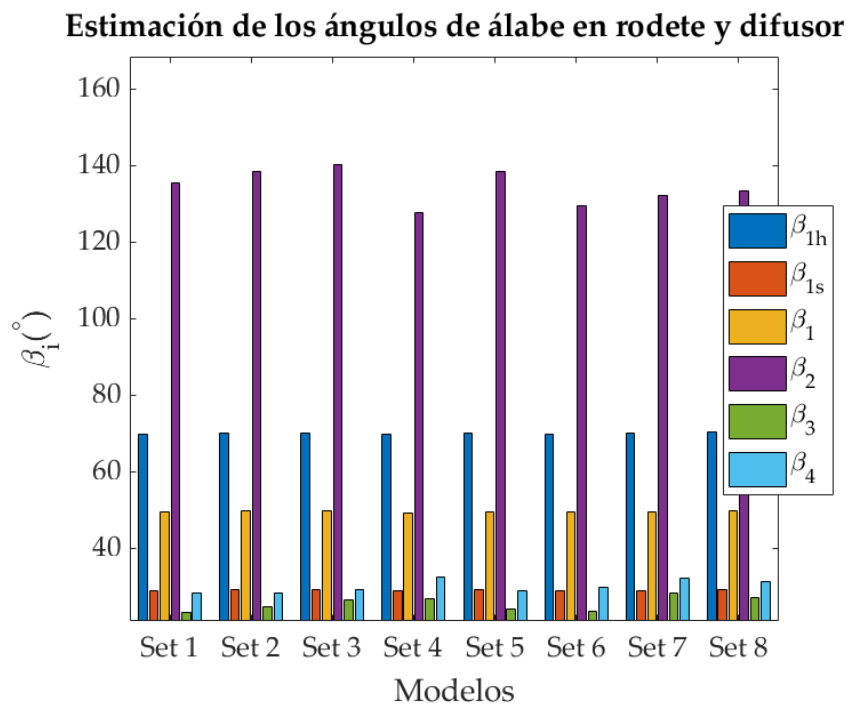


Figura 4.45 Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor.

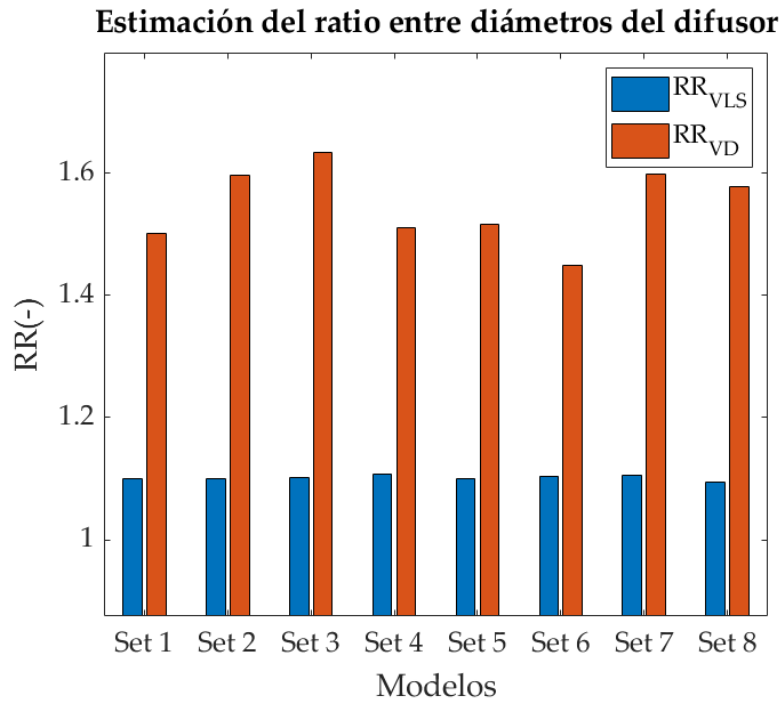


Figura 4.46 Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor.

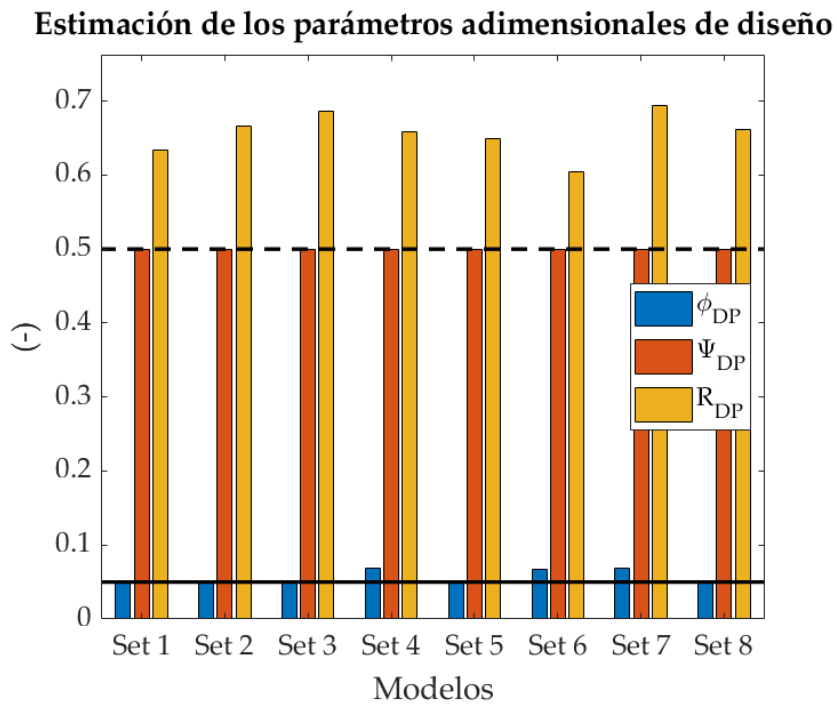


Figura 4.47 Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete.

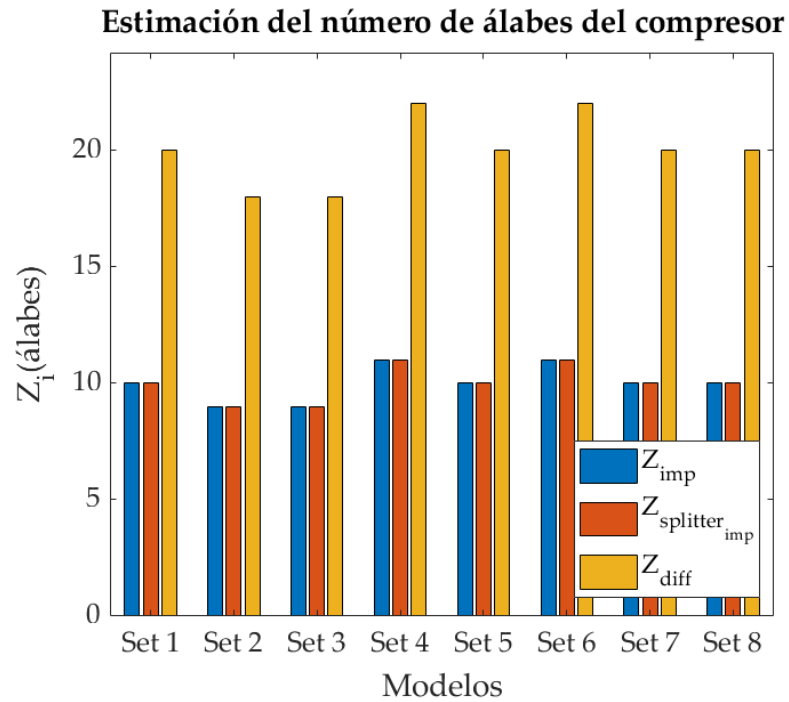


Figura 4.48 Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor.

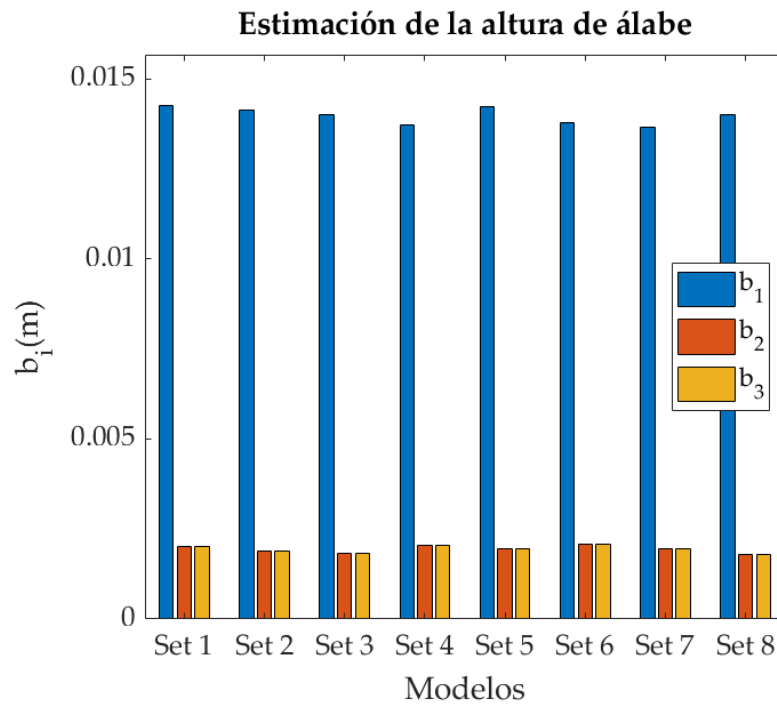


Figura 4.49 Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación de la altura del álabes a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor.

- **Caso 2: Difusor sin álabes**

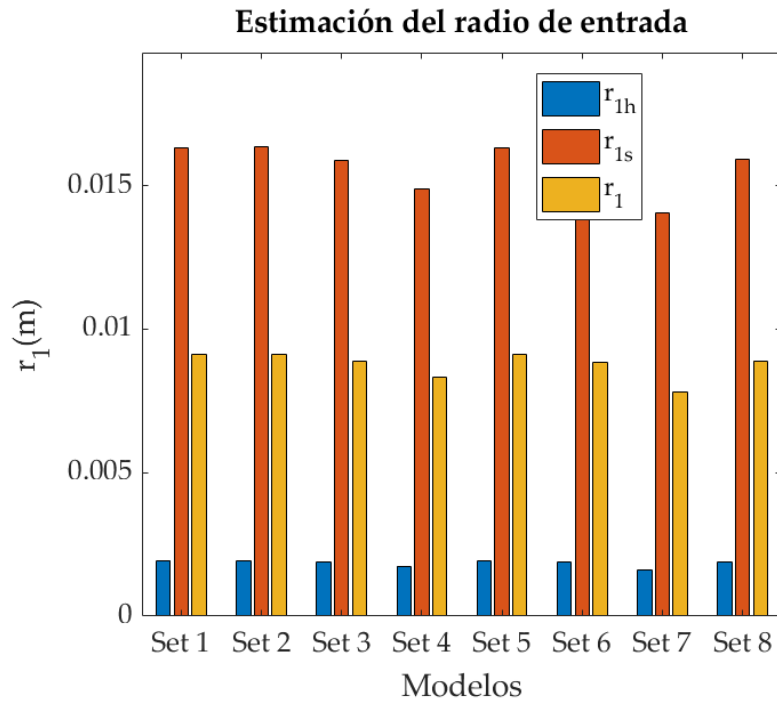


Figura 4.50 Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación del radio de entrada del rodetes.

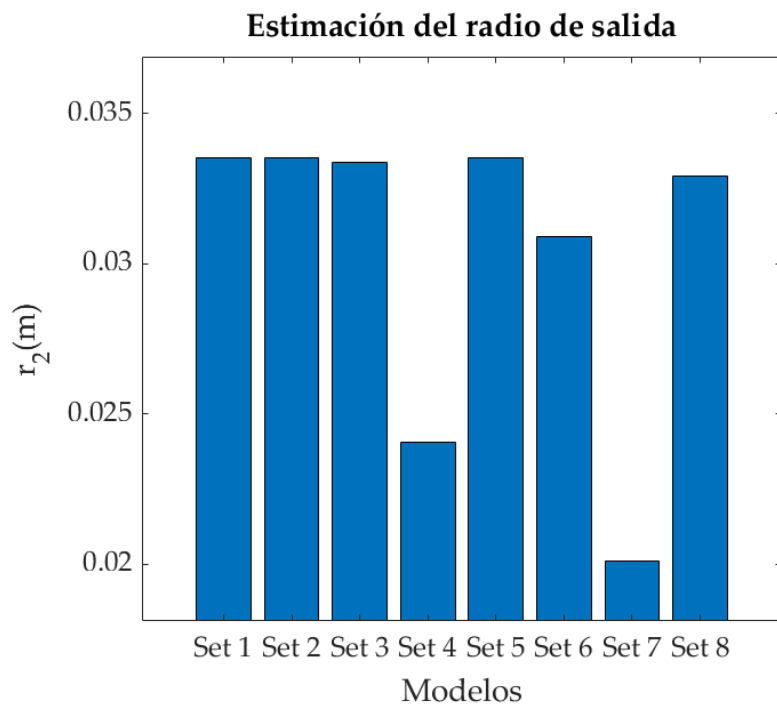


Figura 4.51 Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación del radio de salida del rodetes.

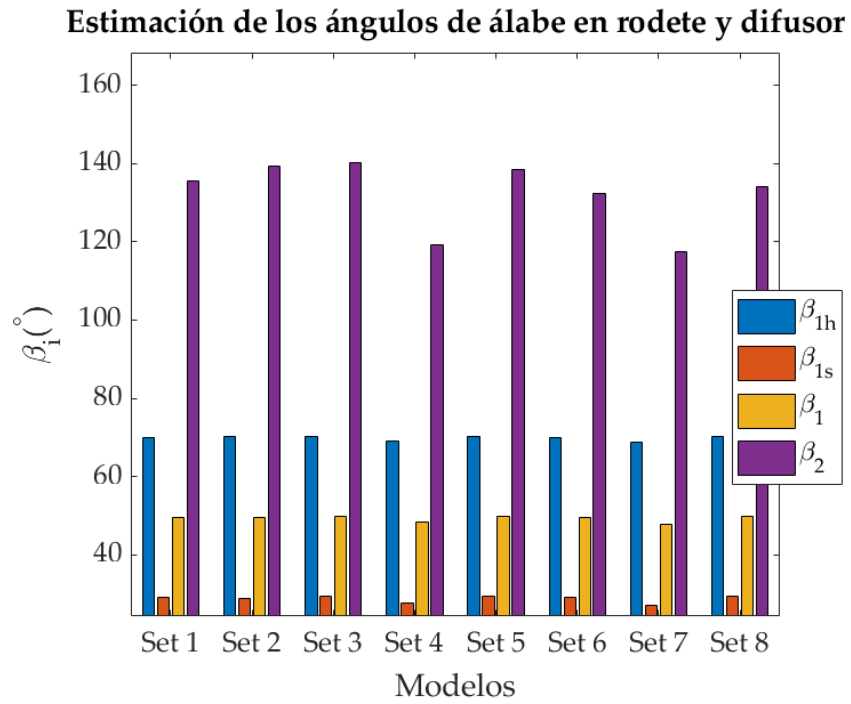


Figura 4.52 Condiciones de diseño D con difusor sin álabe. Estimación de los ángulos de álabe del compresor.

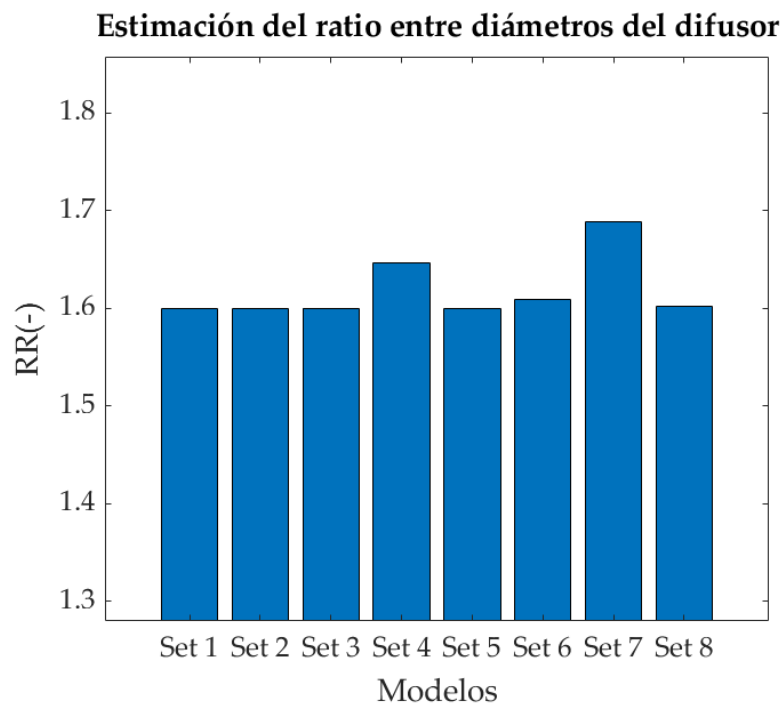


Figura 4.53 Condiciones de diseño D con difusor sin álabe. Estimación de la relación de diámetros del difusor.

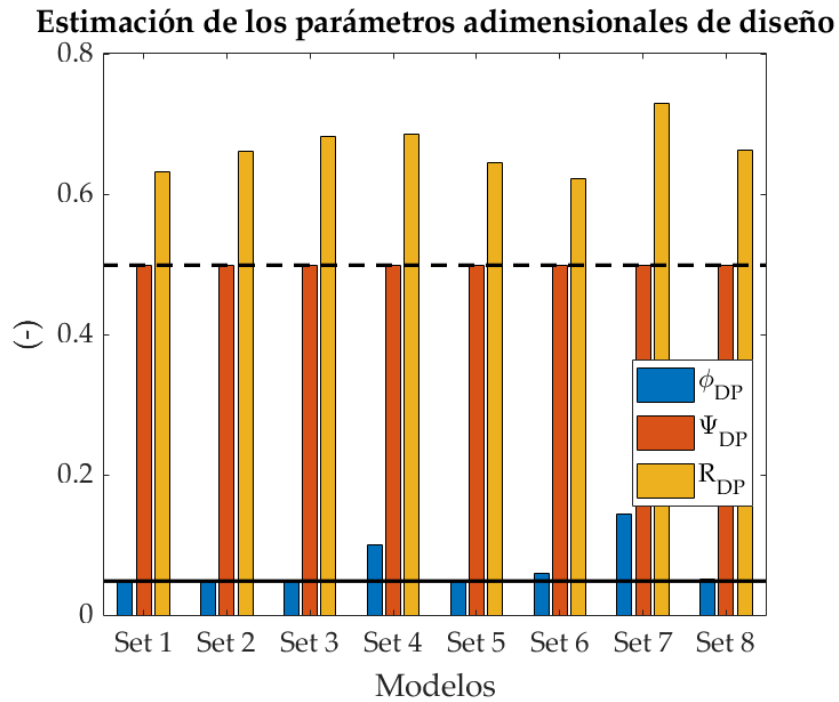


Figura 4.54 Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete. i) línea negra continua: coeficiente de flujo de diseño ii) línea negra discontinua: coeficiente de flujo de diseño.

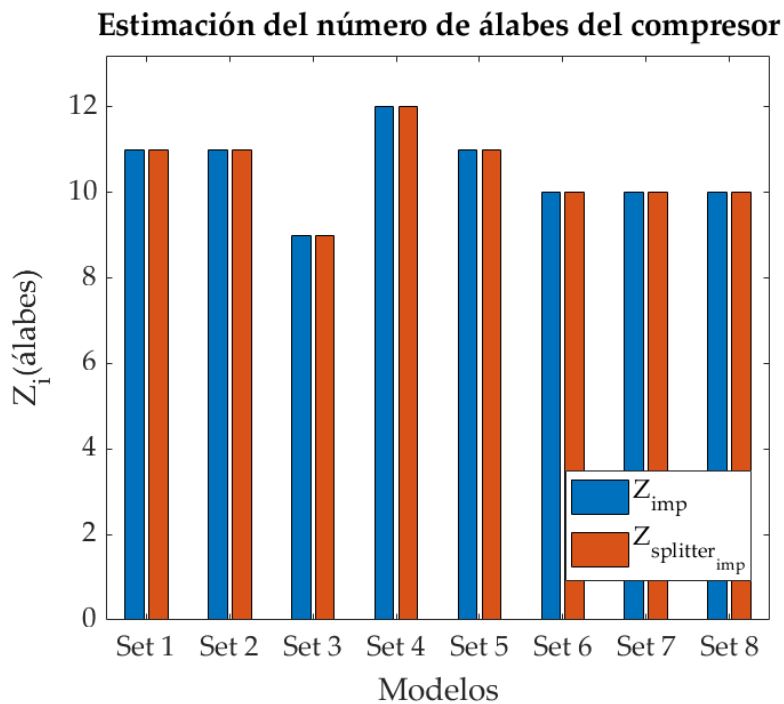


Figura 4.55 Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor.

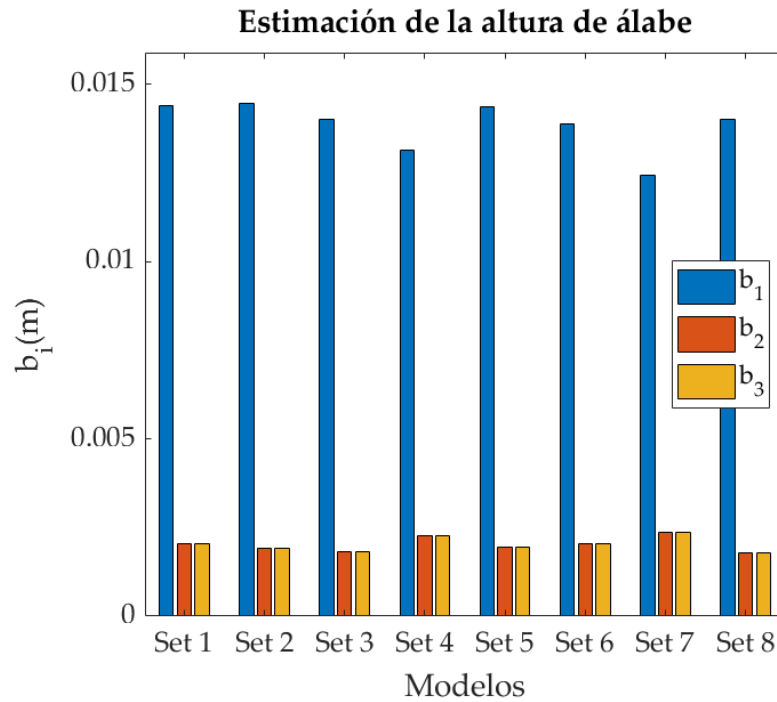


Figura 4.56 Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor.

4.1.2 Conclusiones del diseño geométrico

Una vez obtenidos los resultados de diseño geométrico, y comparando con el diseño experimental en el caso de las condiciones de diseño A y B [3, 4, 5], se puede extraer la siguiente información según los datos de los compresores extraídos de [3], que se encuentran en la Tabla 4.1:

En primer lugar, la estimación del radio de raíz a la entrada no es muy precisa, aunque realmente, este parámetro puede ser relativo al estar limitado por las tensiones mecánicas de los materiales, Ecuación 4.4, y afectado de un factor de seguridad, FS, que según lo conservador que sea dará un valor más grande o pequeño de este parámetro. Al no ser obtenerse analíticamente el mismo valor del radio de raíz (en comparación con el valor experimental), el radio de cabeza se verá afectado de forma que realmente habría que tener en cuenta el área a la entrada del rodete y no los valores de los radios exclusivamente; en lo que respecta a estos últimos, se puede comprobar que el error con respecto al diseño real es considerablemente alto. Una vez varía la sección de entrada al rodete, variarán consecuentemente los triángulos de velocidades y, por tanto, los ángulos de los álabes para los que se obtiene errores de cierta importancia como se puede ver en los resultados mostrados. Es curioso que el error en el cálculo del radio de salida del rodete sea mayor en el compresor B [3, 5], influido principalmente por la relación de compresión del compresor que, al variar ligeramente según el modelo y respecto a la de diseño, afecta al parámetro $\Delta h_{t,is}$, viéndose modificado por el mismo motivo el coeficiente de flujo. Al no haberse encontrado información sobre la altura de los álabes ni sobre el número de álabes de rodete y difusor, no puede valorarse la estimación sobre estos parámetros de diseño.

$$D_{e,je,min} = \sqrt[3]{\frac{16W_{mech}}{\pi\omega_{DP}\tau}} \implies r_{1h} = FS \frac{D_{e,je,min}}{2} \quad (4.4)$$

Observando ahora las estimaciones de diseño desde un punto de vista puramente comparativo se demuestra la importancia de utilizar un modelo de correlaciones fiable para realizar una primera estimación del diseño de una turbomáquina, no solo por las ligeras variaciones en la relación de diámetros del rodete o difusor sino por las variaciones que se originan en el ángulo de los álabes. Esto afecta al comportamiento del compresor y, además, teniendo en cuenta el proceso de difusión que se produce a lo largo del compresor, una deflexión del álabe elevada puede ocasionar desprendimiento de la capa límite de forma local o global, perjudicando la estabilidad de funcionamiento. Por otro lado, se observa que en la mayoría de los casos el número de álabes

no es igual entre los diferentes diseños, variando este número al usar distintos modelos correlaciones. Estos dos parámetros afectan principalmente al coste económico de rodete y a la complejidad de fabricación del mismo.

4.1.3 Análisis termodinámico

Para el análisis termodinámico de los compresores diseñados se han analizado los siguientes gráficos:

- **Gráfico 1: Rendimiento total a total estimado**

Esta gráfica muestra la estimación del rendimiento total a total del compresor para los diferentes modelos de pérdidas, siendo este rendimiento calculado como sigue:

$$\eta_{tt} = \frac{h_{t5,ss} - h_{t1}}{h_{t5} - h_{t1}} \quad (4.5)$$

- **Gráfico 2: Pérdida de entalpía del compresor según su origen**

Se mostrará qué tipo de pérdida, interna, parásita o en el difusor, ya sea con álabes o sin álabes, tiene mayor peso en cada modelo para los diferentes compresores. Está directamente relacionada con el rendimiento y, como se verá más adelante, a peor estimación de las pérdidas, peor estimación del rendimiento. Este porcentaje se ha calculado como sigue:

$$\Delta H_i(\%) = \frac{\Delta H_i}{\Delta H_{euler} + \Delta H_{par}} 100 \quad (4.6)$$

Se verá que, en los casos en que las pérdidas en el difusor sean altas, el rendimiento será menor ya que este elemento tiene peor rendimiento que el rodete y, por tanto, una mayor pérdida en este el difusor supondrá un menor rendimiento de forma global en el compresor.

- **Gráfico 3: Coeficiente de deslizamiento**

Al haberse utilizado diferentes modelos de coeficiente de deslizamiento, se mostrará la estimación que realizan los diferentes modelos para el mismo compresor.

- **Gráfico 4: Peso de los principales mecanismos de pérdidas sobre el coeficiente de pérdida de presión de remanso**

En este gráfico, se mostrará qué tanto por ciento, respecto al coeficiente de pérdida de remanso total, supone cada mecanismo de pérdida interna que existe en el rodete. Se recuerda que en el modelo de Aungier, este parámetro se calcula como sigue:

$$\bar{\omega}_{rot} = \sum \bar{\omega}_{rot} = \bar{\omega}_{inc} + \bar{\omega}_{dif} + \bar{\omega}_{CH} + \bar{\omega}_{sf} + \bar{\omega}_{BL} + \bar{\omega}_{HS} + \bar{\omega}_{\lambda} + \bar{\omega}_{mix} + \bar{\omega}_{cl} + \bar{\omega}_{cr} \quad (4.7)$$

Al no utilizar una parte de los modelos presentados, a excepción del de Aungier, las pérdidas por difusión, por bloqueo aerodinámico y por distorsión del flujo no se han tenido en cuenta en los resultados para poder analizar de forma más efectiva la diferencia entre cada mecanismo en función de la correlación.

- **Gráfico 5: Desglose del coeficiente de carga del rodete**

Se ha analizado el coeficiente de carga del rodete, I , con el fin de observar cómo varía para cada modelo ya que tiene un efecto directo sobre la capacidad de absorber trabajo del compresor. Se recuerda que este coeficiente se define como sigue:

$$I = I_B + I_{par} = I_B + I_{df} + I_r + I_L \quad (4.8)$$

Para obtener unos resultados más fáciles de analizar, ya que $I_B \gg I_{par}$, en las gráficas se mostrará el valor de coeficiente de trabajo del álabe, I_B , dividido por 10, de forma que aún se observa la fuerte dependencia de este factor y a la vez se puede ver cómo varían las pérdidas parásitas.

- **Gráfico 6: Pérdida de presión de remanso en los álabes guía**

Este gráfico muestra cómo varía la pérdida de presión de remanso a la entrada del compresor a través de los álabes guía. Al estar estudiándose el caso de diseño, el flujo entra al rodete de forma casi axial

de forma que esta pérdida existe por la propia presencia de los álabes pero no porque estén actuando con el fin de mejorar las prestaciones del compresor.

Compresor A [3, 4]

- **Caso 1: Difusor con álabes**

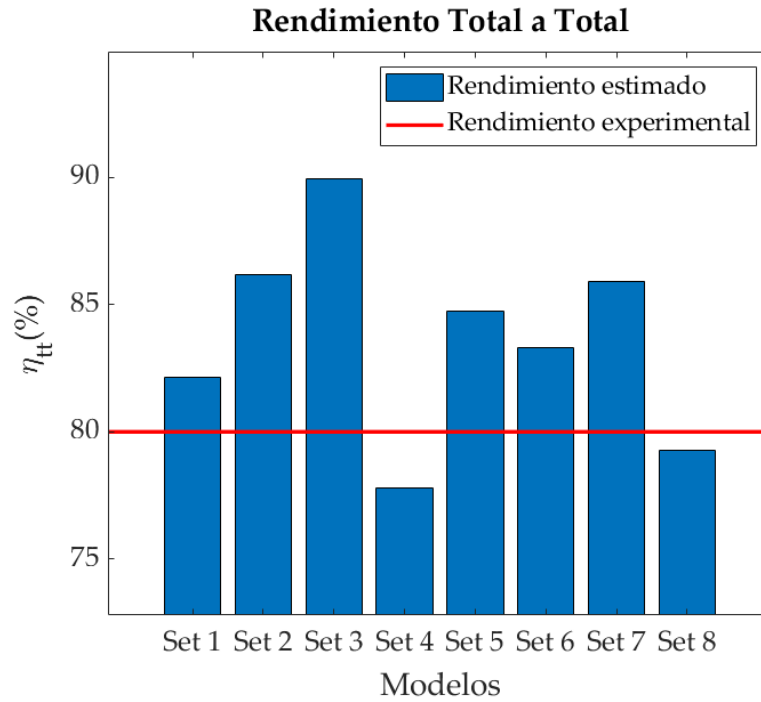


Figura 4.57 Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes.

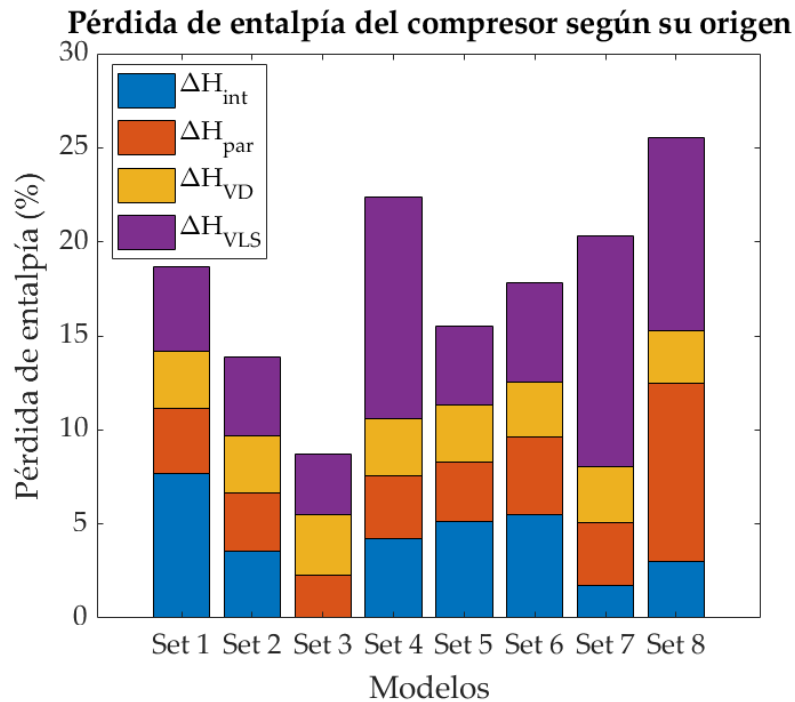


Figura 4.58 Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes.

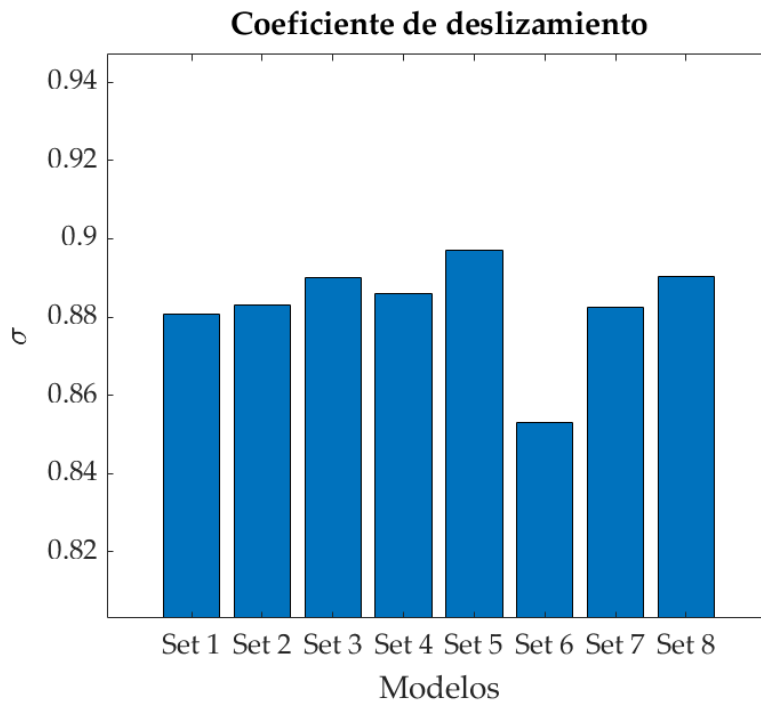


Figura 4.59 Coeficiente de deslizamiento: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes.

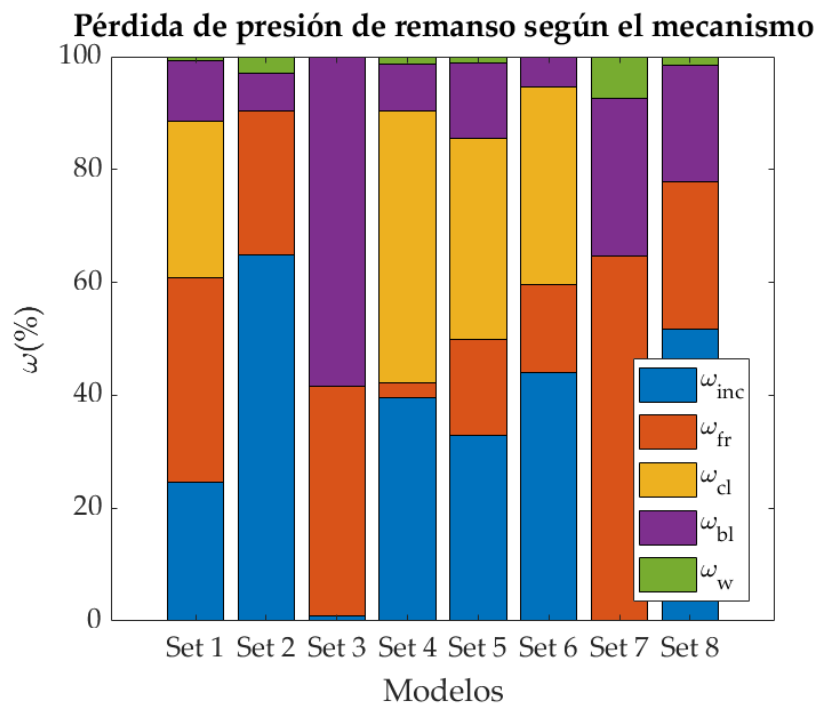


Figura 4.60 Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes.

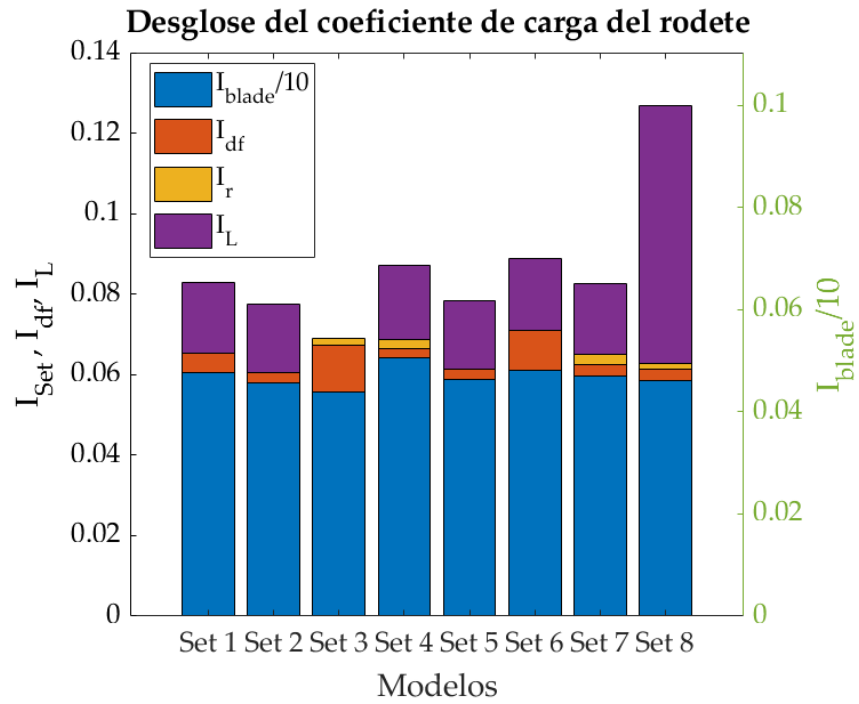


Figura 4.61 Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes.

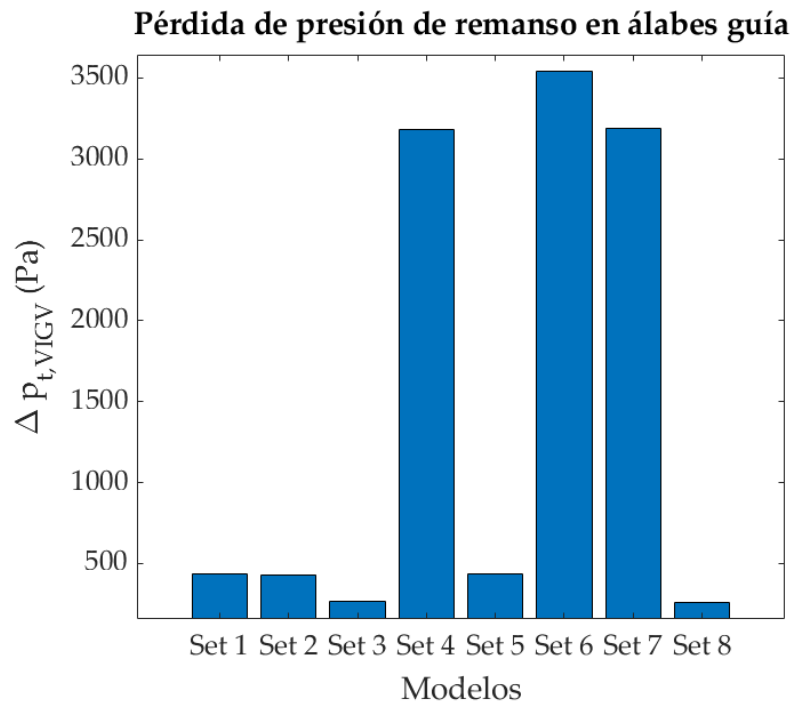


Figura 4.62 Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes.

- Caso 2: Difusor sin álabes

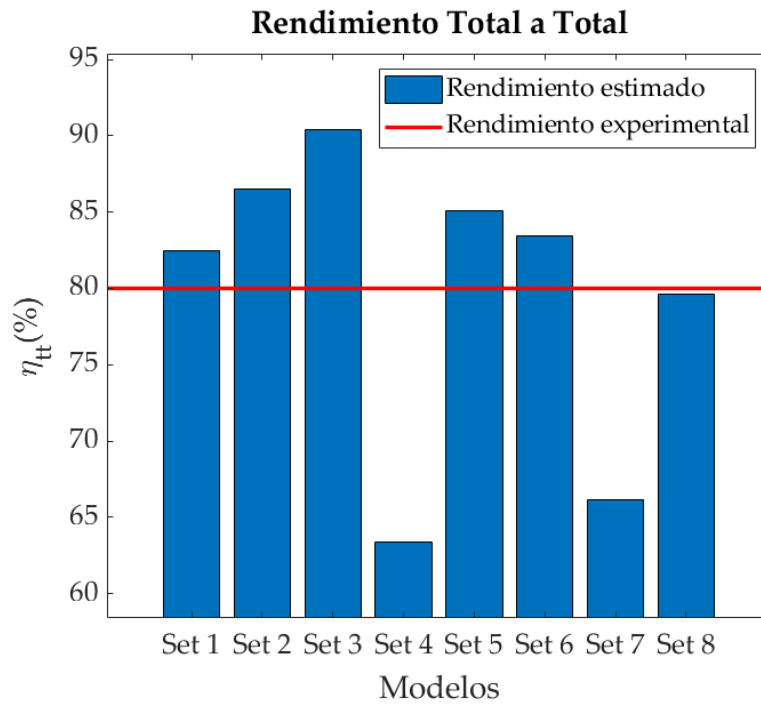


Figura 4.63 Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes.

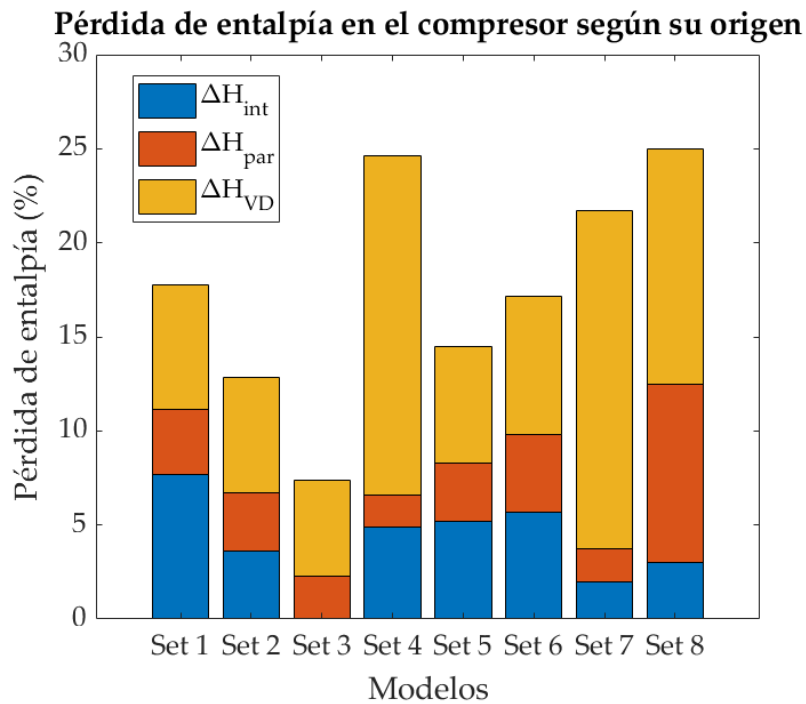


Figura 4.64 Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes.

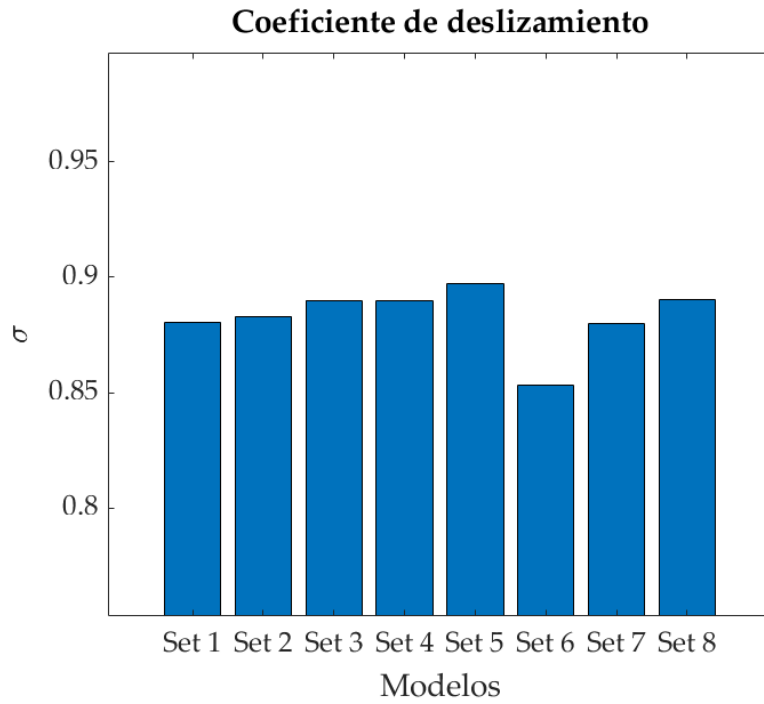


Figura 4.65 Coeficiente de deslizamiento: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes.

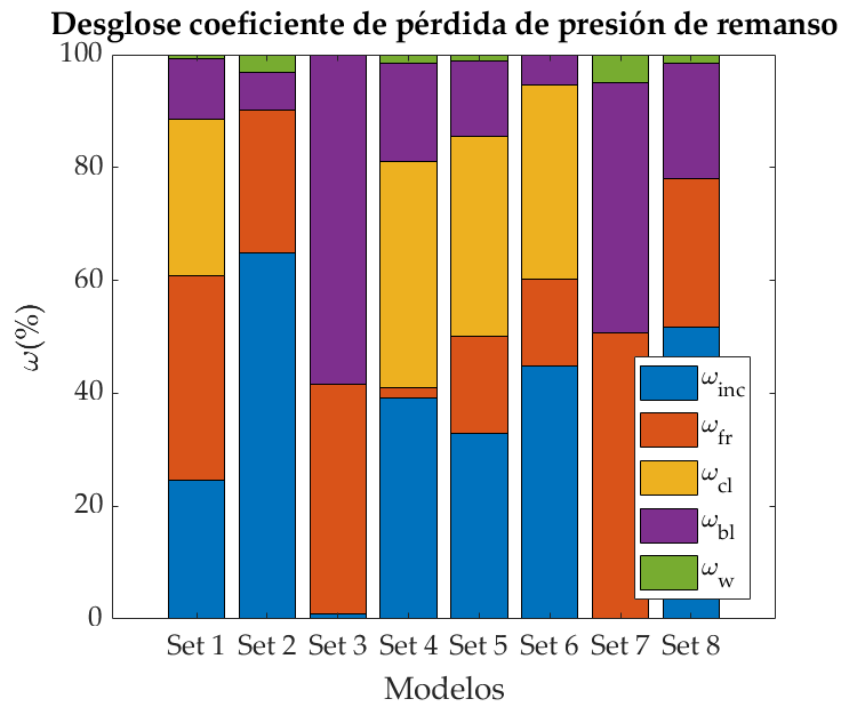


Figura 4.66 Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes.

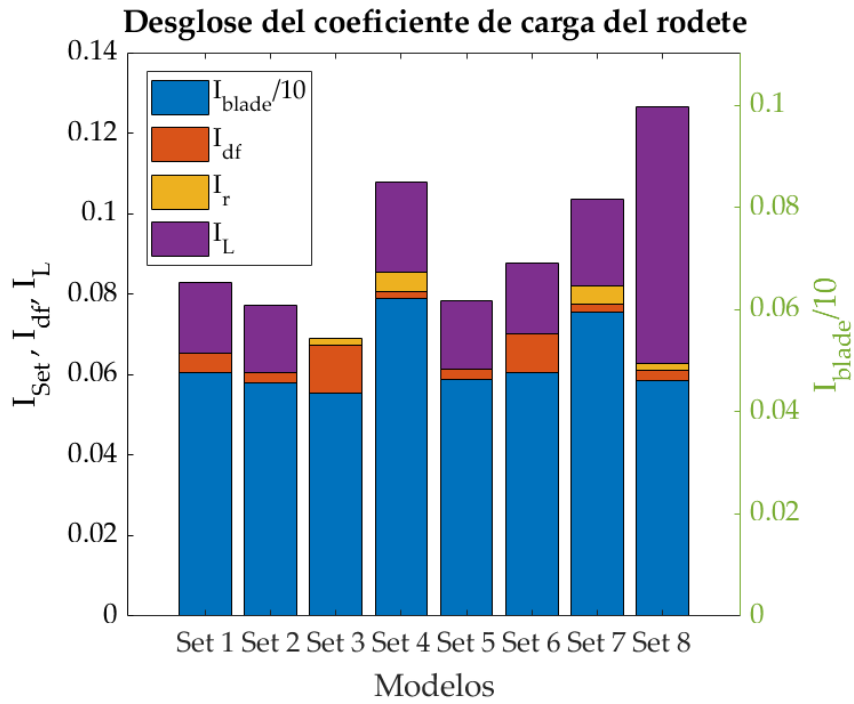


Figura 4.67 Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes.

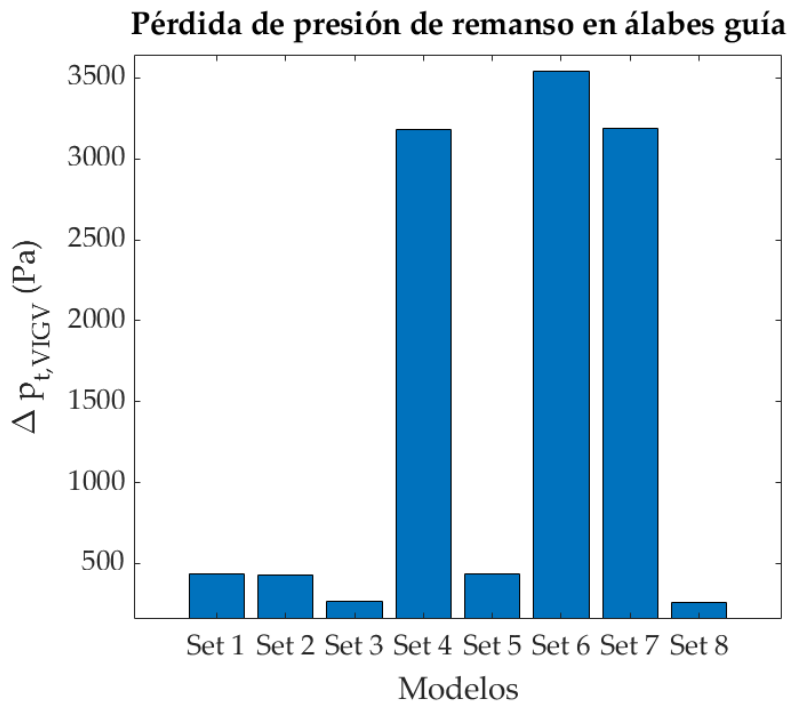


Figura 4.68 Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes.

Compresor B [3, 5]

- Caso 1: Difusor con álabes

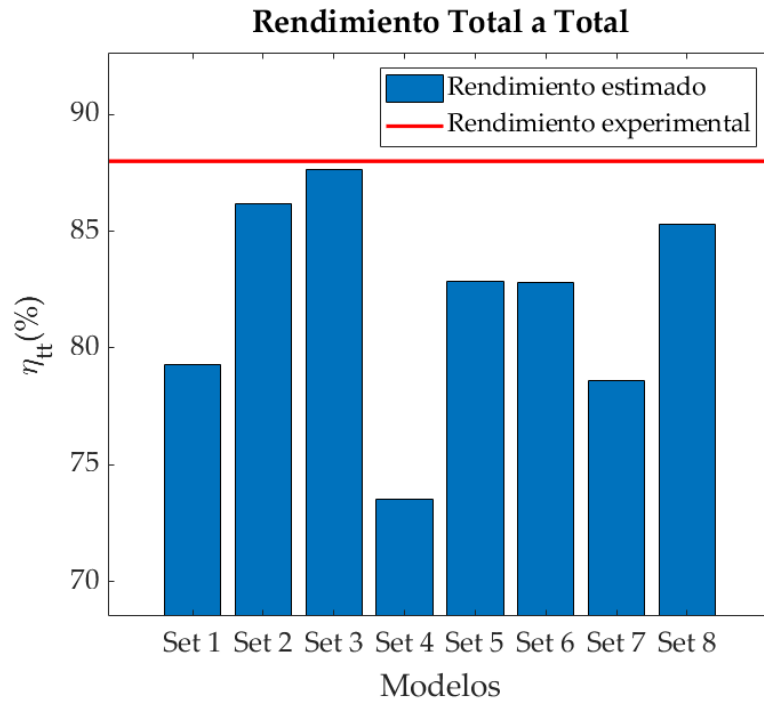


Figura 4.69 Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes.

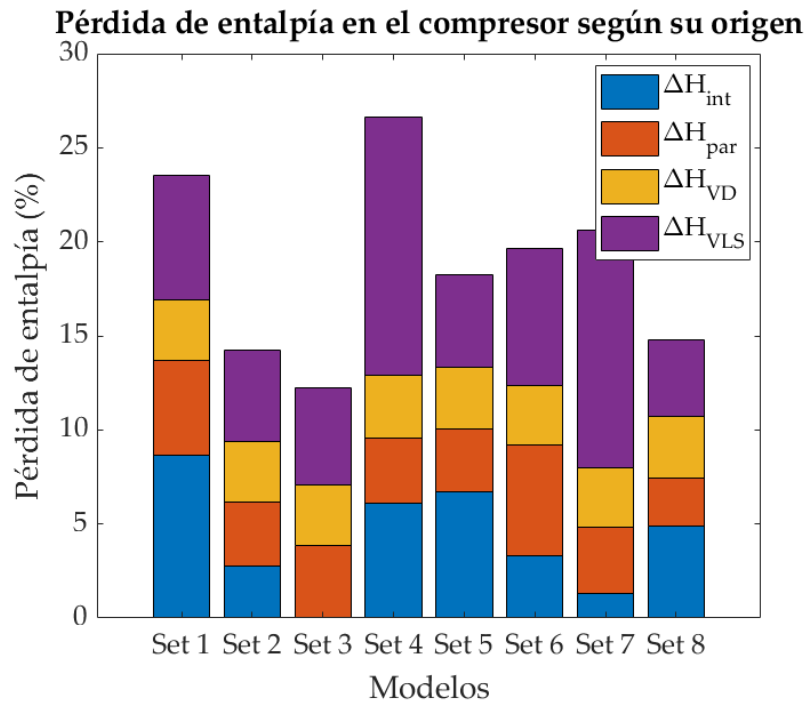


Figura 4.70 Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes.

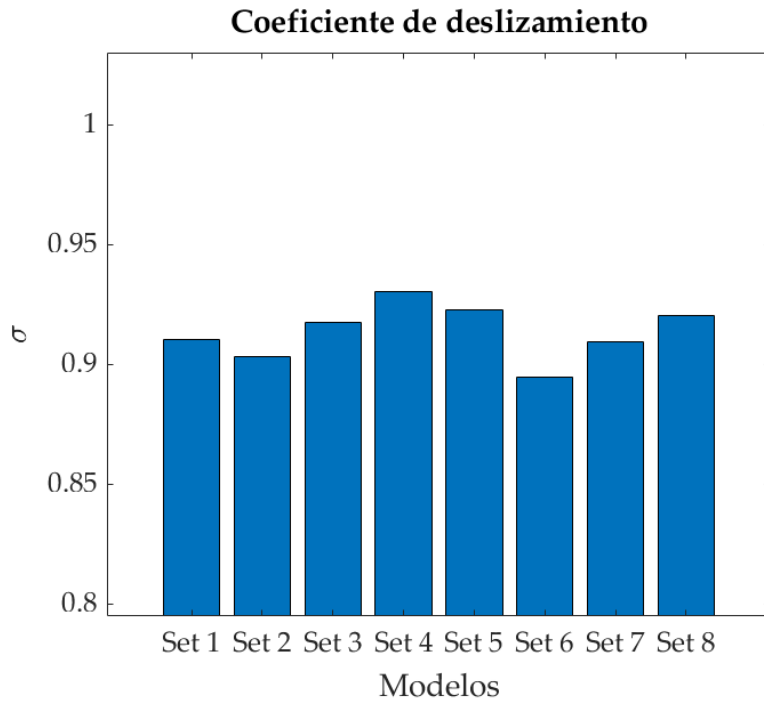


Figura 4.71 Coeficiente de deslizamiento: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes.

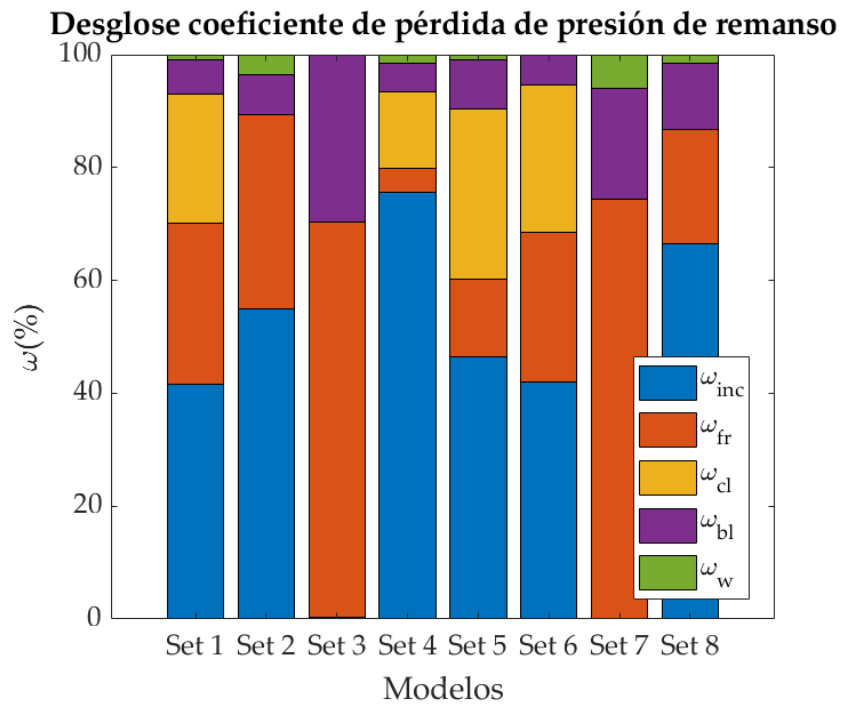


Figura 4.72 Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes.

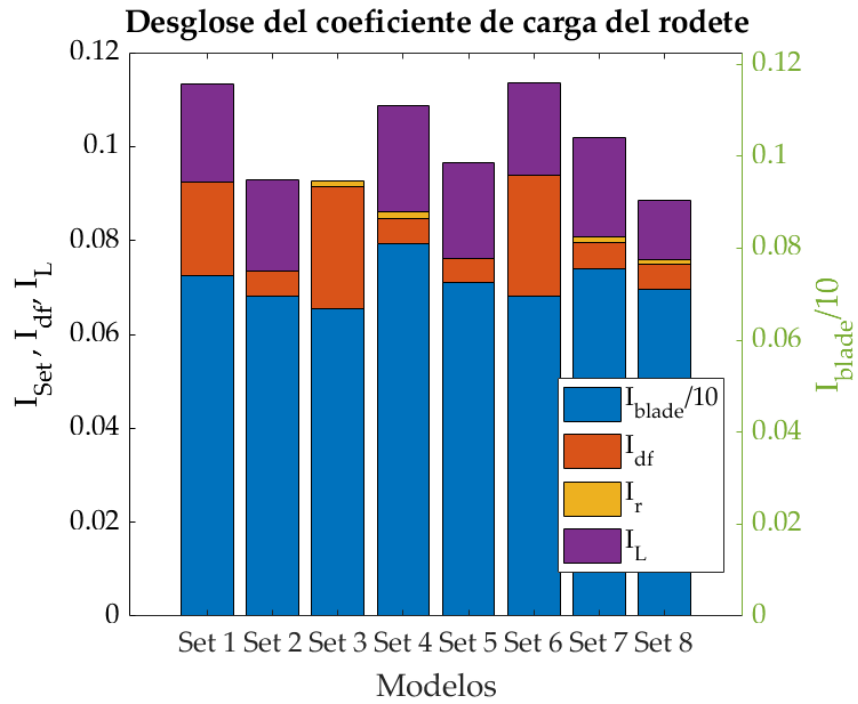


Figura 4.73 Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes.

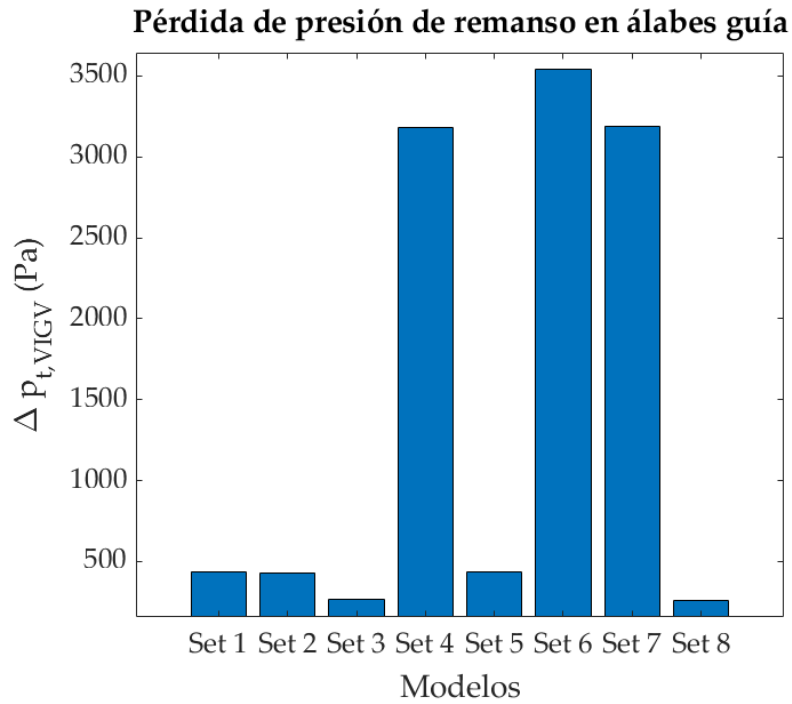


Figura 4.74 Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes.

- Caso 2: Difusor sin álabes

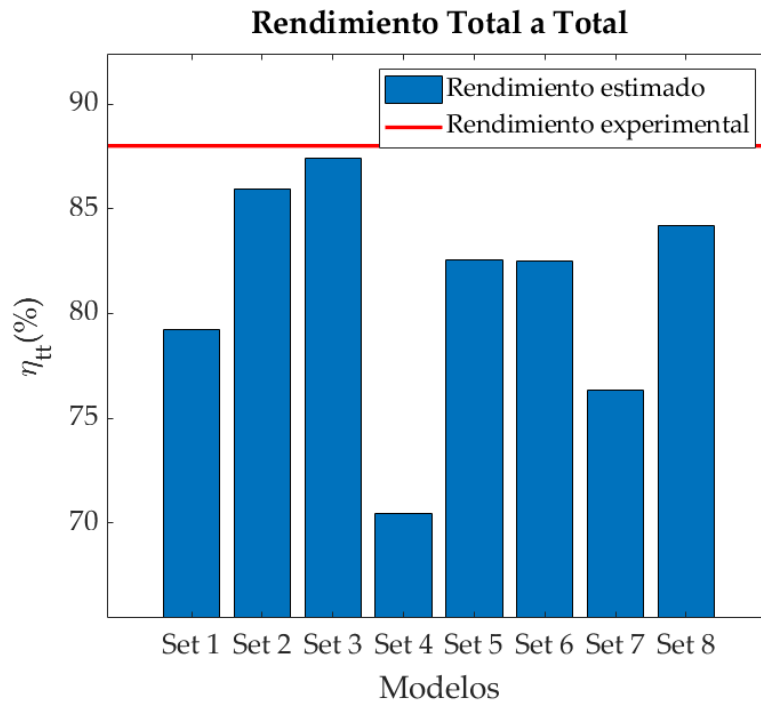


Figura 4.75 Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes.

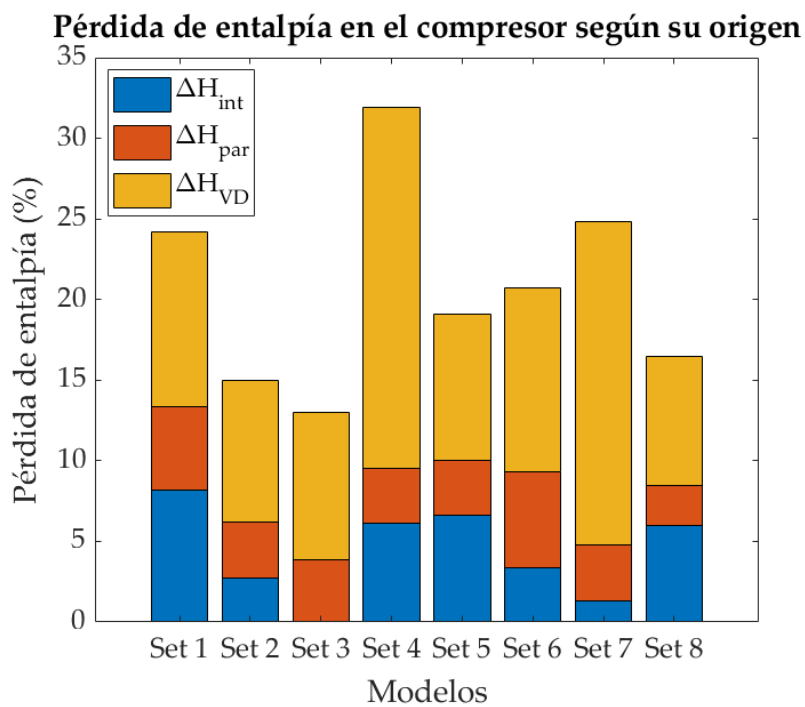


Figura 4.76 Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes.

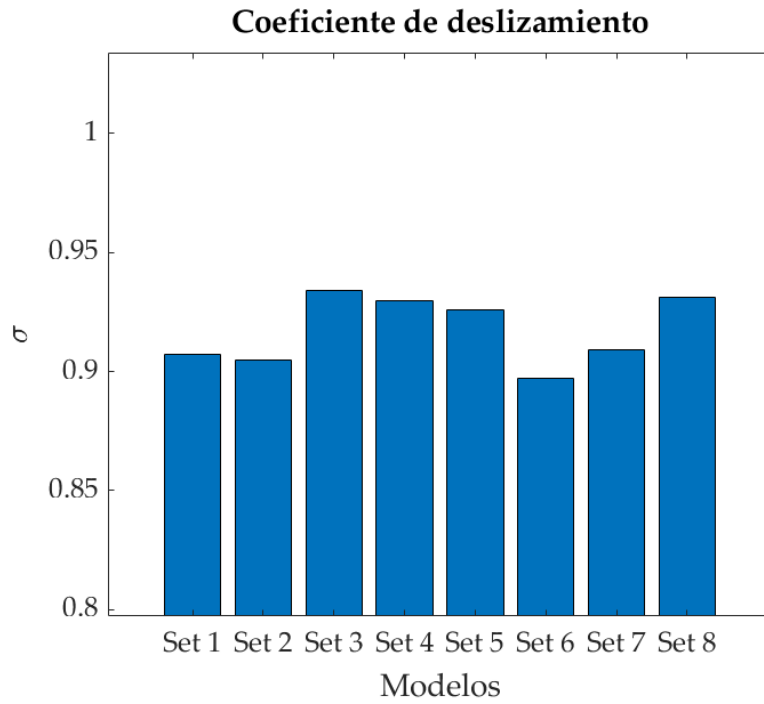


Figura 4.77 Coeficiente de deslizamiento: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes.

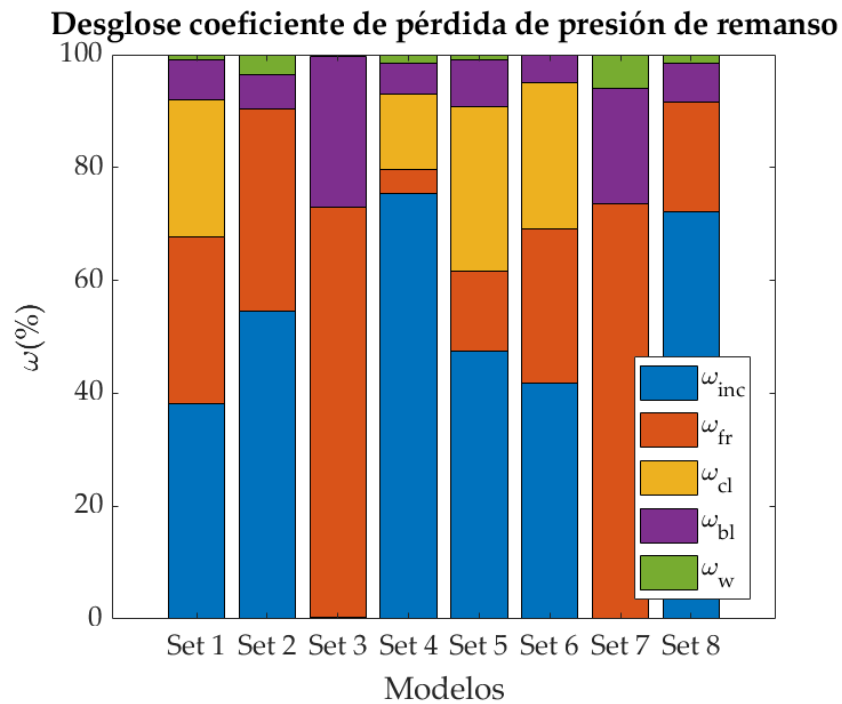


Figura 4.78 Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes.

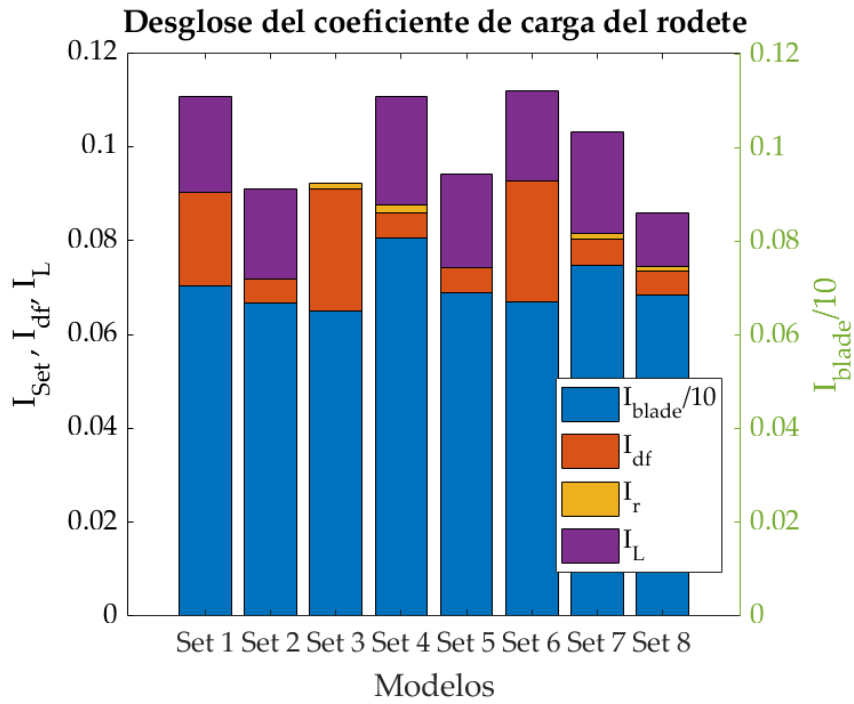


Figura 4.79 Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes.

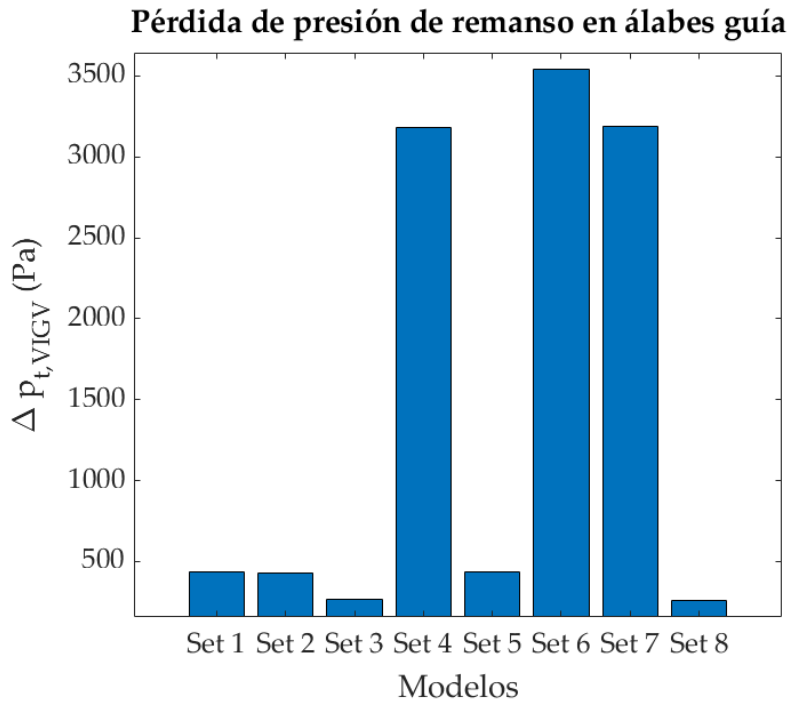


Figura 4.80 Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes.

Compresor C

- Caso 1: Difusor con álabes

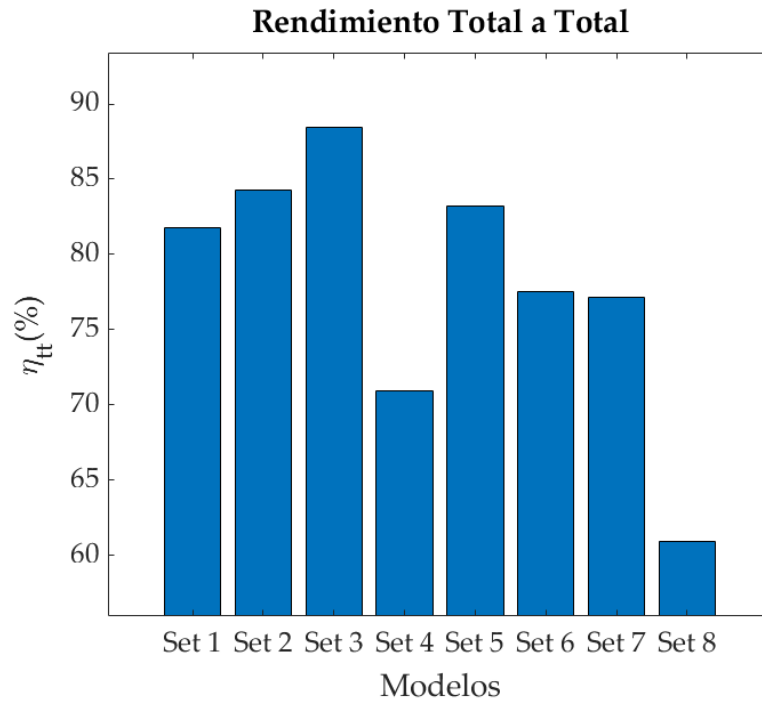


Figura 4.81 Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas C con difusor con álabes.

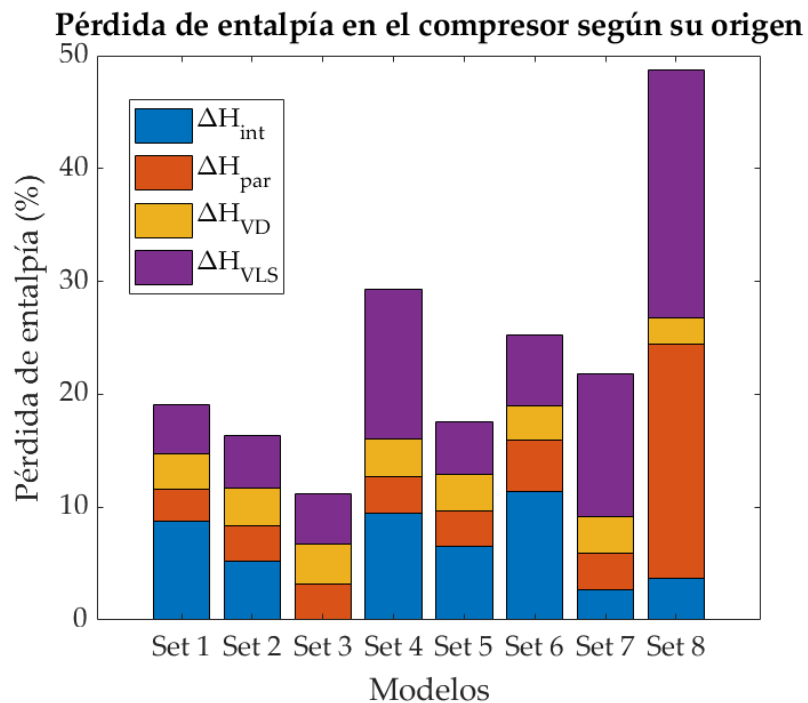


Figura 4.82 Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas C con difusor con álabes.

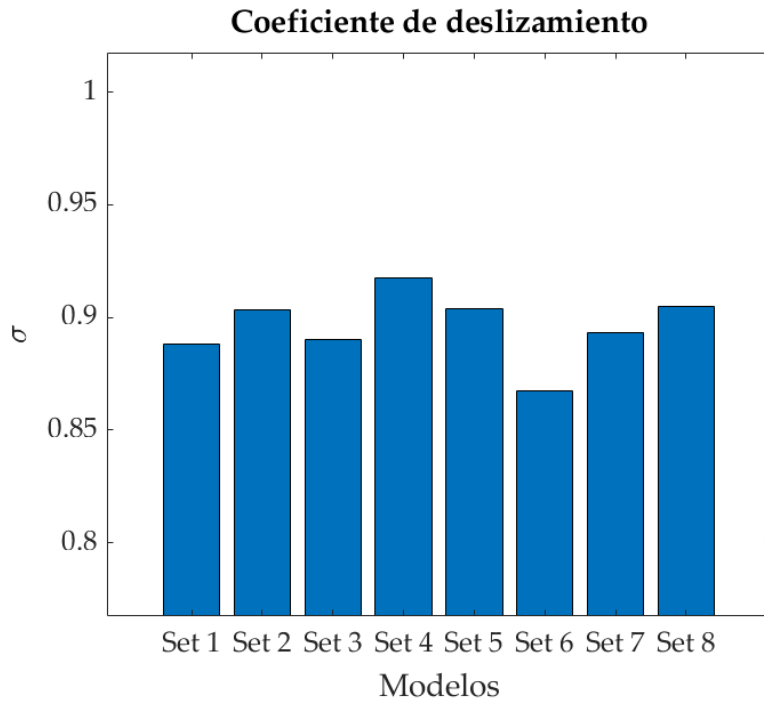


Figura 4.83 Coeficiente de deslizamiento: Condiciones operativas C con difusor con álabes.

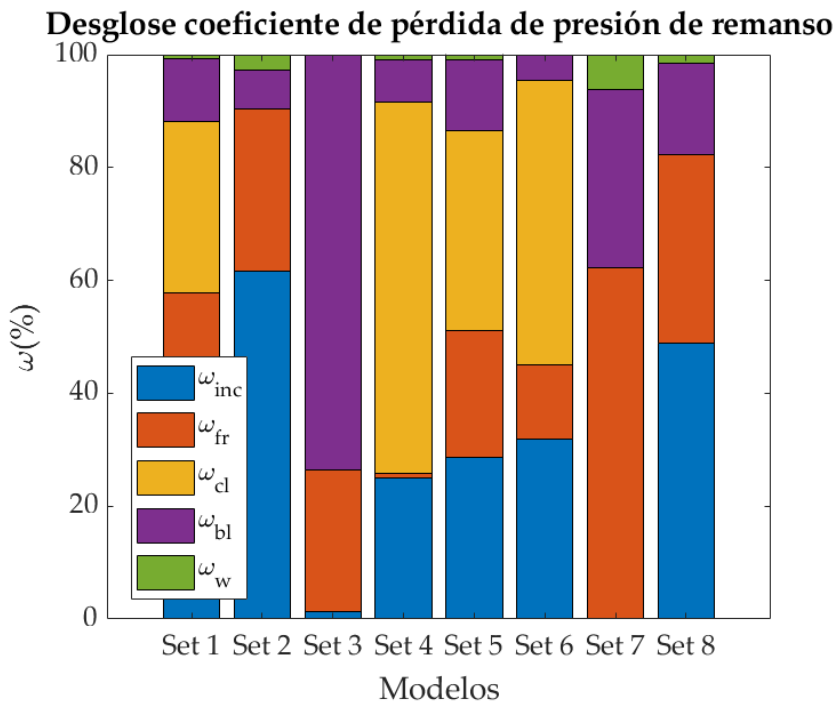


Figura 4.84 Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas C con difusor con álabes.

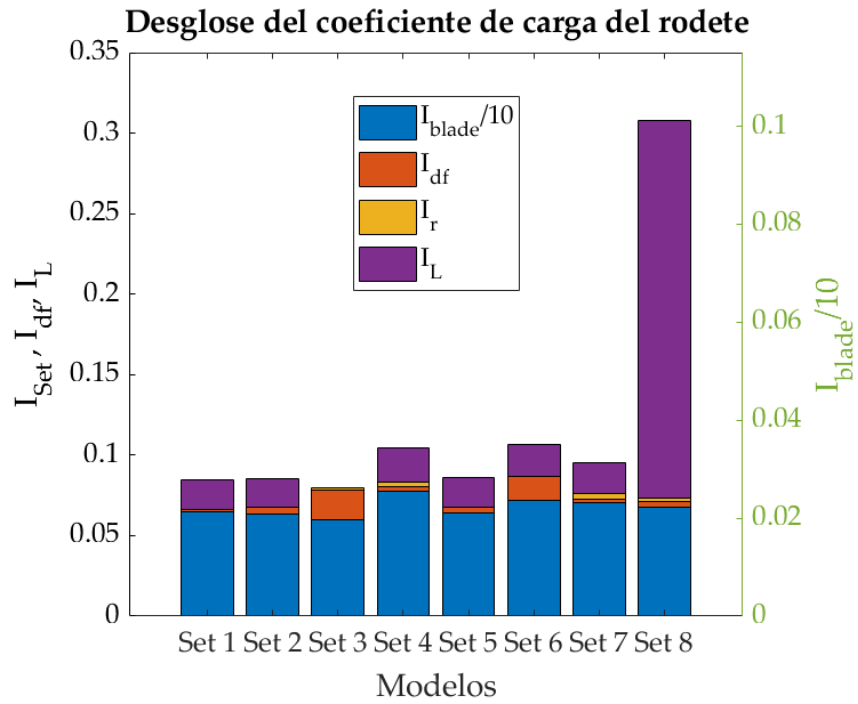


Figura 4.85 Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas C con difusor con álabes.

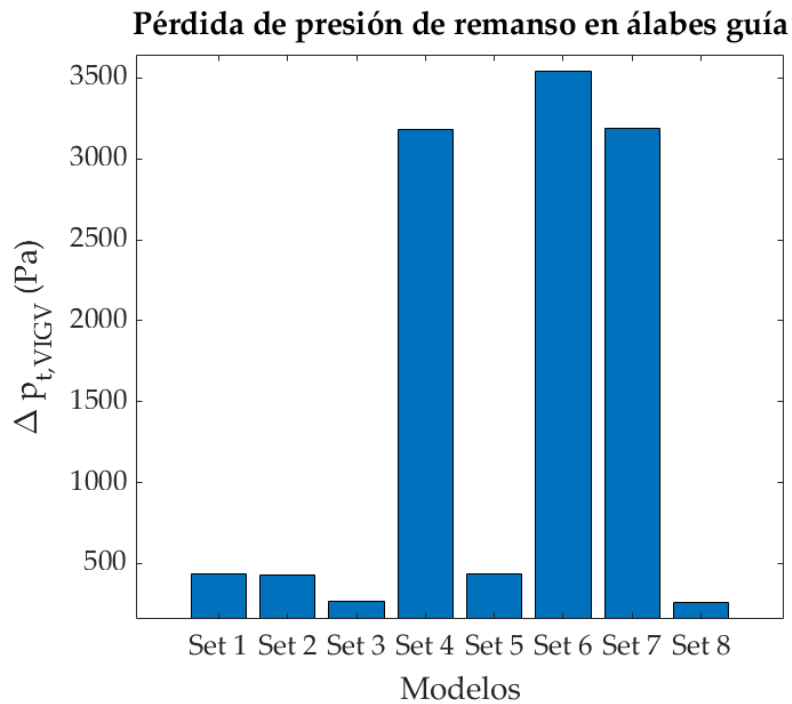


Figura 4.86 Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas C con difusor con álabes.

- Caso 2: Difusor sin álabes

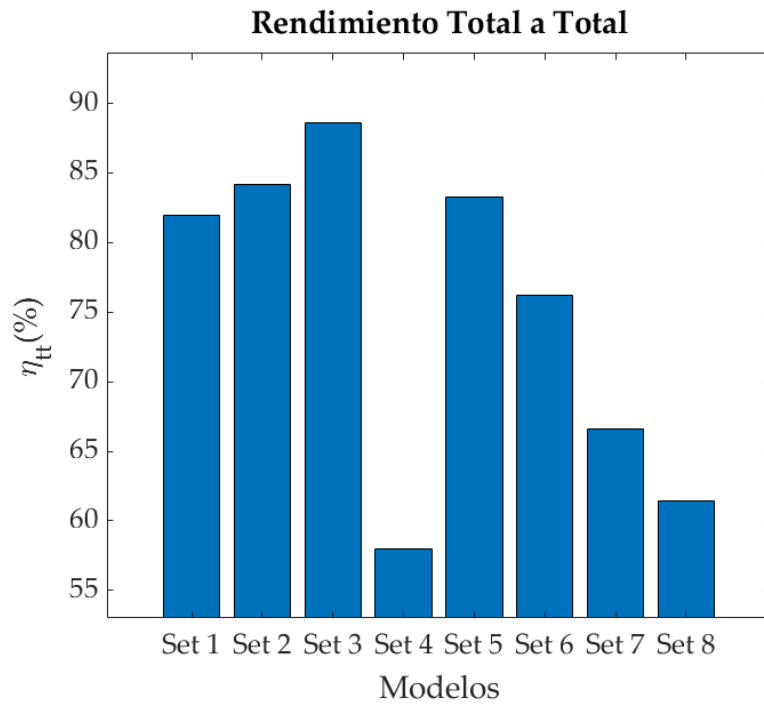


Figura 4.87 Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas C con difusor sin álabes.

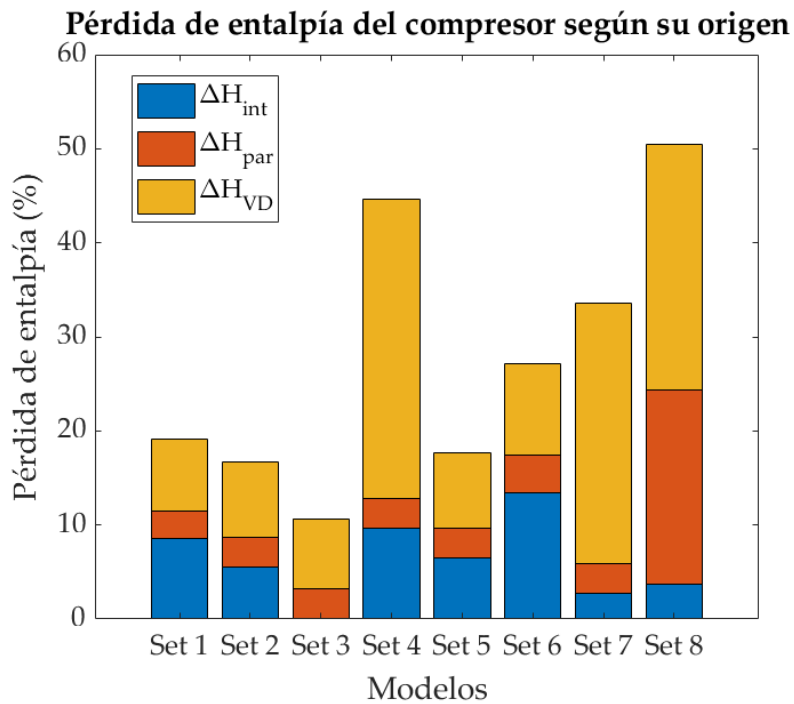


Figura 4.88 Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas C con difusor sin álabes.

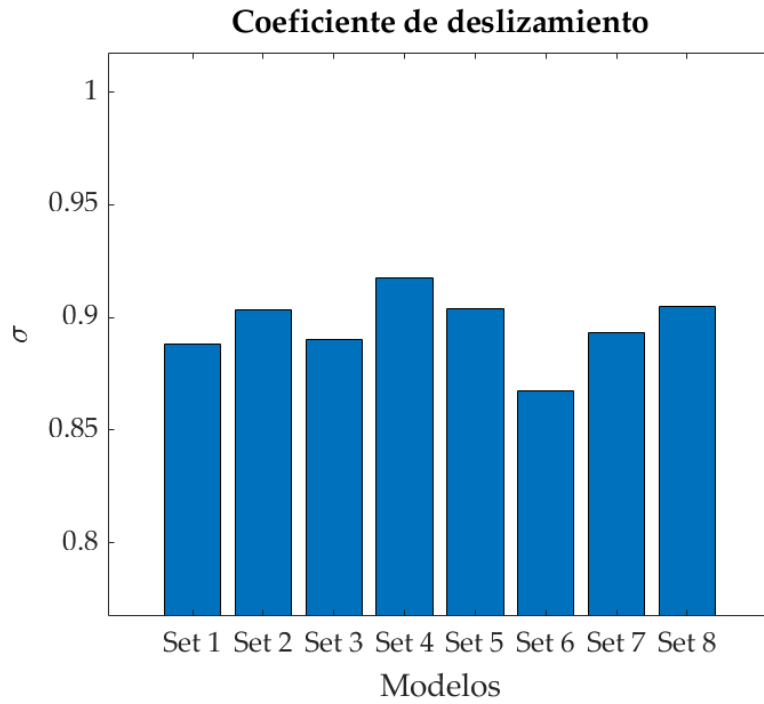


Figura 4.89 Coeficiente de deslizamiento: Condiciones operativas C con difusor sin álabes.

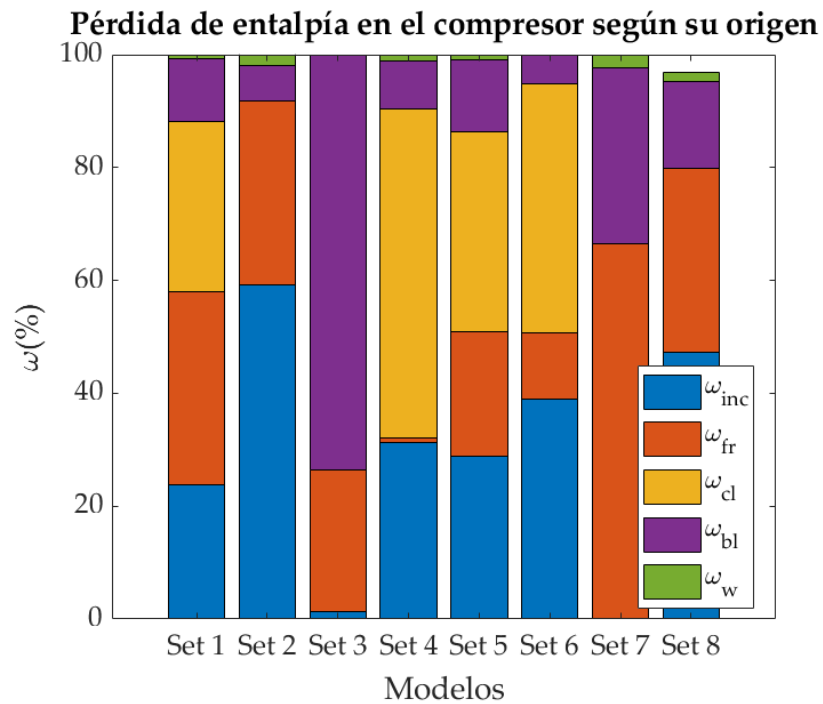


Figura 4.90 Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas C con difusor sin álabes.

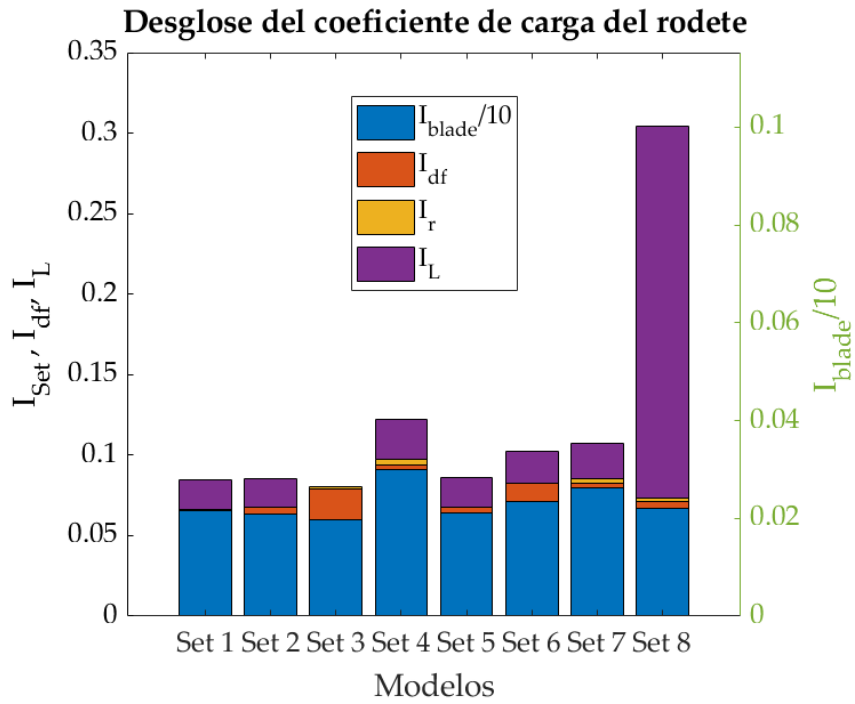


Figura 4.91 Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas C con difusor sin álabes.

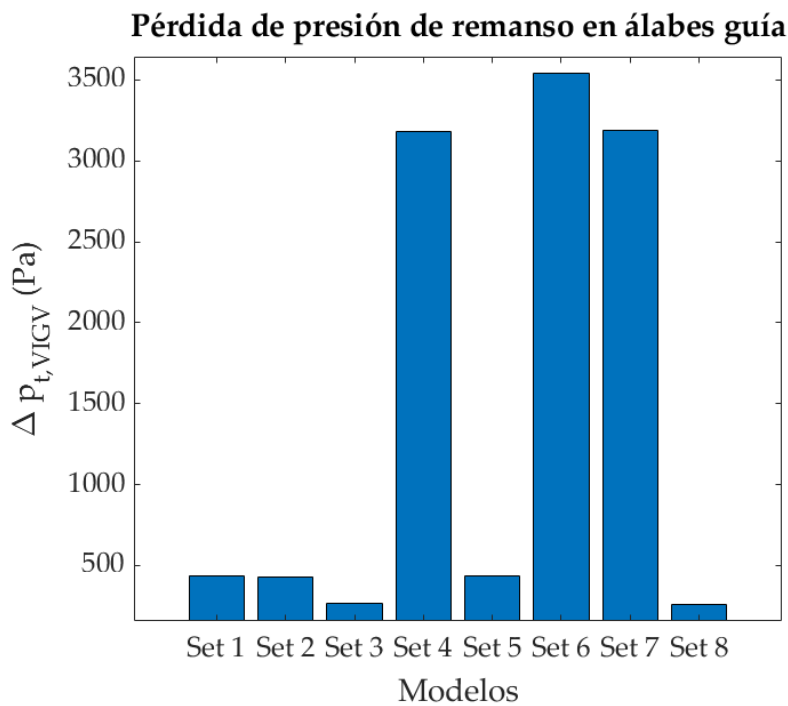


Figura 4.92 Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas C con difusor sin álabes.

Compresor D

- Caso 1: Difusor con álabes

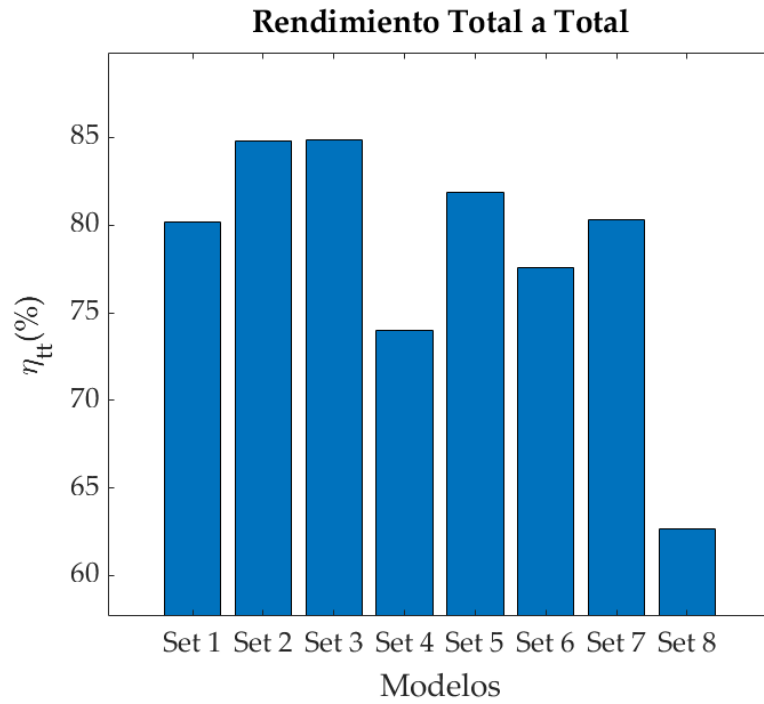


Figura 4.93 Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas D con difusor con álabes.

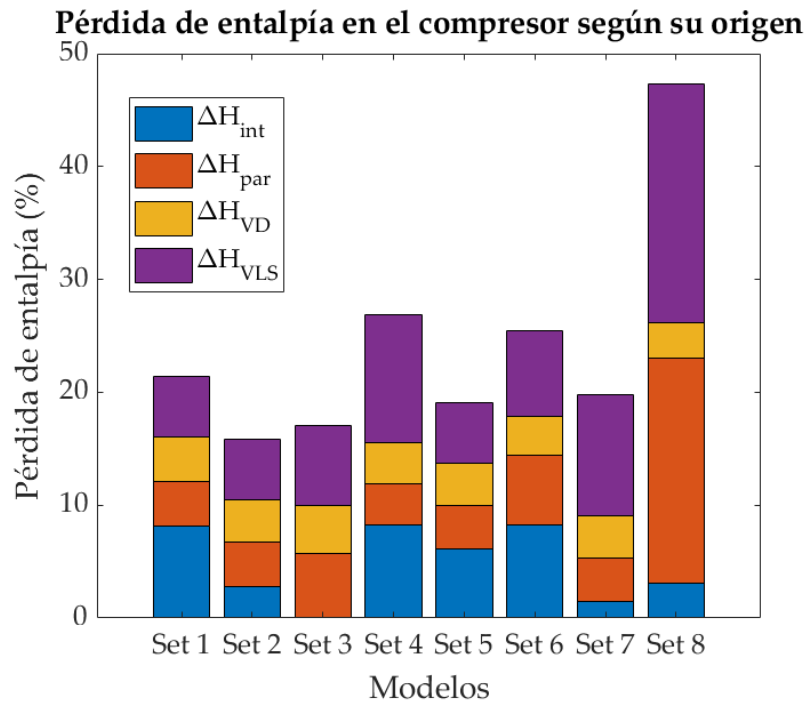


Figura 4.94 Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas D con difusor con álabes.

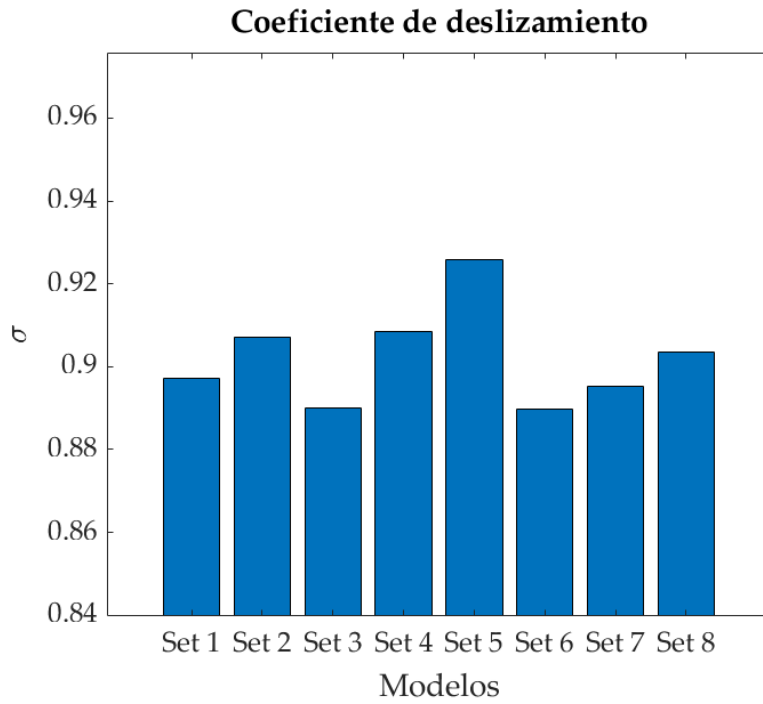


Figura 4.95 Coeficiente de deslizamiento: Condiciones operativas D con difusor con álabes.

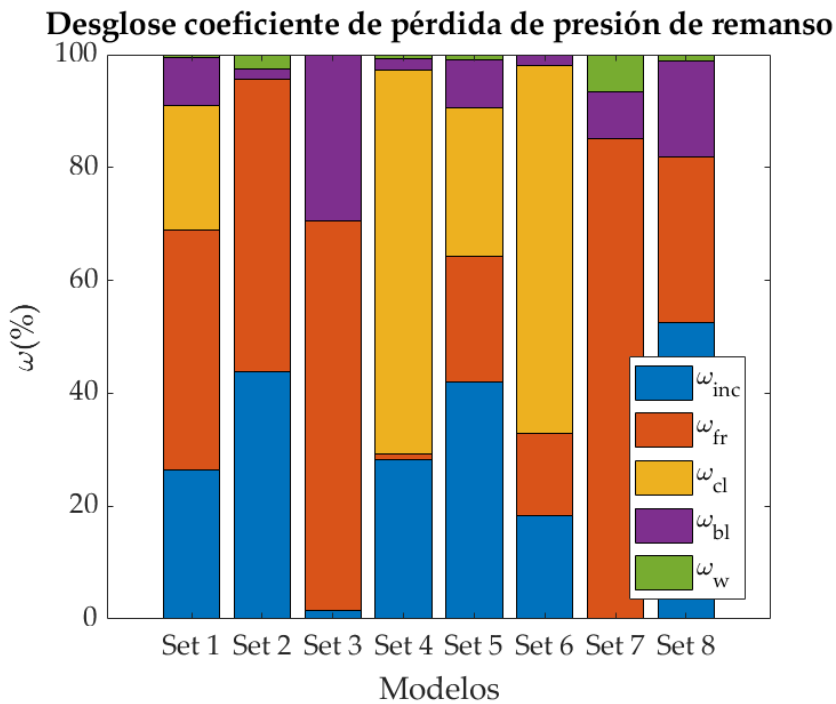


Figura 4.96 Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas D con difusor con álabes.

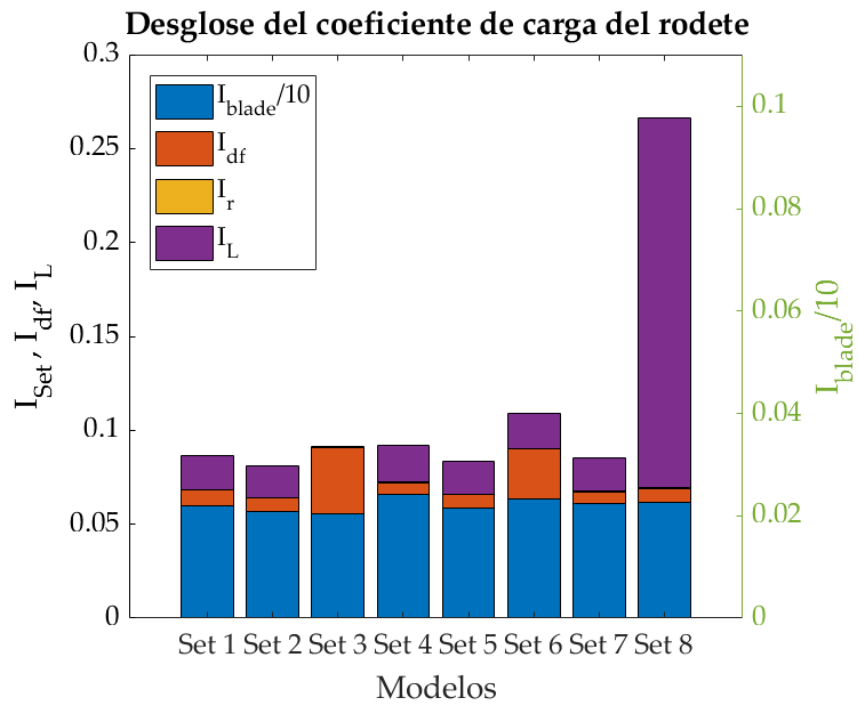


Figura 4.97 Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas D con difusor con álabes.

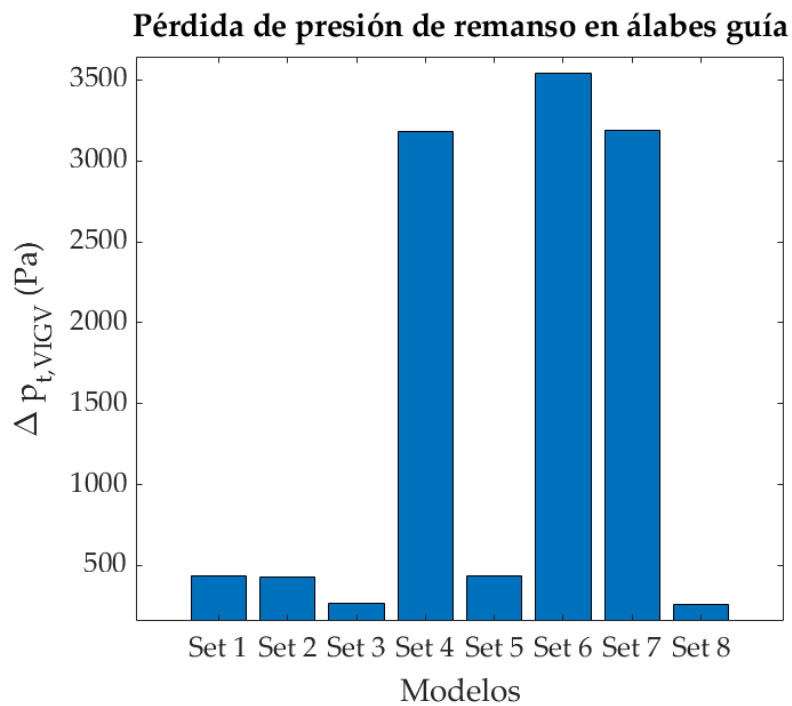


Figura 4.98 Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas D con difusor con álabes.

- Caso 2: Difusor sin álabes

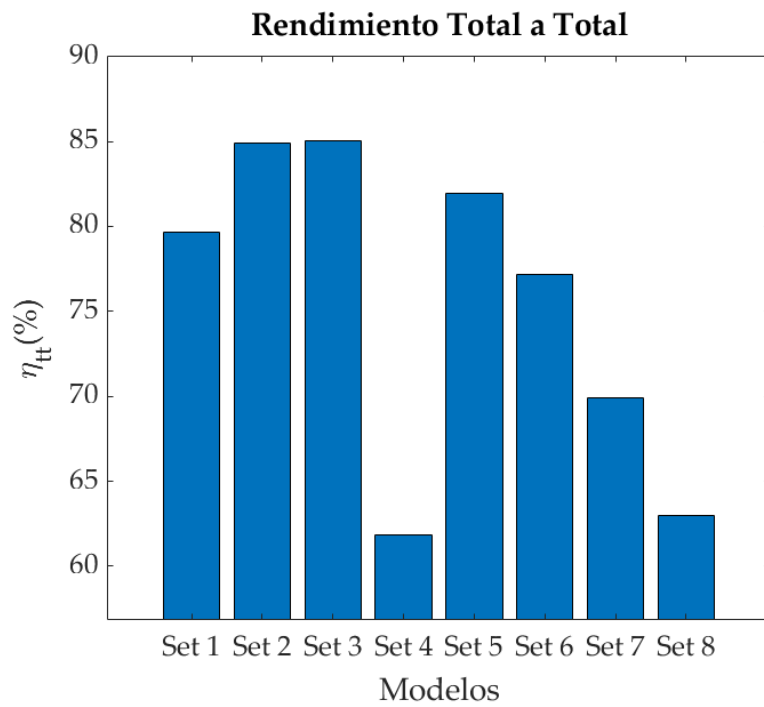


Figura 4.99 Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas D con difusor sin álabes.

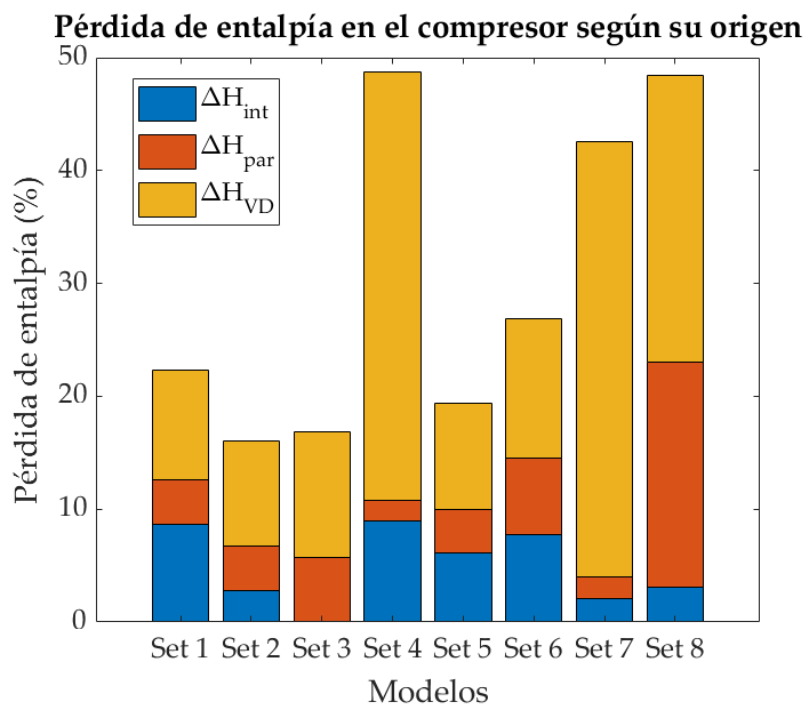


Figura 4.100 Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas D con difusor sin álabes.

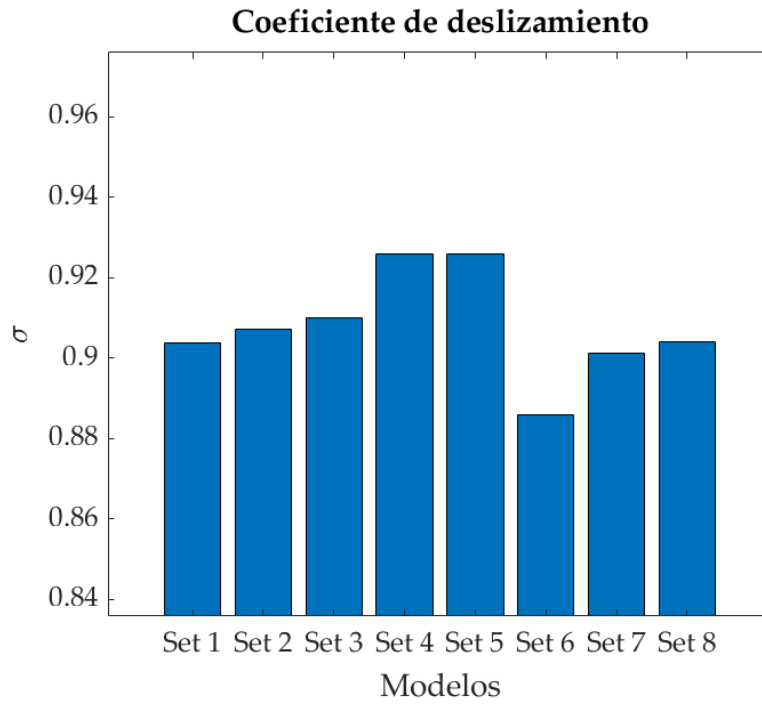


Figura 4.101 Coeficiente de deslizamiento: Condiciones operativas D con difusor sin álabes.

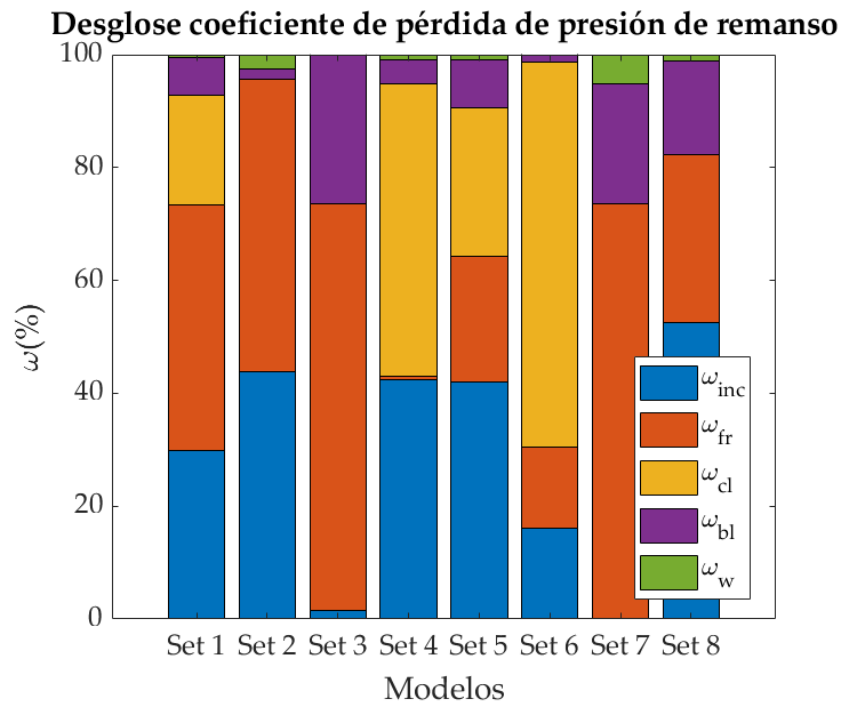


Figura 4.102 Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas D con difusor sin álabes.

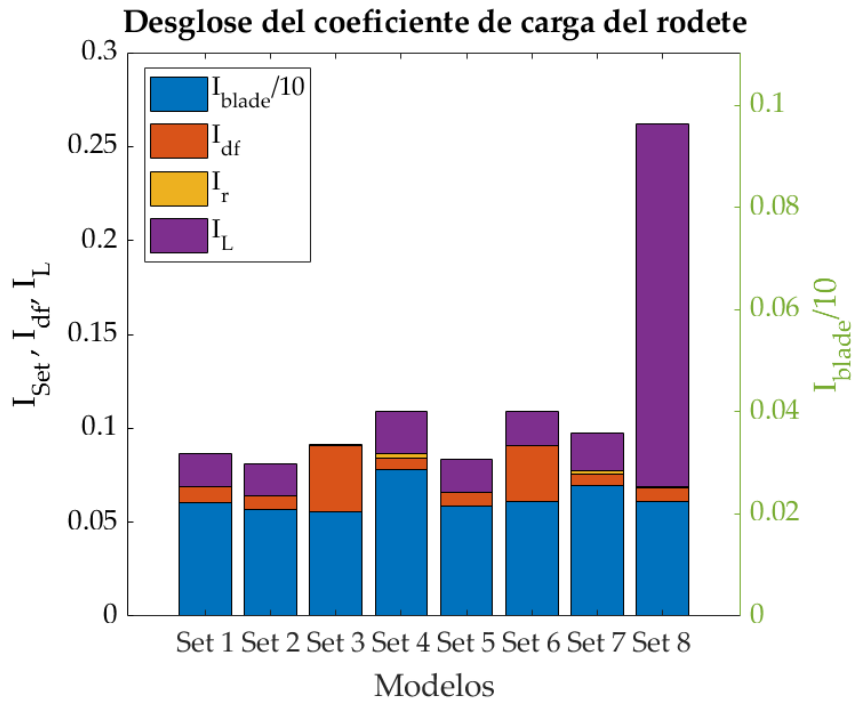


Figura 4.103 Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas D con difusor sin álabes.

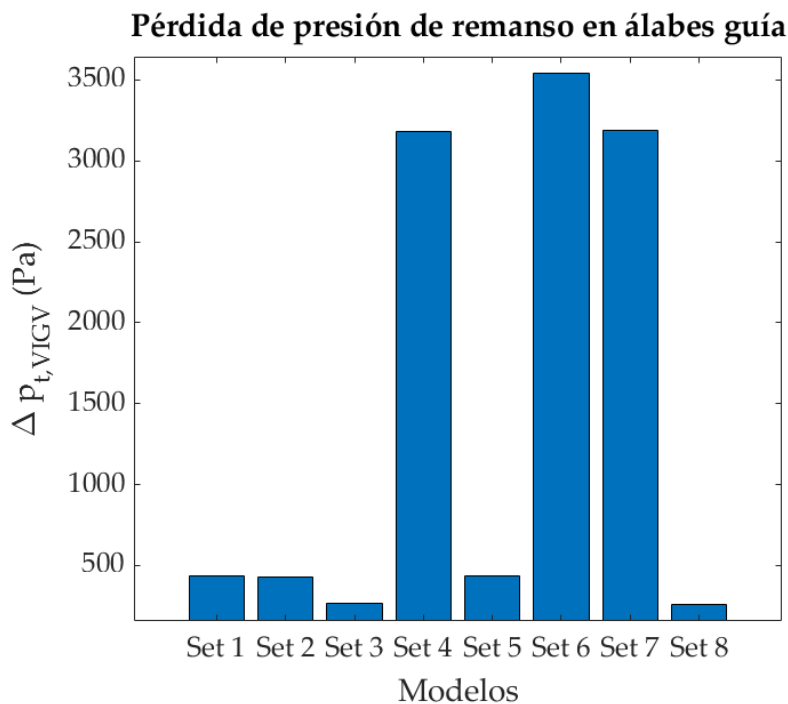


Figura 4.104 Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas D con difusor sin álabes.

4.1.4 Conclusiones del análisis termodinámico en el punto de diseño

A partir de los gráficos presentados anteriormente y utilizando el modelo de Aungier [2] como referencia del trabajo, se pueden extraer las siguientes conclusiones respecto a los diseños estimados por los diferentes

modelos:

- **Coefficiente de deslizamiento:** Como se puede observar, todos los diseños estiman el coeficiente de deslizamiento con una desviación menor al 3% del estimado por la correlación de Wiesner [29], utilizada en el modelo de Aungier [2].
- **Pérdidas en los álabes guía:** Se observa que el modelo de Coppinger & Swain [65, 64] estima unas pérdidas de presión de remanso en los álabes guía en torno a 6 veces las estimadas por Japikse [6] y Galvas [66], a pesar de que según Valsesia [65], el modelo de Coppinger & Swain [64] es el que mejor estima estas pérdidas, especialmente para bajos ángulos de incidencia.
- **Rendimiento:**
 1. **Set 2: Oh et al [41].** Los rendimientos estimados mediante este modelo para los diferentes compresores son ligeramente superiores a los proporcionados por el método de Aungier. Se puede observar que se debe a la menor estimación de las pérdidas internas en el rodete ya que las pérdidas parásitas y las pérdidas en el difusor son del mismo orden que las estimadas por Aungier [2]. Además se observa que las pérdidas internas con mayor peso en este modelo son las asociadas a la incidencia. Respecto al coeficiente de carga del rodete, se puede observar que la desviación respecto al estimado por Aungier [2] es pequeña, aumentado principalmente por las pérdidas parásitas por fricción en el disco a alta y baja relación de compresión.
 2. **Set 3: Galvas [66].** El modelo de Galvas [66], es el que más sobreestima el rendimiento del turbocompresor. Esto se debe principalmente a las pérdidas internas, que representan un porcentaje casi nulo respecto a las pérdidas totales y se reparten de manera casi proporcional entre las pérdidas por fricción y por la carga aerodinámica del álabe. Como el modelo 2 [41], las pérdidas en el difusor son del mismo orden que las de Aungier [2].
 3. **Set 4: Set 1 de [41].** La estimación del rendimiento de este modelo es la más baja en la mayoría de los compresores estudiados. Esto se debe principalmente a las pérdidas que se producen en el difusor, ya sea en el propio difusor con álabes como en el espacio que precede a dicho elemento, siendo éstas considerablemente superiores frente a las pérdidas internas y parásitas, que suelen ser del mismo orden que las estimadas por el método de Aungier [2]. Al observar el desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso se observa que las pérdidas internas se deben principalmente a las producidas por las holguras en la punta del álabe y a la incidencia del flujo a la entrada.
 4. **Set 5: Set 2 de [41].** El rendimiento estimado por el Set 5 [41] es del mismo orden que el estimado por el modelo de Aungier [2] ya que las pérdidas globales son similares en ambos modelos. Se observa que, junto con el modelo 6 [3], la proporción de los mecanismos del coeficiente de pérdida de presión de remanso es la más similar a la del método de Aungier [2].
 5. **Set 6: Velasquez [3].** Como sucedía con el modelo 5 [41], las pérdidas que se producen a lo largo del compresor son del mismo orden, de forma individual, que las estimadas por Aungier [2] de forma que la desviación respecto al rendimiento estimado es baja.
 6. **Set 7: Valsesia [65].** El modelo de Valsesia [65] suele dar estimaciones similares a las del modelo de Aungier [2] excepto para el caso del compresor con difusor sin álabes. Se observa que, de nuevo, la subestimación del modelo en el caso del difusor sin álabes se debe a las altas pérdidas que estima este modelo a lo largo de dicho elemento del compresor. Además, la mayoría de pérdidas que se producen a lo largo del rodete están asociadas a la fricción.
 7. **Set 8: Set 3 de [73].** Se observa que, excepto para relaciones de compresión intermedias, casos de los compresores C y D, la estimación de este modelo es bastante similar a la de Aungier. La baja estimación del rendimiento está vinculada tanto a las pérdidas que se producen en el difusor como a las pérdidas parásitas por fugas. Se puede observar que la correlación utilizada para estimar las pérdidas por fugas, que corresponde a la de Jansen [68], sobreestima considerablemente estas pérdidas con respecto al resto de modelos para relaciones de compresión bajas y medias. Respecto al coeficiente de pérdida de presión de remanso, se observa que normalmente más del 50% de este coeficiente está compuesto por las pérdidas por incidencia.

Resumiendo lo expuesto anteriormente, se puede deducir que los modelos realizan estimaciones bastante diferentes en función de los mecanismos de pérdidas que se utilicen y según qué correlación se utilice en

dicho mecanismo. Como se ha podido observar, la correlación de Coppage [67] para el cálculo de difusores sin álabes, aplicable también al espacio que precede al difusor con álabes, estima con poca precisión las pérdidas que se producen en el mismo. Por otro lado, y según lo expuesto hasta el momento, los modelos de Aungier [2], el modelo 2 presentado por Oh et al. [41], *set* 5 de este trabajo, y el modelo de Velasquez [3] son los que realizan estimaciones con menor desviación respecto al modelo de Aungier [2].

4.2 Análisis de mapas de comportamiento para cada diseño

Con la misma herramienta de cálculo presentada en secciones anteriores se han generado diferentes mapas de comportamiento de los diferentes diseños de compresor obtenidos con los *sets* de correlaciones mencionados en la Tabla 4.4; es decir, existirán cuatro diseños para las mismas condiciones de diseño. En dichos mapas, y para más claridad, no se mostrarán las líneas de isorrendimiento. Los mapas se han generado para velocidades de giro del 50% al 110%, con un intervalo del 10%, de forma que se han generado 6 líneas de velocidad de giro constante. Por este motivo, en los mapas de rendimiento [-] frente a gasto másico [kg/s], el intervalo porcentual será del 20%. Las líneas de velocidad de giro aumentan hacia la esquina noreste en los mapas 1 y 3 y de izquierda a derecha en el mapa 2, expuestos en la Tabla 4.6. El mapa 4 corresponde a los puntos de máximo rendimiento del mapa 2.

Tabla 4.6 Mapas de comportamiento generados.

	Eje de ordenadas	Eje de abscisas	Salto porcentual
Mapa 1	Relación de compresión [-]	Gasto másico [kg/s]	10%
Mapa 2	Rendimiento isentrópico [-]	Gasto másico [kg/s]	20%
Mapa 3	Relación de compresión [-]	Gasto másico [kg/s]	10%
Mapa 4	Rendimiento isentrópico [-]	Gasto másico [kg/s]	[-]

El motivo de que existan dos mapas de relación de compresión, a priori idénticos, radica en el uso de álabes guía de geometría variable. Al estar esta opción implementada en la herramienta de cálculo, se ha decidido utilizarla para observar su efecto en el comportamiento del compresor, así como la adecuación de los diferentes modelos a estos. Basándonos en el trabajo de González [1], quien implementó los álabes guía con geometría variable a la herramienta de cálculo original, en el mapa 1 de la Tabla 4.6 se muestran tanto el comportamiento del compresor sin álabes guía, línea continua, como con álabes guía, compuesta por tramos diferentes. Los diferentes tramos de las curvas del comportamiento de la máquina con álabes guía corresponden con diferentes estrategias de control de los mismos. Como se explica en [1], se toma como referencia el punto de mayor gasto másico, el cual se encuentra más a la derecha en cada curva de régimen de giro constante, y avanza hacia gastos másicos menores, pudiéndose observar 3 tramos en el trabajo original. En este trabajo, por motivos computacionales, únicamente se utilizarán los dos primeros tramos.

- **Primer tramo:** Comprende entre el punto de máximo gasto másico, que produciría el bloqueo de la máquina, y el punto de operación de máximo rendimiento. Se muestra en línea de trazo continuo y es coincidente con el comportamiento del compresor sin álabes guía.
- **Segundo tramo:** En este tramo se regula el gasto másico del compresor al cerrarse la sección de entrada al compresor de forma gradual por acción de los álabes guía. El ángulo máximo de cierre de los álabes guía de 50°. Este tramo se muestra en trazo discontinuo.
- **Tercer tramo:** Este tramo corresponde con la disminución del gasto másico, manteniendo el ángulo de cierre de los álabes guía en 50°, hasta que se llegue al comportamiento inestable del compresor (bombeo). Como se ha mencionado, no se ha implementado este tramo, que en el trabajo original [1] se encuentra representado con cruces rojas.

Estos mapas han sido generados para el caso de compresor con difusor sin álabes solamente ya que por problemas computacionales no ha sido posible generar mapas para compresores con difusores con álabes. Esto se ha aplicado a los cuatro compresores de la Tabla 4.3 y para los cinco *sets* de la Tabla 4.4.

4.2.1 Compresor A [3, 4]

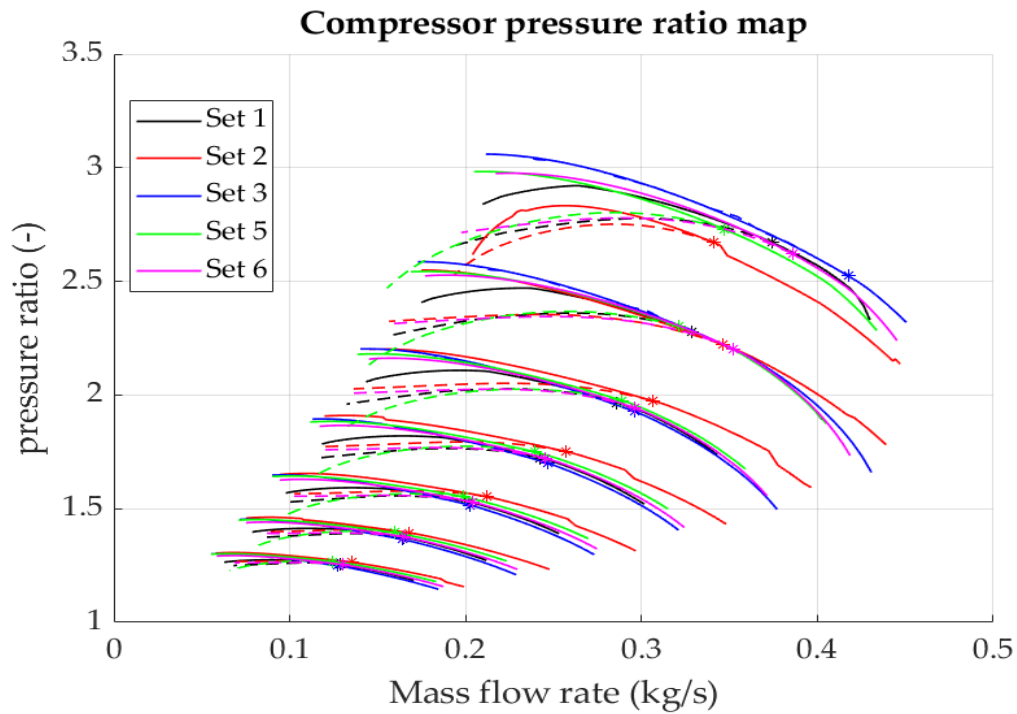


Figura 4.105 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

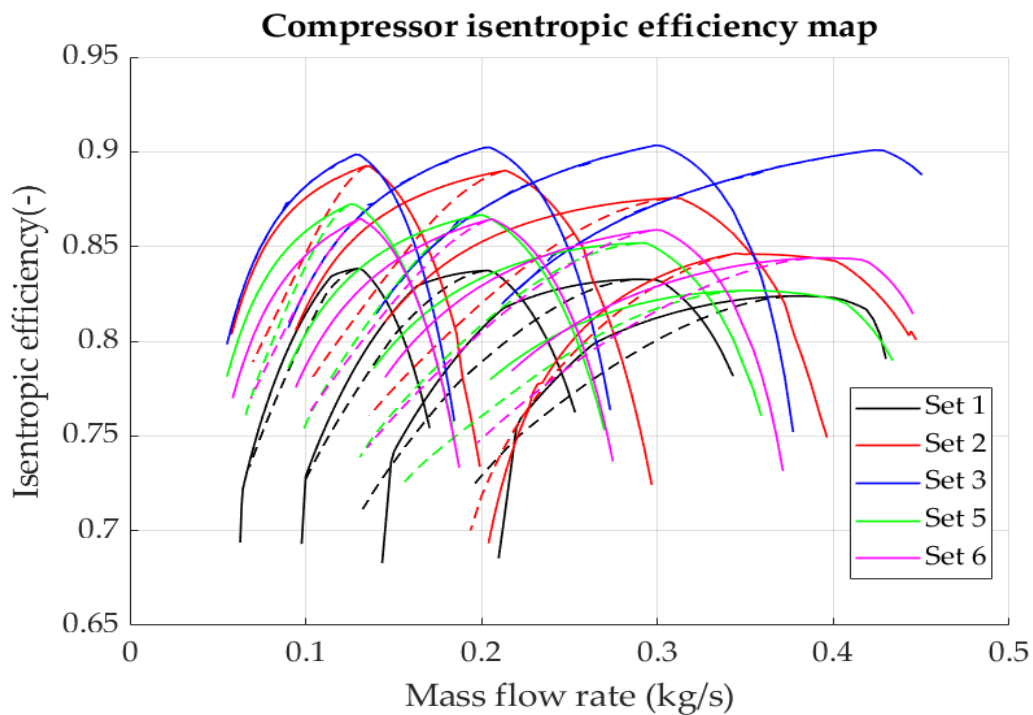


Figura 4.106 Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

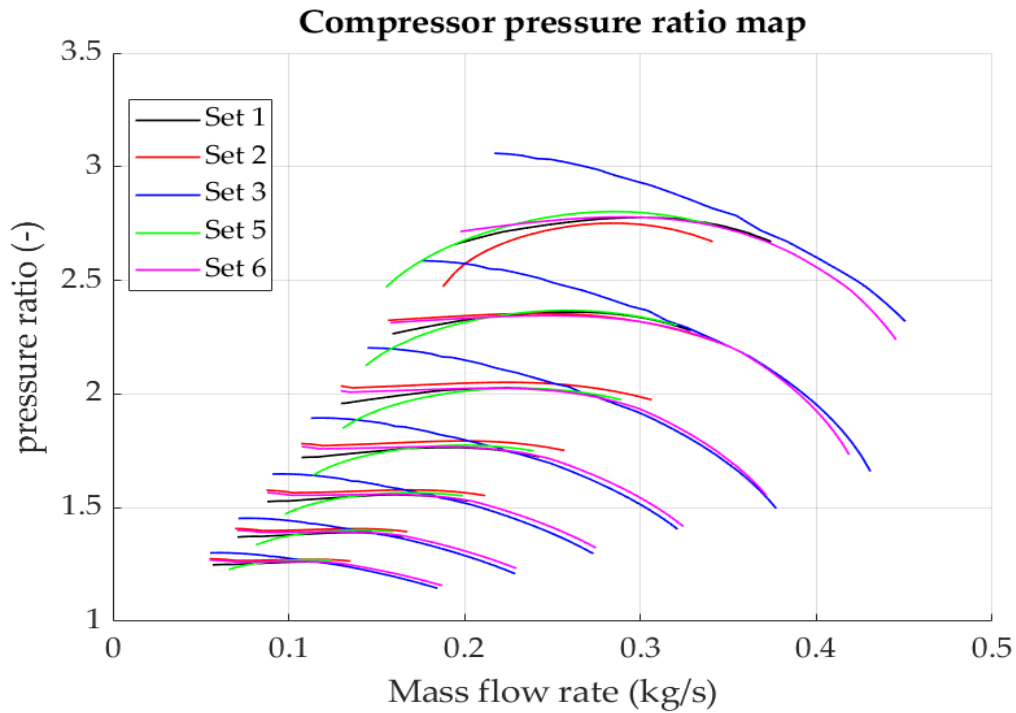


Figura 4.107 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

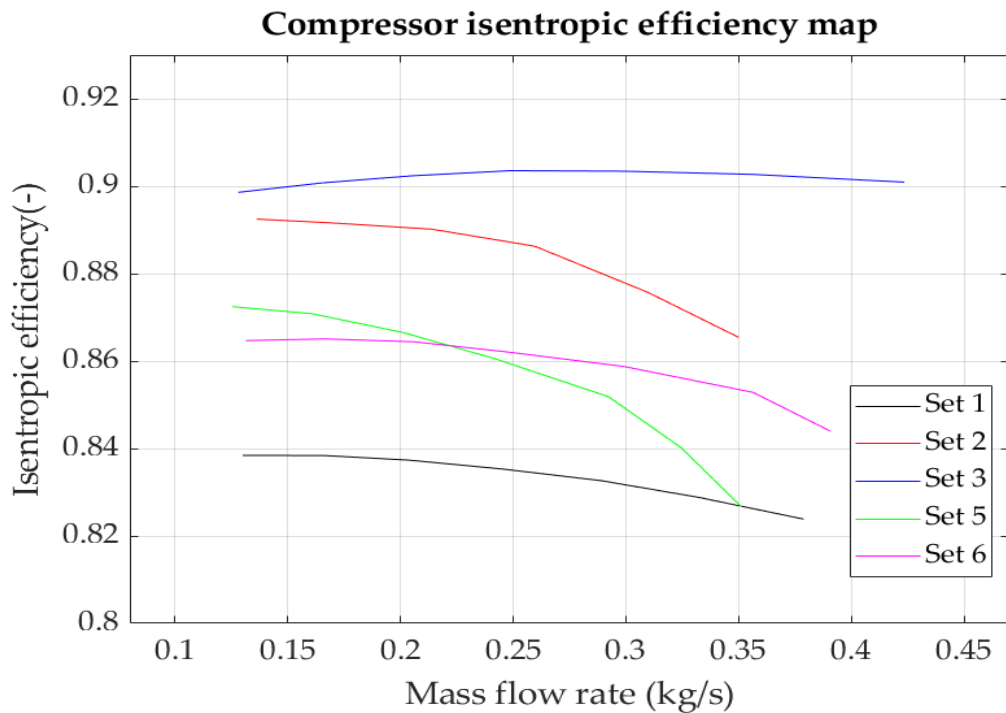


Figura 4.108 Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

4.2.2 Compresor B [3, 5]

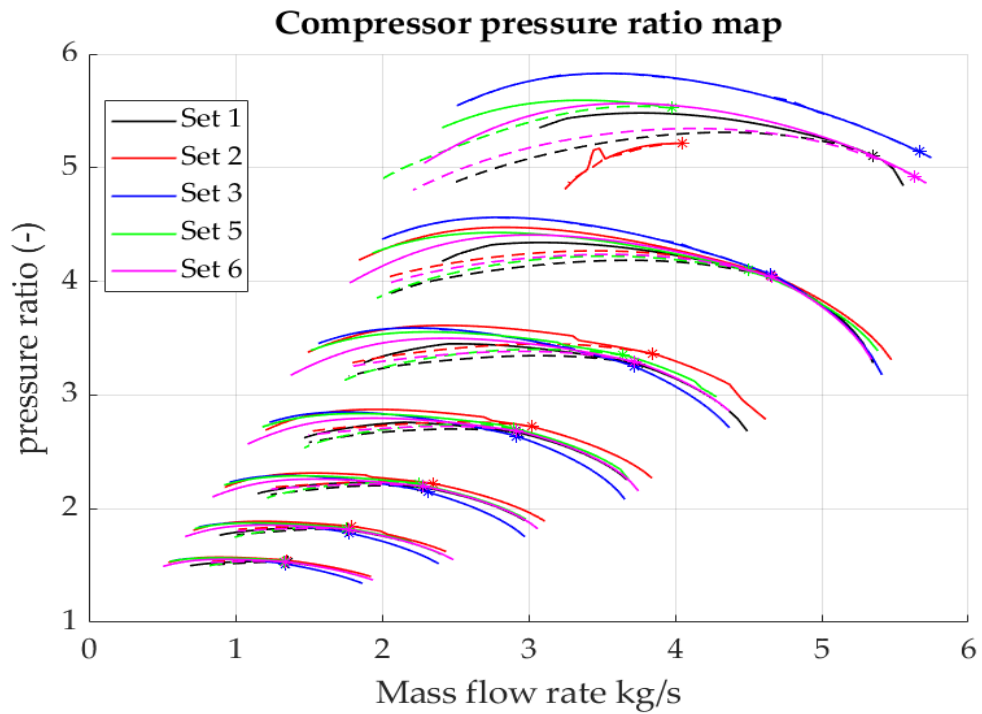


Figura 4.109 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

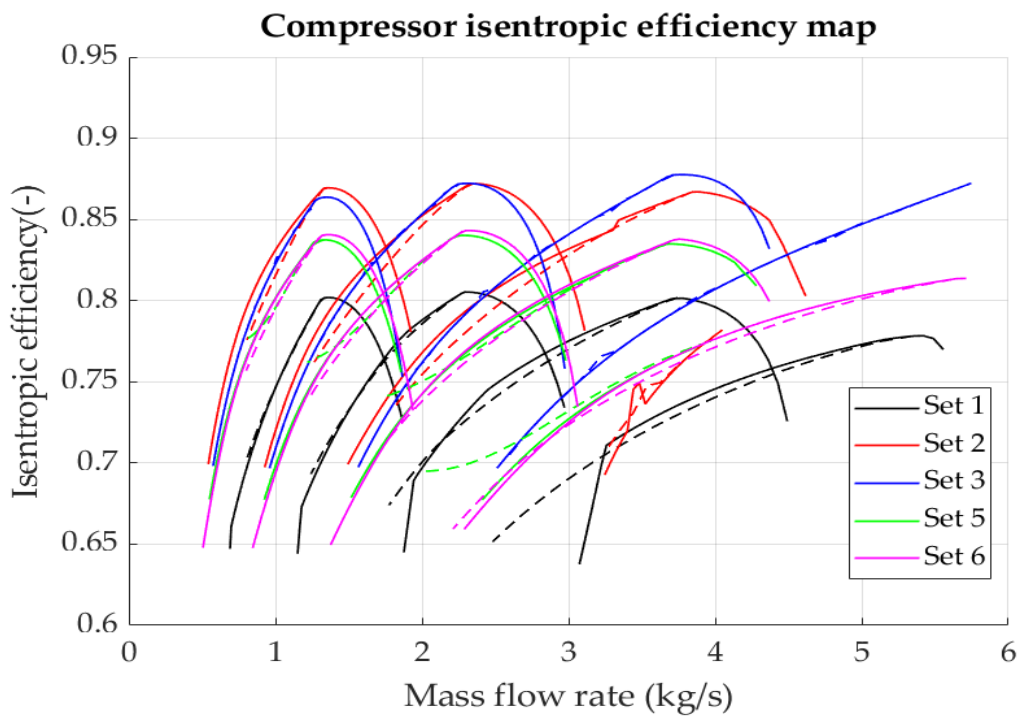


Figura 4.110 Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

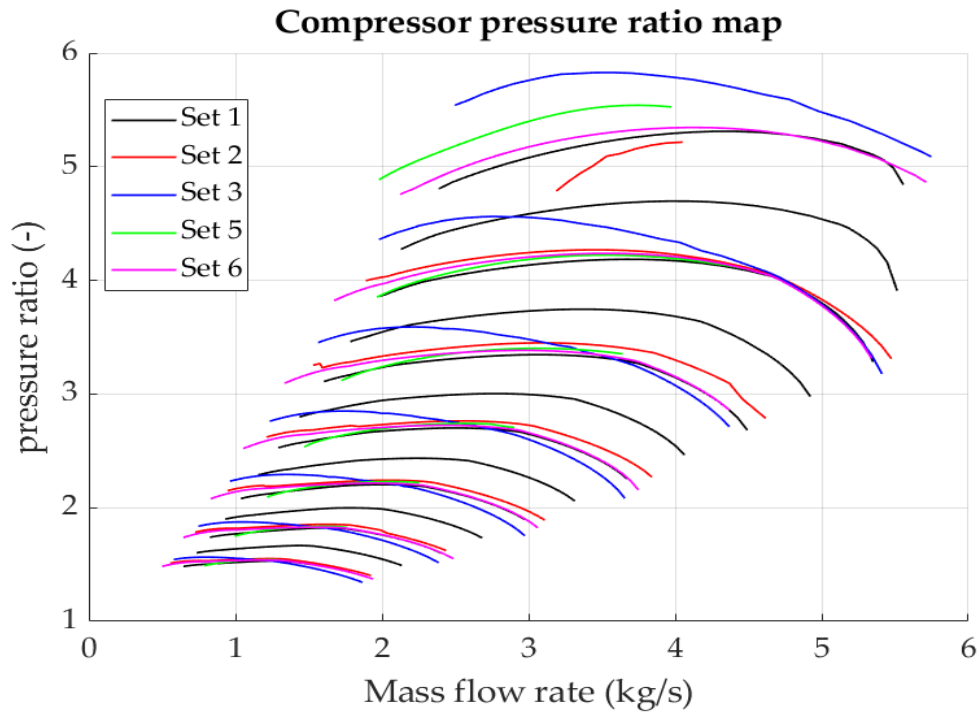


Figura 4.111 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

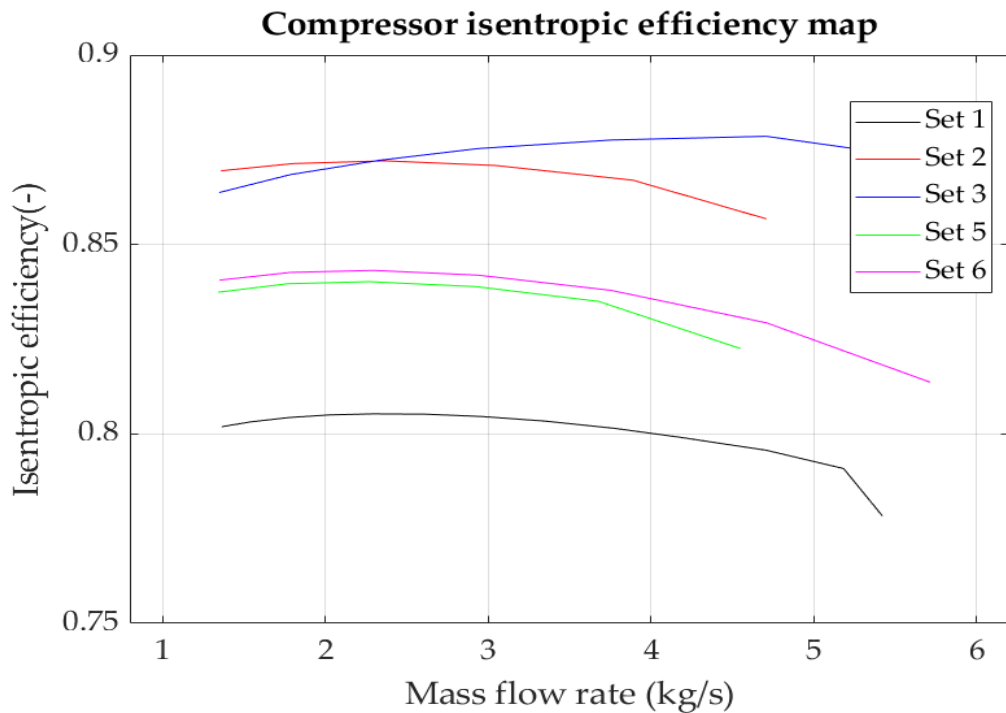


Figura 4.112 Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

4.2.3 Compresor C

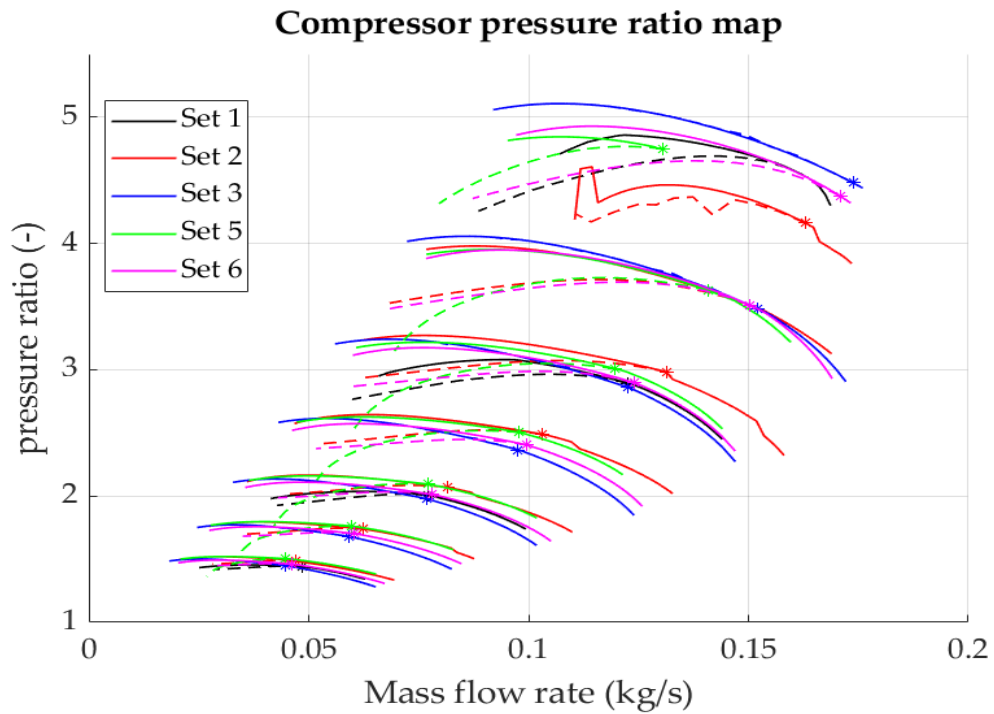


Figura 4.113 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

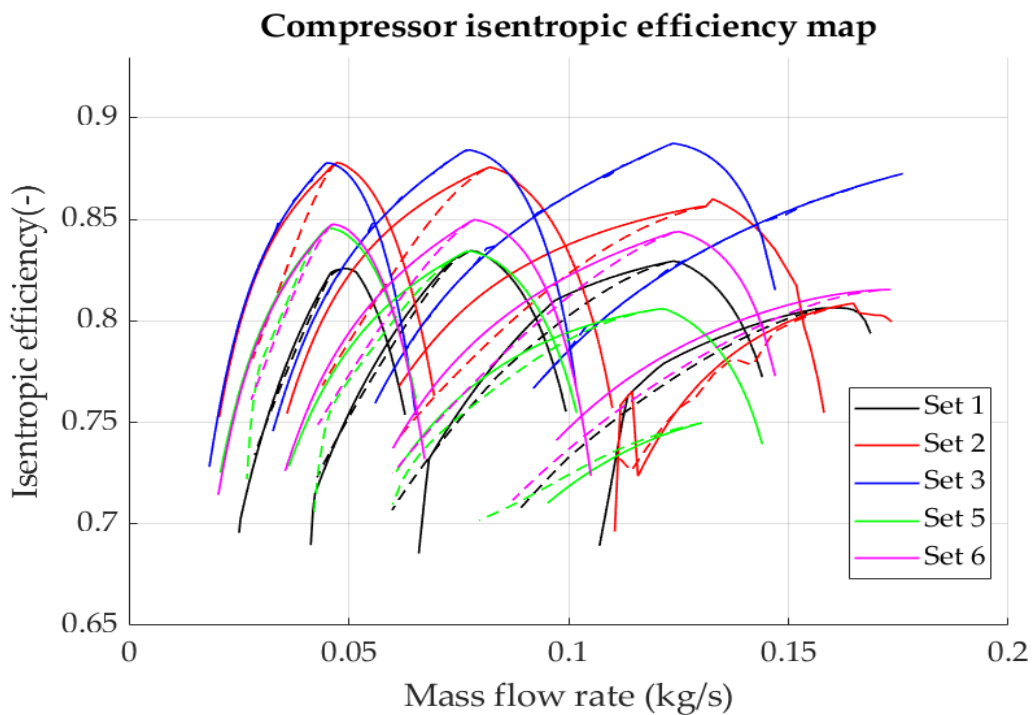


Figura 4.114 Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

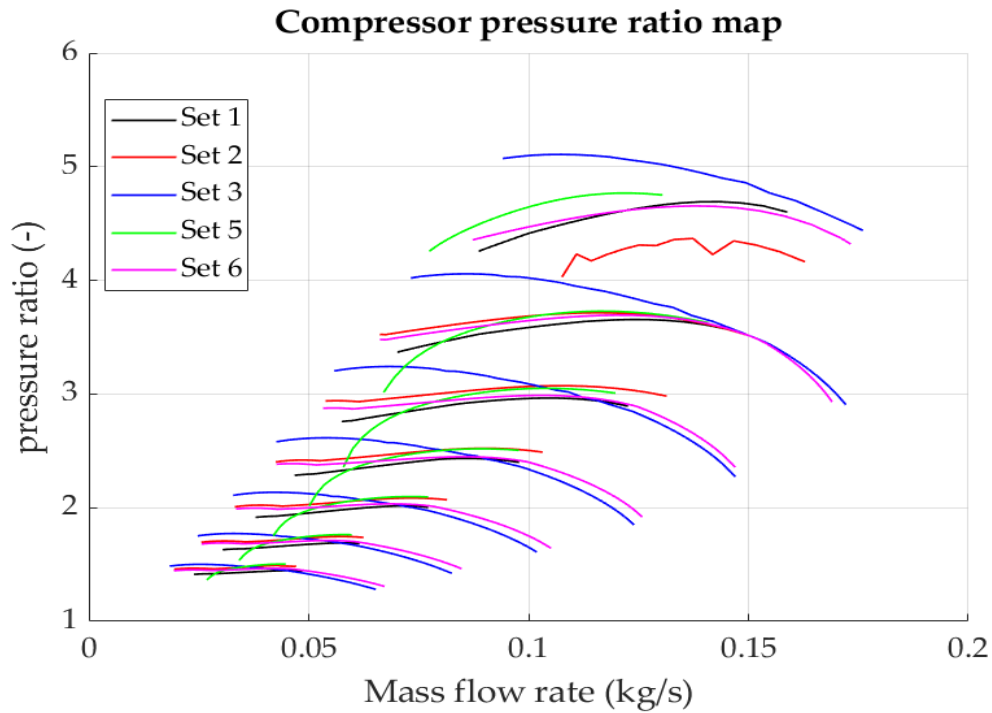


Figura 4.115 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

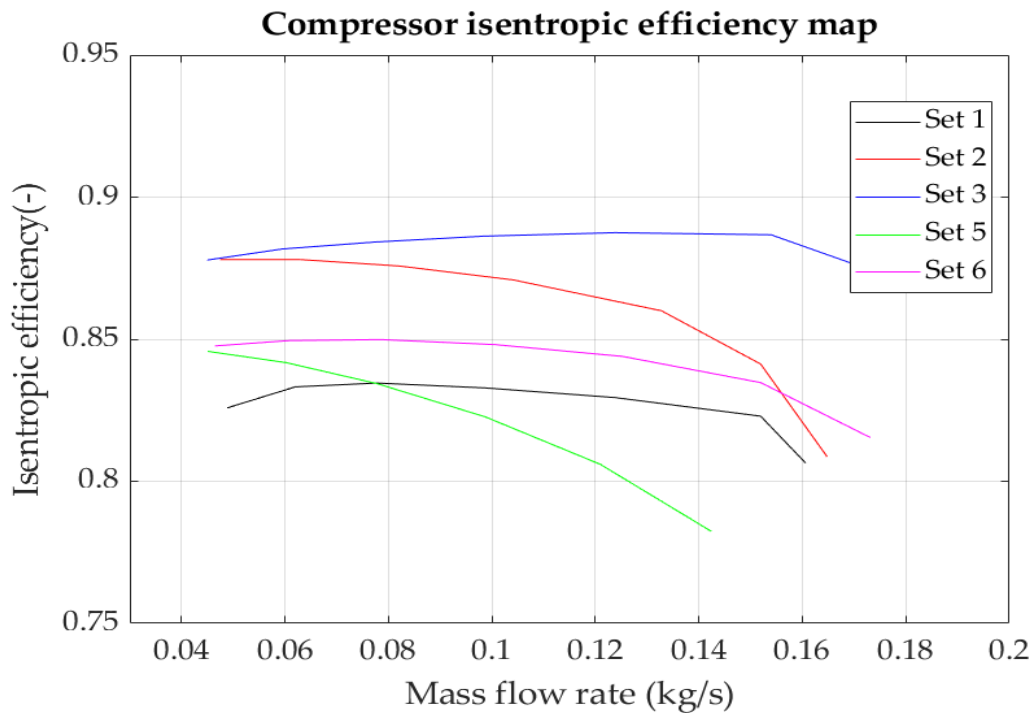


Figura 4.116 Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

4.2.4 Compresor D

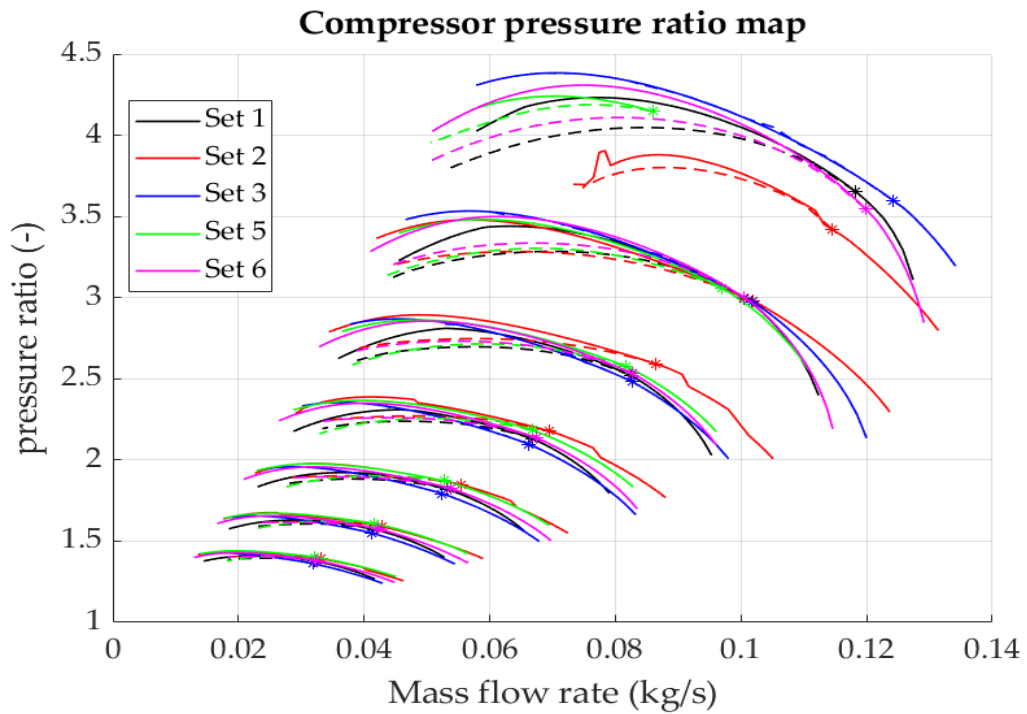


Figura 4.117 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

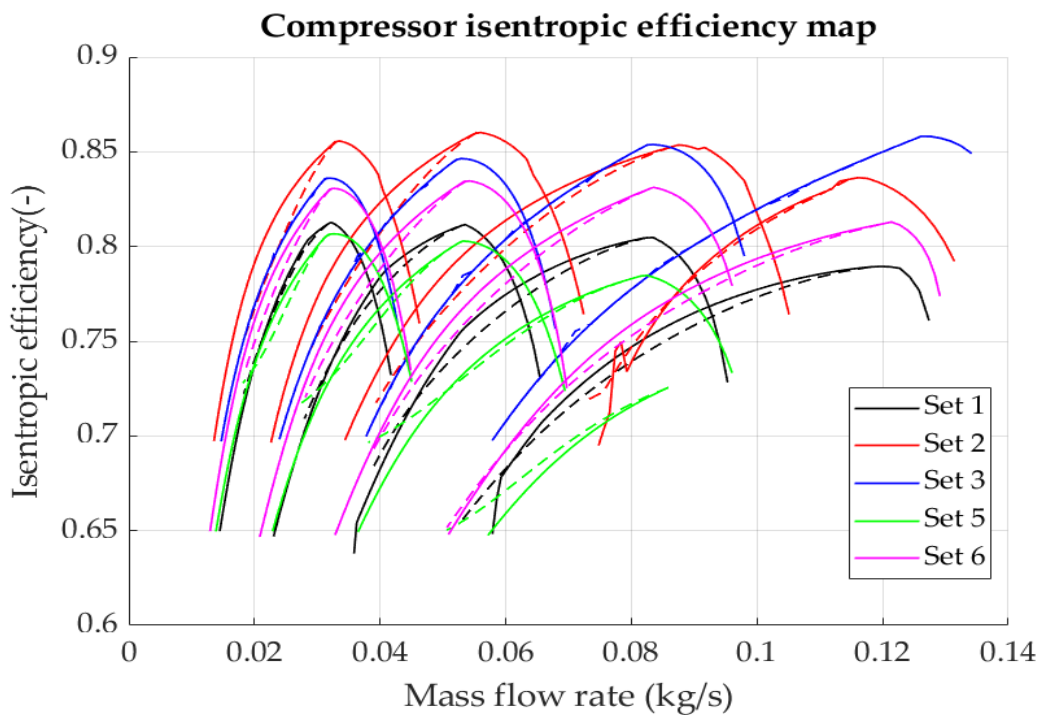


Figura 4.118 Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

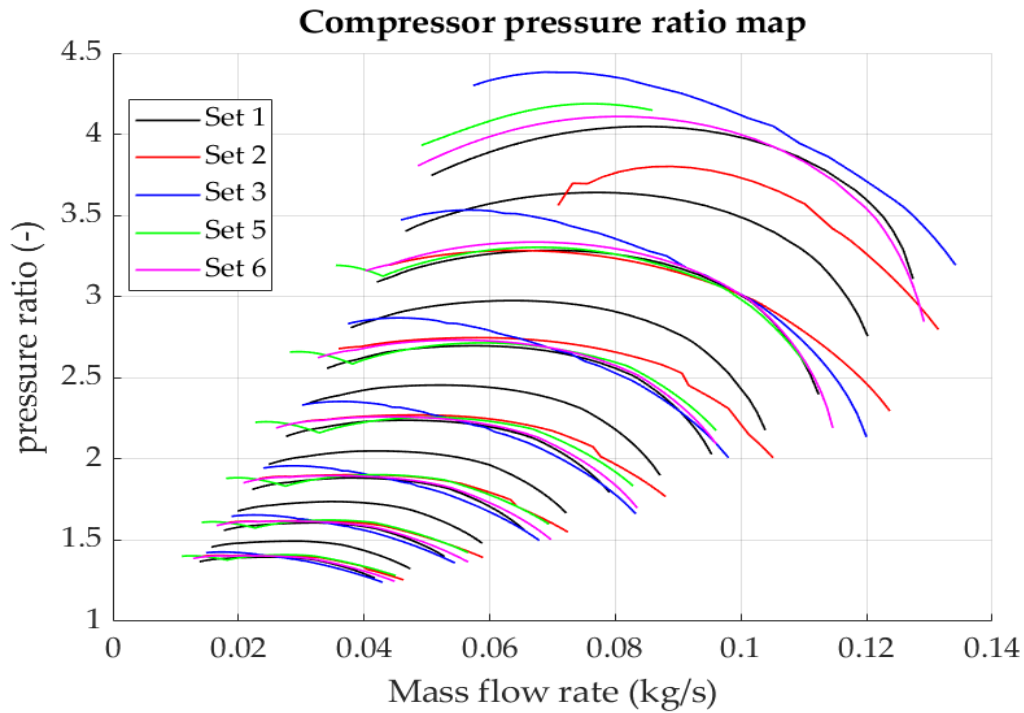


Figura 4.119 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

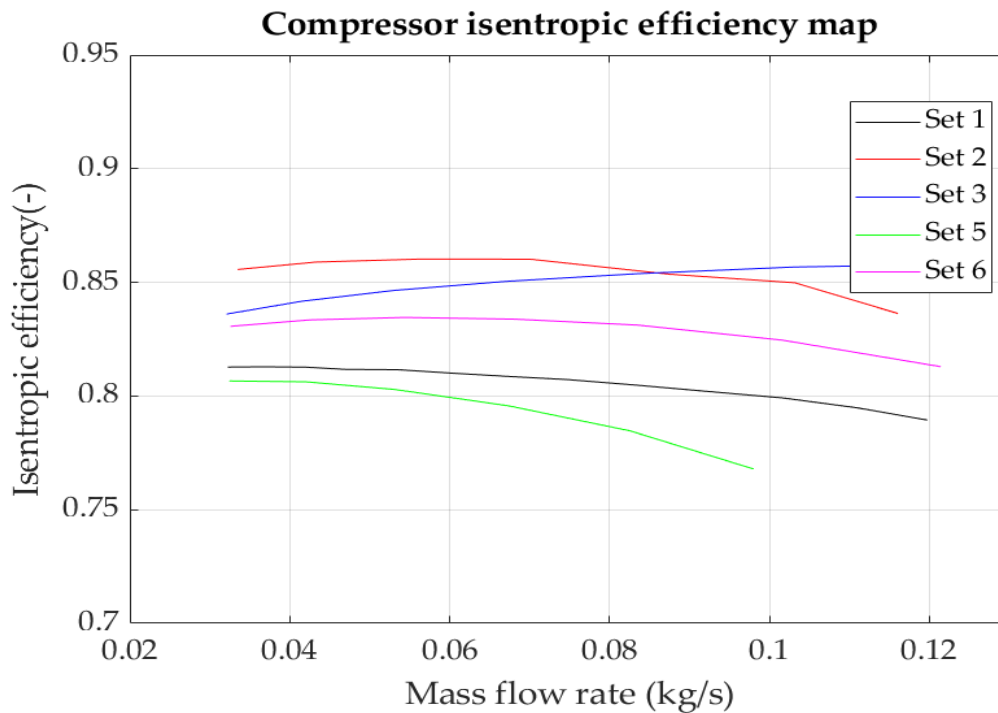


Figura 4.120 Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

4.2.5 Conclusiones del análisis de los mapas de comportamiento correspondientes a diferentes diseños de compresor

Del mismo modo que se hizo con el análisis de los gráficos en el punto de diseño, se utilizará como referencia el modelo de Aungier [2] para el análisis de las diferentes geometrías para las mismas condiciones de diseño obtenidas en cada modelo.

1. **Set 2: Oh et al. [41].** Las estimaciones del rendimiento máximo de este modelo son superiores a las del modelo de Aungier [2] pero las pendientes de las curvas son similares y, si nos fijamos en la forma de las curvas de rendimiento completas, se observa que poseen geometrías similares. Observando ahora la relación de compresión, tanto con la incorporación de álabes guía como sin ellos, se observa que las estimaciones son prácticamente idénticas. A pesar de las estimaciones similares que realiza este modelo para los rangos de 50% a 100% de velocidad de giro, se observa que las curvas generadas para la velocidad de giro del 110% no son muy fiables para relaciones de compresión superiores a 3.
2. **Set 3: Galvas [66].** Las curvas generadas por el modelo de Galvas [66], a pesar de ser similares geoméricamente en lo que respecta a las curvas de rendimiento, así como en algunos casos de relaciones de compresión, tiene la peculiaridad que estima una curva de rendimiento máximo que es creciente con el gasto másico, cuando el resto de modelos la estiman decreciente. Además, como se puede observar, es el modelo que menos ajuste con el d Aungier [2] presenta.
3. **Set 5: Set 2 de [41].** El set 2 presentado por Oh et al. [41] presenta unas curvas de rendimiento bastante similares a las que estima el modelo de Aungier [2] pero la pendiente de la curva de rendimiento máximo es diferente. Además, como puede observarse en los mapas de relación de compresión, el rango de comportamiento que estima este modelo es considerablemente menor al resto, a pesar de que las estimaciones respecto al modelo de Aungier [2] suelen ser bastante similares.
4. **Set 6: Velasquez [3].** El modelo presentado por Velasquez [3] posee un comportamiento similar al set 2 presentado por Oh et al. [41] pero con mayor acercamiento al modelo de Aungier [2], sobretodo en la tendencia de la curva de máximo rendimiento. Además, comparando las relaciones de compresión estimadas, se observa que la estimación es prácticamente idéntica la de Aungier [2].

En resumen de lo expuesto, para velocidades de giro menores a la nominal se tiene que las estimaciones de la relación de compresión son prácticamente idénticas, habiendo más diferencias al aumentar esta. Esto se debe, principalmente, al aumento de las diferentes pérdidas que se producen en el rodete y difusor que varían según la correlación empleada. La mayor diferencia se haya en el rendimiento a pesar de que las tendencias de la línea de máximo rendimiento son similares, excepto para el set 3 [66].

4.3 Análisis de los mapas de comportamiento para un mismo diseño de compresor

En esta sección se diseñará un compresor para cada condición operativa de la Tabla 4.3, utilizando el método de Aungier [2]. Posteriormente se analizará el diseño según modelos de pérdidas elegidos de la Tabla 4.4 de forma que se tenga un único diseño analizado por 5 modelos de pérdidas diferentes. Los mapas analizados serán los mismos que los propuestos en la Tabla 4.6, siendo los rangos de regímenes de giro representados los mismos que los utilizados anteriormente. Por los mismos motivos computacionales que los expuestos en la sección anterior, se analizarán los diferentes modelos en el caso de difusor sin álabes exclusivamente.

4.3.1 Compresor A [3, 4]

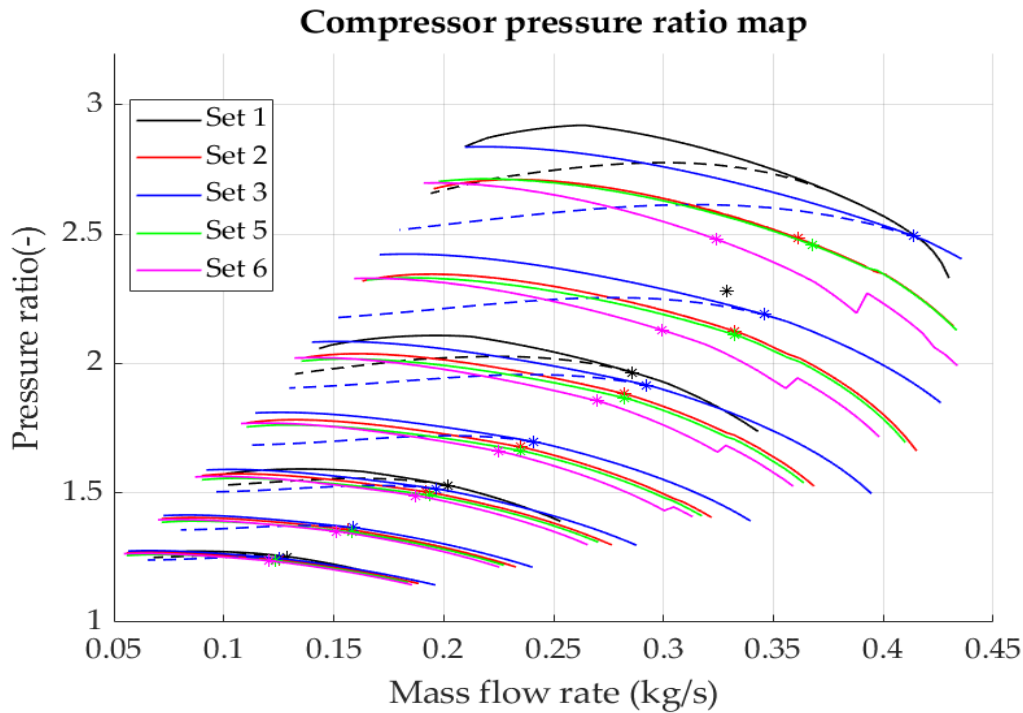


Figura 4.121 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

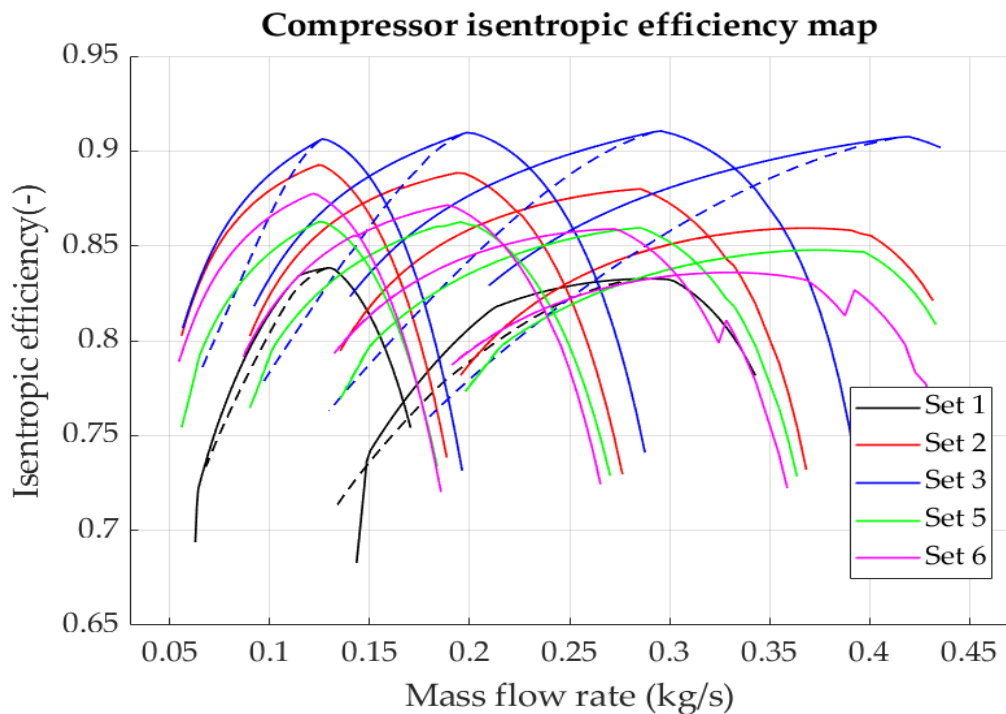


Figura 4.122 Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

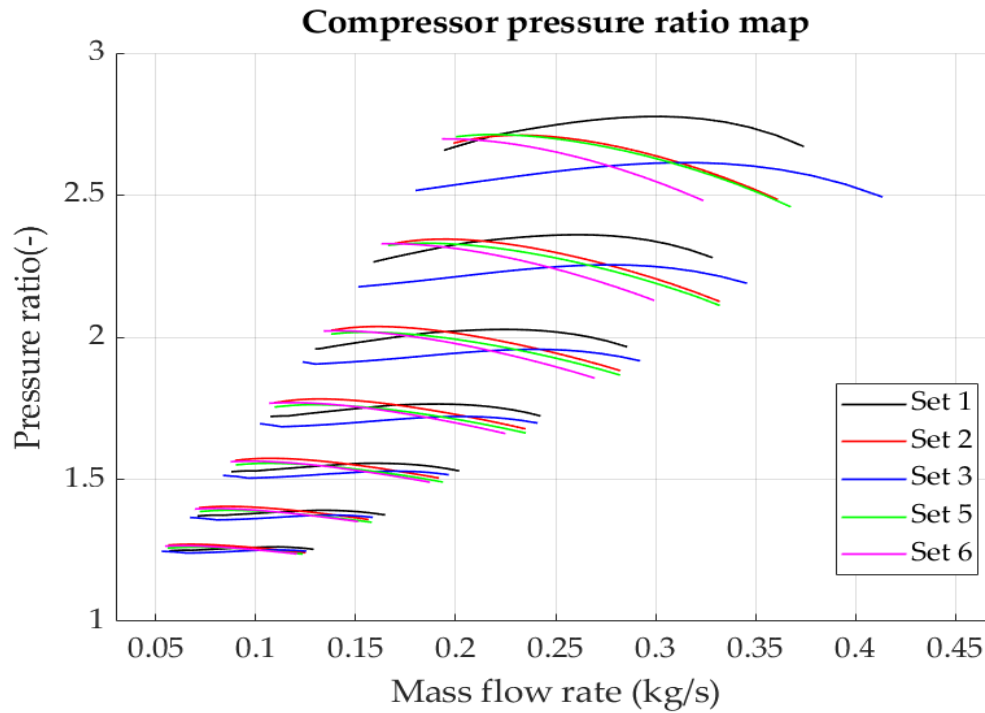


Figura 4.123 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

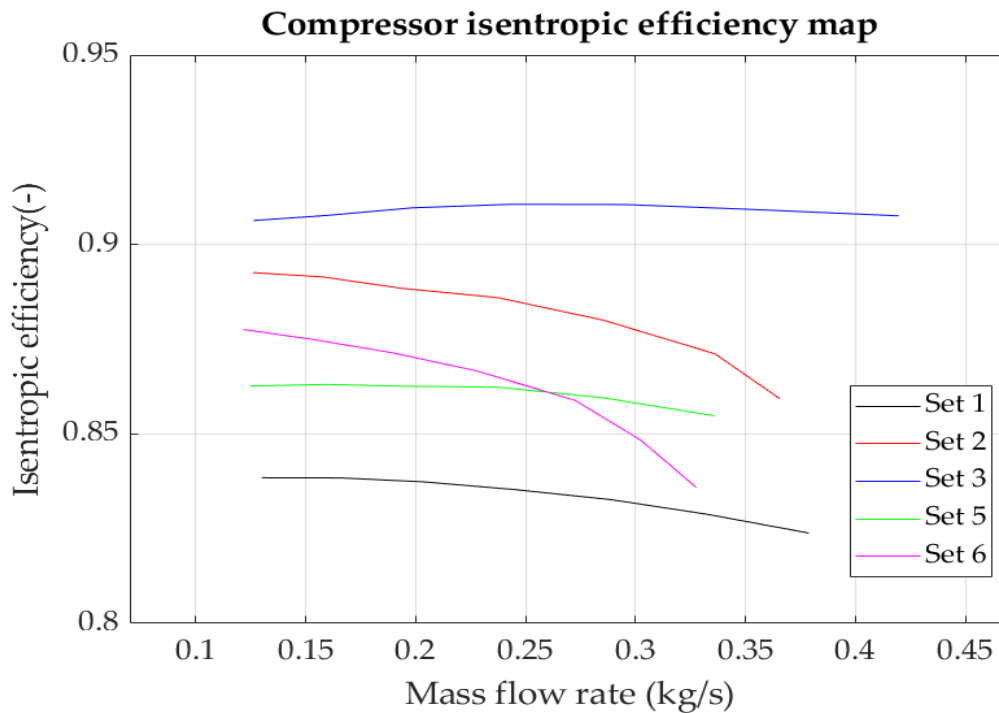


Figura 4.124 Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

4.3.2 Compresor B [3, 5]

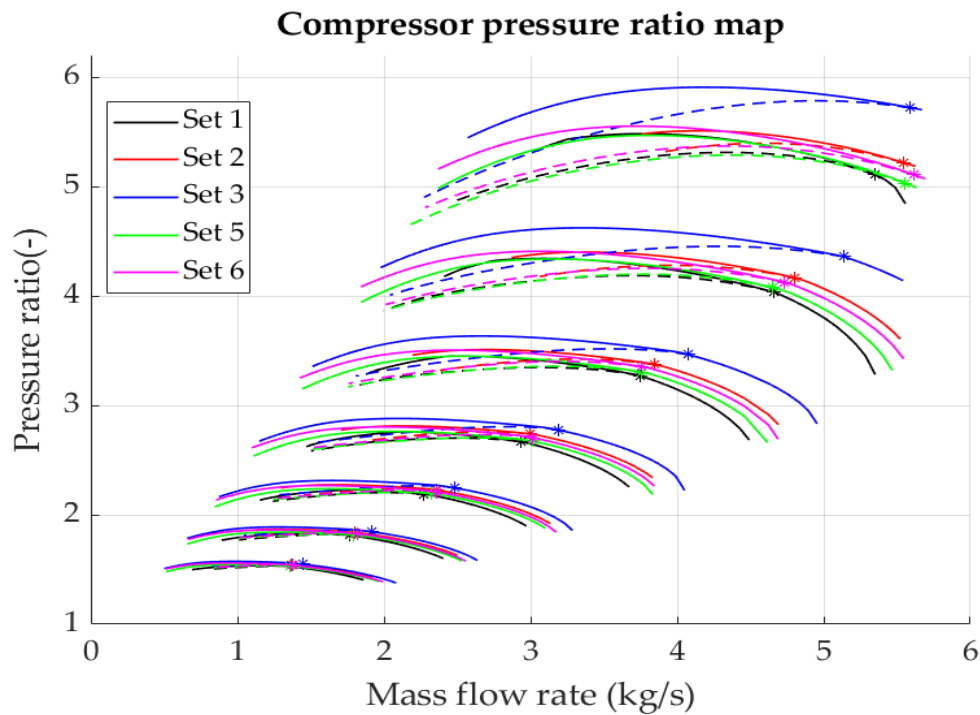


Figura 4.125 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

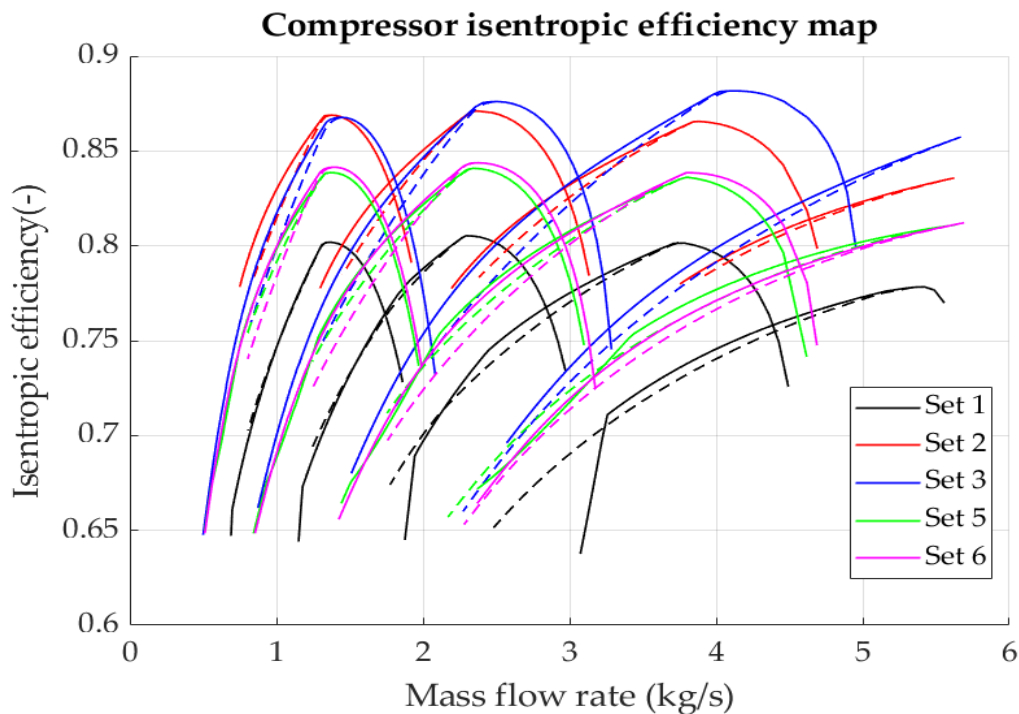


Figura 4.126 Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

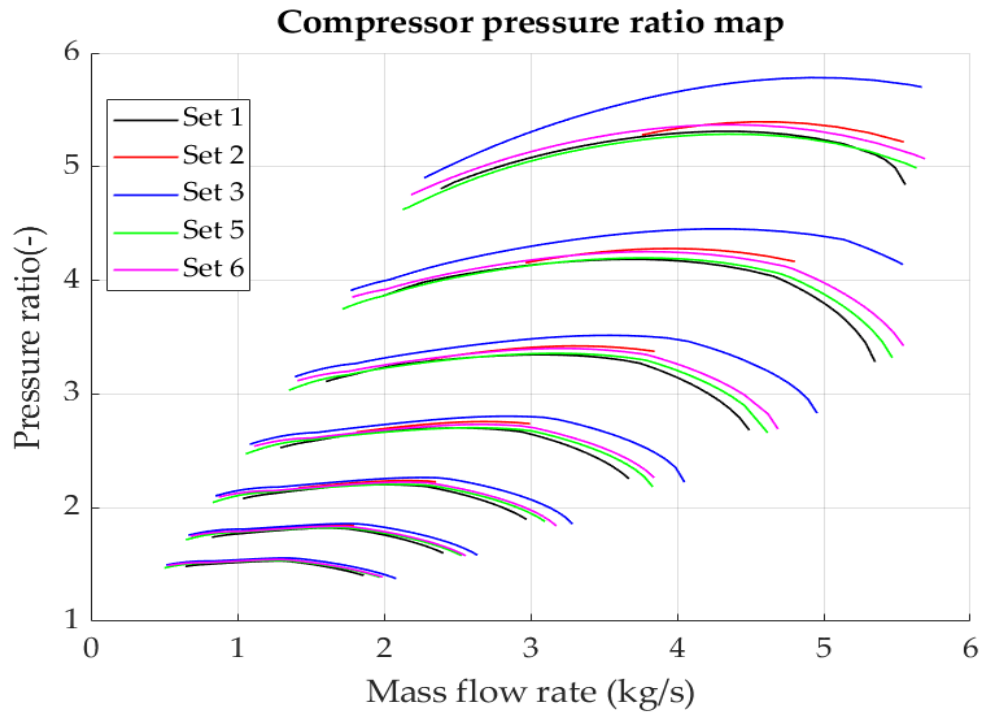


Figura 4.127 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

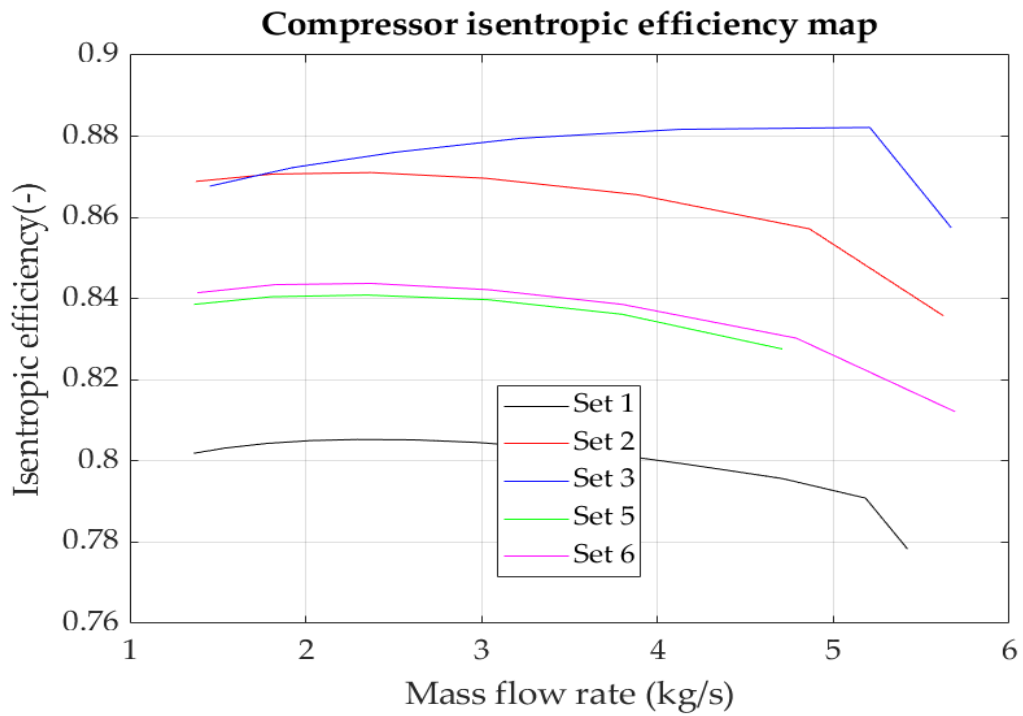


Figura 4.128 Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

4.3.3 Compresor C

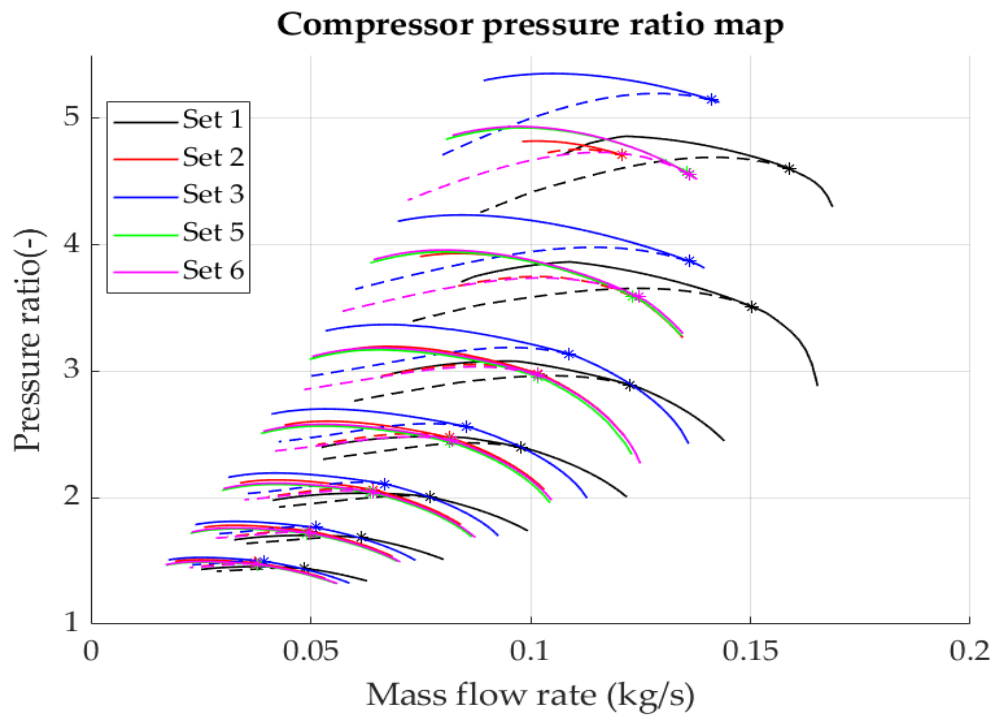


Figura 4.129 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

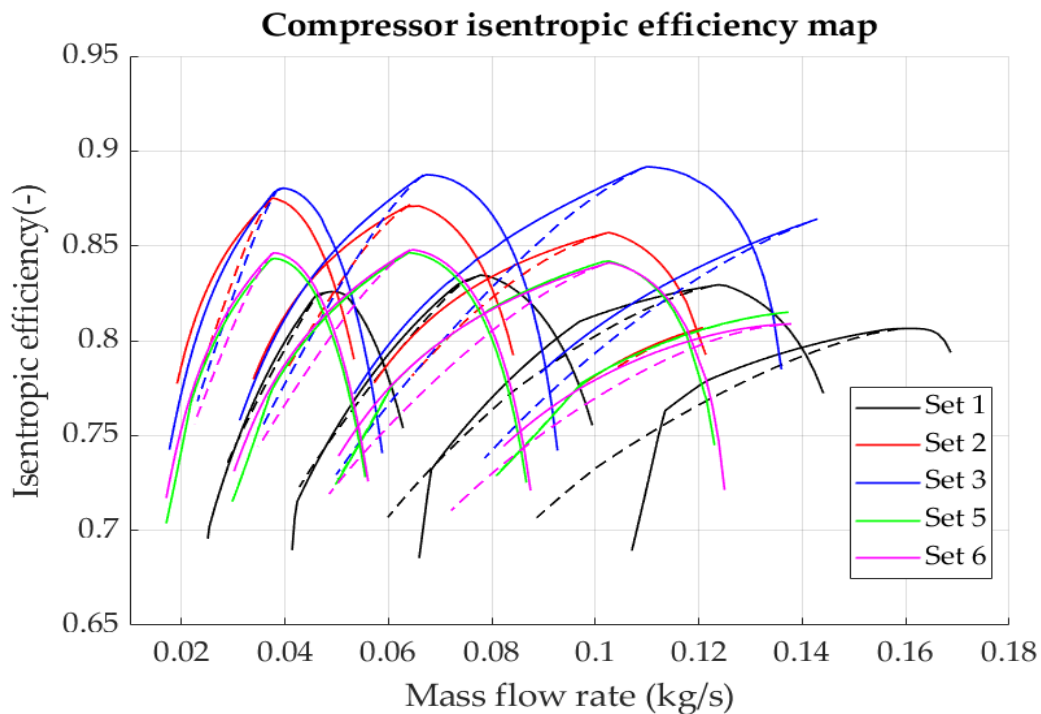


Figura 4.130 Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

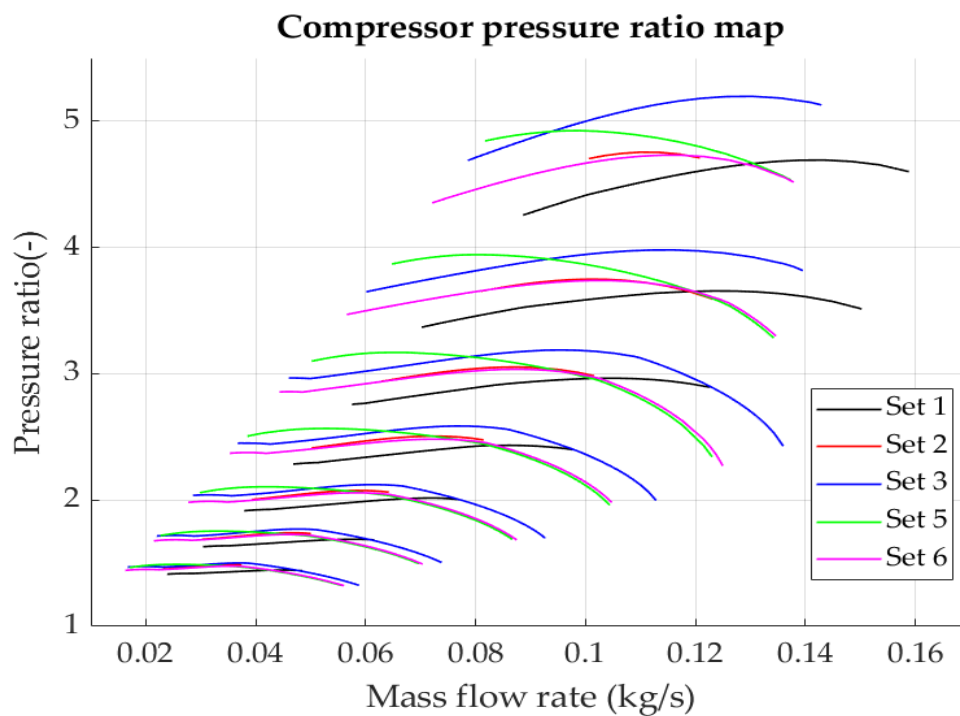


Figura 4.131 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

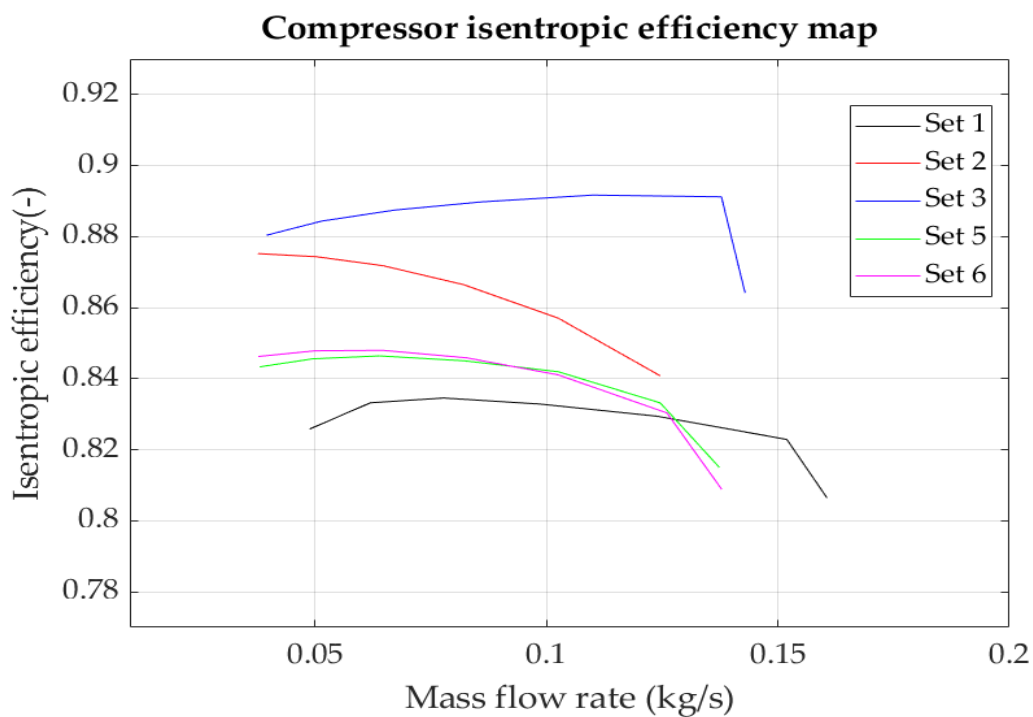


Figura 4.132 Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

4.3.4 Compresor D

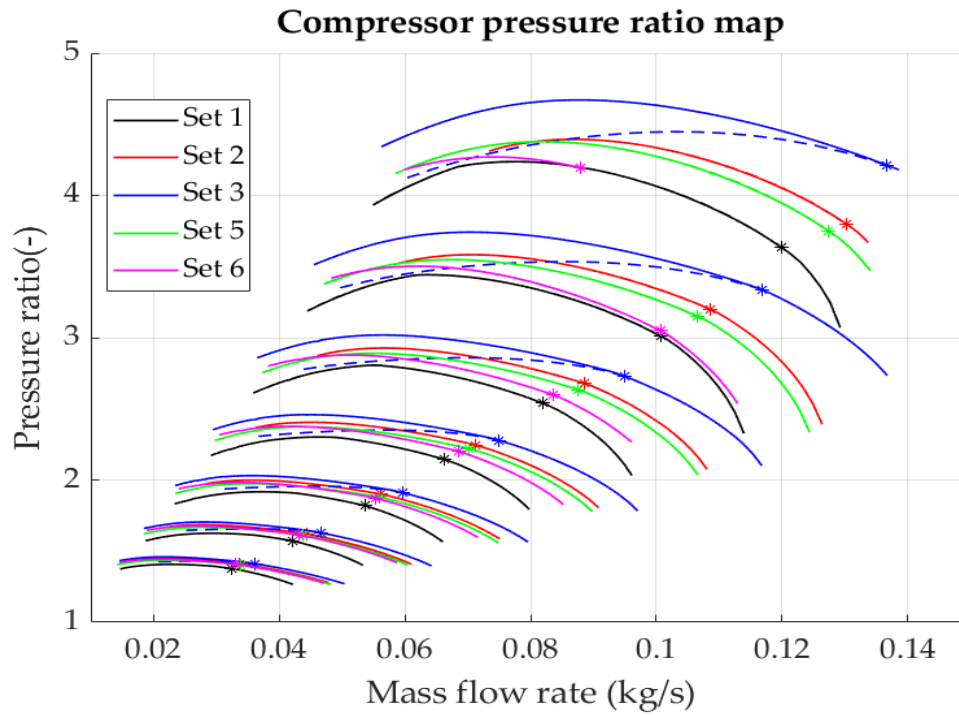


Figura 4.133 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

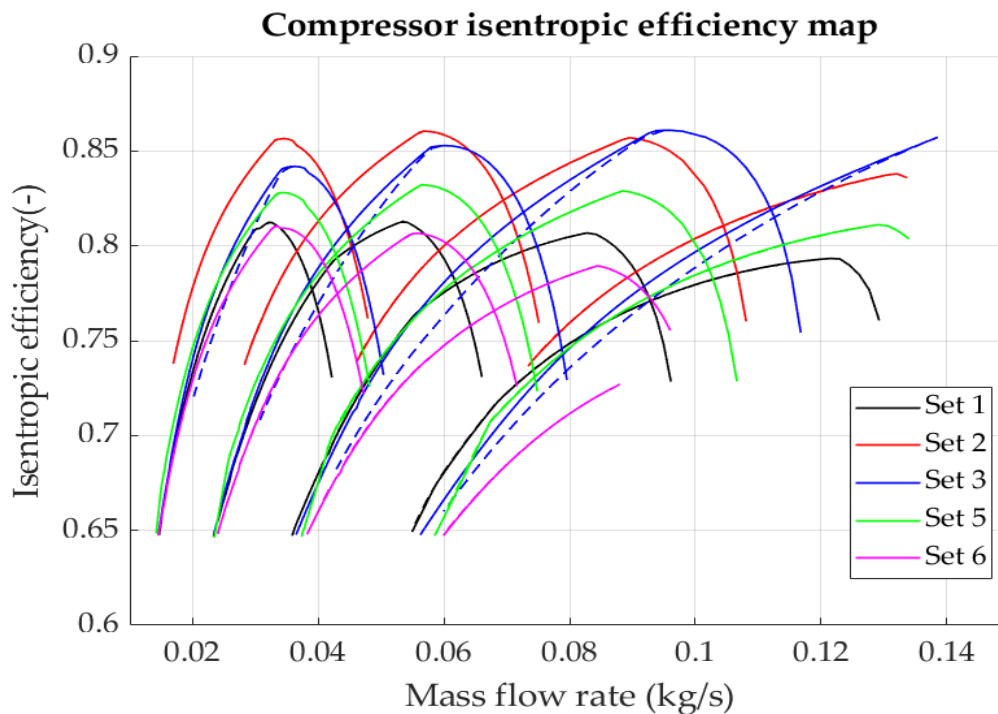


Figura 4.134 Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

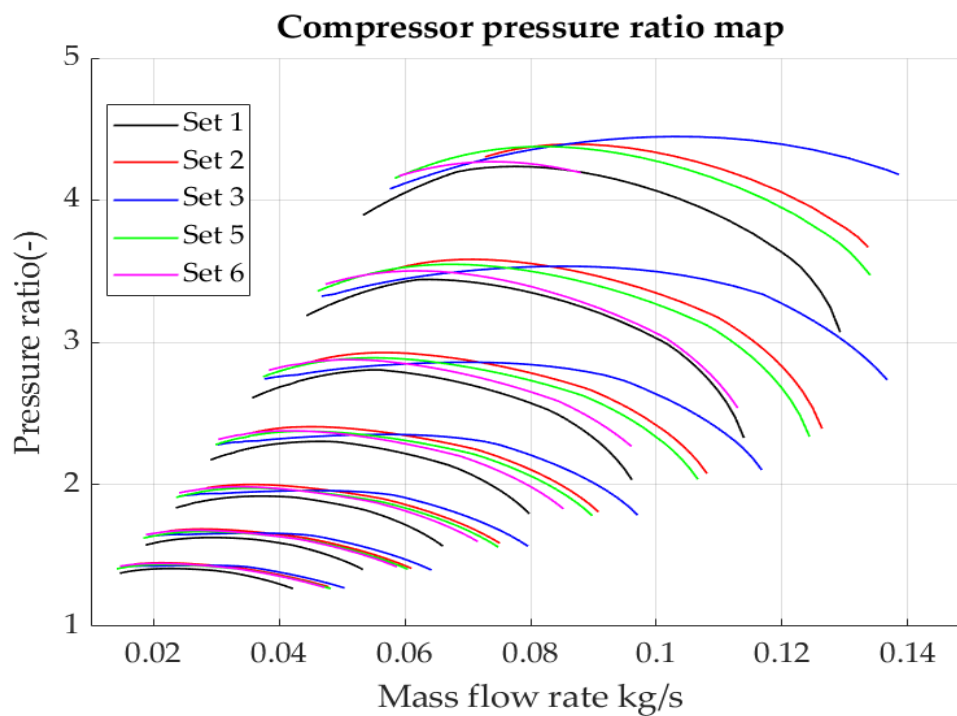


Figura 4.135 Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

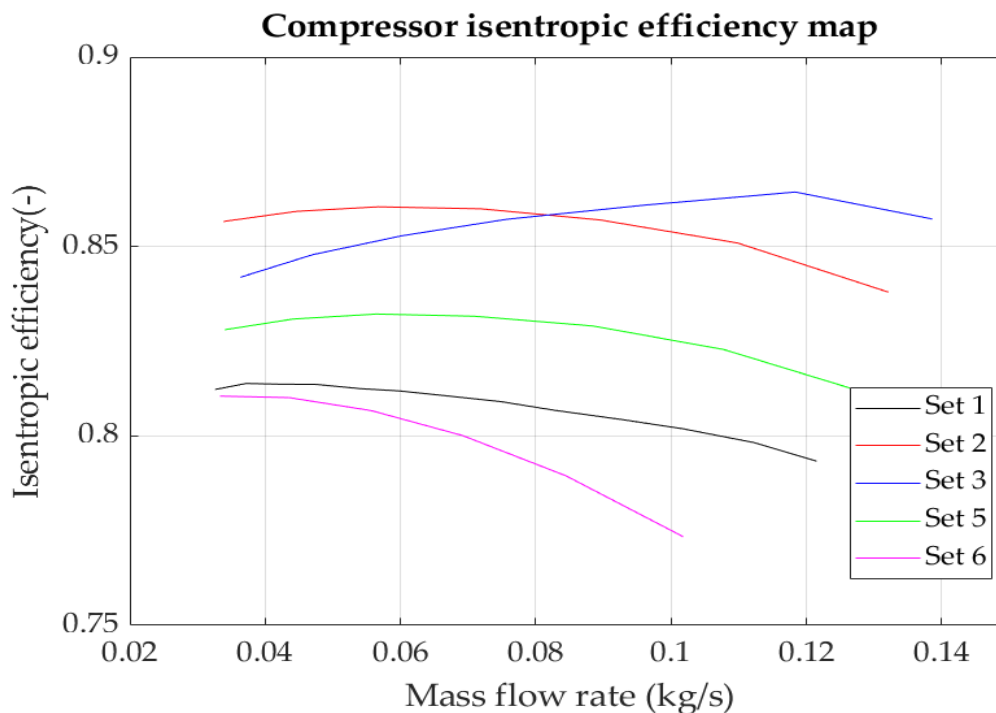


Figura 4.136 Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas.

4.3.5 Conclusiones de los análisis de los mapas para el mismo diseño

Una vez obtenidos los mapas de comportamiento del mismo diseño de compresor para diferentes correlaciones de pérdidas, podemos realizar comparaciones entre ellos respecto a las desviaciones que realizan respecto a los mapas de comportamiento del modelo de Aungier [2].

En líneas generales, se observa que las desviaciones respecto a la estimación de la relación de compresión aumentan con el régimen de giro, hecho que era completamente predecible debido a que las pérdidas que se generan en el compresor variarán al ser estimadas por una correlación u otra.

Respecto al rendimiento óptimo, todos los modelos tienen desviaciones positivas respecto al modelo de Aungier [2]. No obstante, se observa que, a pesar de ello, las líneas de tendencia son bastante similares en todos los casos excepto para el modelo 2, *Set* de Galvas [66]. Las curvas de rendimiento suelen tener la misma campana pero está desplazada, variando a medida que aumenta el régimen de giro.

En el compresor A [3, 4] se observa que el modelo 1, *Set* de Oh et al. [41], presenta deformaciones tanto en las curvas de relación de compresión sin álabes guía como en las curvas de rendimiento a medida que se acerca al bloqueo del compresor y aumenta con la velocidad de giro del compresor.

Los modelos 5 [41] y 6 [3] suelen acoplarse con más precisión, sobretodo a nivel de tendencia, con el modelo de Aungier [2] a medida que aumenta el régimen de giro. No obstante, el rango operativo que estiman decrece considerablemente, sobretodo en el modelo 6 [3].

5 Conclusiones y líneas futuras de trabajo

En el presente trabajo se han expuesto diferentes modelos de pérdidas y correlaciones para el diseño análisis de un turbocompresor centrífugo, tomando como referencia los trabajos de Aungier [2]. A partir de las conclusiones realizadas anteriormente se extraen las siguientes conclusiones:

- A la hora de analizar las pérdidas que se originan en un compresor, tanto para analizar como para diseñar, es primordial conocer las condiciones operativas a las que se va a someter la máquina, con el fin de poder utilizar el modelo de correlaciones más apropiado para dichas condiciones operativas. En la literatura existen trabajos como el de Zhang et al. [73] que, en función del número de Mach relativo en la punta del álabe, proponen utilizar una u otra correlación de pérdidas.
- Al ser un requisito que ni la carga computacional ni la complejidad sean muy altas, no se han implementado el código de correlaciones como la de Stanitz [55] para difusores o la de Qiu et al. [54] para el coeficiente de deslizamiento. Por ende, sería interesante implementar estas correlaciones y comparar los resultados obtenidos, sobre todo la correlación de Stanitz [55] que es bastante utilizada en la literatura.
- En cuanto a los modelos utilizados, los más recomendados, según los datos obtenidos y tras la comparación con el método de Aungier, son los *sets* 5 [41] y 6 [3]. A pesar de todo, sería interesante generar y comparar mapas de diferentes modelos para rangos operativos diferentes, variando el gasto másico y relación de compresión de diseño, y observar los diferentes comportamientos estimados.
- Se ha observado la importancia de analizar las turbomáquinas con modelos y correlaciones de pérdidas adecuados ya que, a la hora de diseñar, pueden variar drásticamente tanto los diferentes ángulos de los álabes como el número de álabes, variando completamente el comportamiento de la máquina a pesar de haber sido diseñada para las mismas condiciones operativas.

Un punto a tratar de este trabajo era valorar si se podían utilizar estas correlaciones para gases que no fuesen ideales y qué validez tenía hacerlo. Diferentes investigadores como Lee et al. [84], Ameli et al. [85] y Romei et al. [86] han validado los modelos de pérdidas convencionales, en función de los coeficientes de pérdida de entalpía aplicados a turbocompresores centrífugos que usan dióxido de carbono supercrítico como fluido de trabajo, tomando como referencia datos experimentales de *Sandia National Laboratories* (SNL) [87]. Por otro lado, Cho et al. [63] validaron los modelos de Oh et al. [41], Galvas [66] y Lee et al. [42] según los resultados experimentales del *Korea Advanced Institute of Science and Technology* (KAIST) y *Korea Atomic Energy Research* (KAERI). A partir de estos trabajos, se considera que los modelos propuestos en este trabajo son aptos para máquinas que operan con gases reales y siempre en el contexto de una etapa inicial del diseño o para análisis simplificados.

Por otro lado, una vez obtenidos y analizados los resultados, se han observado ciertos puntos débiles que se recomienda tratar con el fin de obtener una herramienta de cálculo más fiable y robusta.

- En primer lugar, se ha hecho hincapié a lo largo del trabajo en las diferencias termodinámicas entre modelos. Por un lado, Aungier [2] utiliza un modelo basado en coeficientes de pérdida de presión de remanso. Por otro lado, la gran mayoría de literatura documentada utiliza coeficientes de pérdida de entalpía. Por ello, se recomienda abordar el problema de la interacción entre estas dos formas de expresar los coeficientes de pérdidas, tomando como referencia la adoptada en este trabajo, Ecuación 3.89 (propuesta por Valsesia [65]).

- En segundo lugar, se recomienda también revisar la estimación de las pérdidas del difusor sin álabes mediante la correlación de Coppage [67] ya que se ha observado que para altas relaciones de compresión suele sobrestimar las pérdidas en el difusor.
- En tercer lugar, se hace hincapié en mejorar la robustez del código ya que, como se ha mencionado a lo largo de la obtención de los resultados, no se han podido obtener curvas de comportamiento de las diferentes turbomáquinas para el uso de difusores con álabes. Dado que estas máquinas tienen un papel muy relevante en la industria, se considera que el estudio queda incompleto y debe ser completado en el futuro.
- Finalmente, se recomienda realizar una comparación operativa de la herramienta de cálculo ya que no se ha podido realizar sobre los compresores [3, 4, 5] al no tener acceso a las curvas de comportamiento de estos. Sí se ha hecho comparación geométrica en la que se ha visto que los errores de los radios de entrada y ángulos de álabes son considerables, si bien es cierto que al realizarse un primer diseño estimativo del compresor, debería determinarse un régimen de error para determinar la validez de la estimación del modelo geoméricamente.

En cuanto a la continuación del desarrollo de este trabajo, y teniendo en cuenta los puntos débiles mencionados anteriormente, la principal vía de desarrollo debería ser el poder aplicar esta herramienta de cálculo a gases no ideales, permitiendo realizar estimaciones para cualquier tipo de fluido en cualesquiera condiciones operativas.

Índice de Figuras

1.1	Proceso iterativo de diseño de turbomáquinas propuesto por Japikse [6].	2
2.1	Sección radial (izquierda) y meridional (derecha) de un compresor centrífugo [7]	3
2.2	Esquema de los elementos de un compresor radial y los triángulos de velocidades [8]	4
2.3	Rodete abierto (izquierda) y rodete cerrado (derecha) [9]	5
2.4	Evolución del flujo en un escalonamiento de turbocompresor centrífugo [10]	7
2.5	Rodete de turbocompresor radial: curvados hacia atrás (izquierda), curvados hacia delante (centro), salida radial (derecha) [10]	8
2.6	Efecto del coeficiente de trabajo de diseño en las curvas características de un compresor y en su rango de funcionamiento (de izquierda a derecha: álabes curvados hacia atrás, radiales y curvados hacia delante) [11]	10
3.1	Efecto del número de Reynolds sobre el rendimiento del compresor a través de las pérdidas dependientes ($\chi_{Re} \equiv \alpha$) e independientes ($\chi_{non-Re} \equiv \beta$) del número de Reynolds [11].	14
3.2	Flujo a través del intersticio en un rodete abierto, visto como un chorro en un flujo cruzado [11]	16
3.3	Esquema de las pérdidas parásitas de un compresor radial [23]	17
3.4	Diagrama de flujo del prediseño de un compresor centrífugo [25]	17
3.5	Diagrama de flujo simplificado para el diseño y análisis del rodete de un turbocompresor centrífugo según el método de Aungier [25]	20
3.6	Parámetros geométricos de referencia del cierre de laberinto [2]	21
3.7	Difusor con álabes (izquierda) y difusor sin álabes (derecha) [34]	24
3.8	Diagrama simplificado del diseño de un difusor sin álabes [25]	25
3.9	Diagrama simplificado del cálculo de un difusor con álabes [25]	26
3.10	Límite del comportamiento estable de un difusor sin álabes [2]	27
3.11	Geometría típica de una voluta [25]	28
3.12	Geometría básica del canal de retorno [25]	28
3.13	Triángulos de velocidades ideal y real (PFG) a la salida del rodete [58]	30
3.14	Comportamiento de los álabes guía a la entrada del compresor en función del ángulo de cierre (0 implica álabes completamente abiertos) [1, 6]	36
3.15	Esquema del campo de velocidades <i>jet and wake</i> [74]	38
3.16	Diagrama de flujo propuesto por Zhang et al. para el cálculo de ϵ_{wake} [73]	39
3.17	Rendimiento politrópico en función del coeficiente de flujo [11]	44
4.1	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del radio de entrada del rodete. i) línea negra continua: radio de raíz experimental ii) línea negra discontinua: radio de cabeza experimental	50
4.2	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del radio de salida del rodete. i) línea negra continua: radio salida experimental	51
4.3	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor. i) línea negra continua: valor experimental del ángulo de salida del álabe del rodete	51

4.4	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor. i) línea negra continua: relación entre diámetros del difusor con álabes experimental	52
4.5	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete. i) línea negra continua: coeficiente de flujo de diseño ii) línea negra discontinua: coeficiente de carga de diseño	52
4.6	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor	53
4.7	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor	53
4.8	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del radio de entrada del rodete. i) línea negra continua: radio de raíz experimental ii) línea negra discontinua: radio de cabeza experimental	54
4.9	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del radio de salida del rodete. i) línea negra continua: radio salida experimental	54
4.10	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor. i) línea negra continua: valor experimental del ángulo de salida del rodete	55
4.11	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del ratio entre los diámetros del difusor. i) línea negra continua: valor experimental de relación entre diámetros del difusor con álabes	55
4.12	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete. i) línea negra continua: coeficiente de flujo de diseño ii) línea negra discontinua: coeficiente de flujo de diseño	56
4.13	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor	56
4.14	Condiciones de diseño A [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor	57
4.15	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del radio de entrada del rodete. i) línea negra continua: radio de raíz experimental ii) línea negra discontinua: radio de cabeza experimental	57
4.16	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del radio de salida del rodete. i) línea negra continua: radio salida experimental	58
4.17	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor. i) línea negra continua: valor experimental del ángulo de salida del rodete	58
4.18	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor. i) línea negra continua: valor experimental de la relación entre diámetros del difusor con álabes	59
4.19	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete. i) línea negra continua: coeficiente de flujo de diseño ii) línea negra discontinua: coeficiente de flujo de diseño	59
4.20	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor	60
4.21	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor con álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor	60
4.22	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del radio de entrada del rodete. i) línea negra continua: radio de raíz experimental ii) línea negra discontinua: radio de cabeza experimental	61
4.23	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del radio de salida del rodete. i) línea negra continua: radio salida experimental	61
4.24	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor. i) línea negra continua: valor experimental del ángulo de salida del rodete	62
4.25	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor. i) línea negra continua: valor experimental de relación entre diámetros del difusor con álabes	62
4.26	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete. i) línea negra continua: coeficiente de flujo de diseño ii) línea negra discontinua: coeficiente de flujo de diseño	63
4.27	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor	63
4.28	Condiciones de diseño B [3, 4] con difusor sin álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor	64

4.29	Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación del radio de entrada del rodete	64
4.30	Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación del radio de salida del rodete	65
4.31	Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor	65
4.32	Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor	66
4.33	Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete	66
4.34	Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor	67
4.35	Condiciones de diseño C con difusor con álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor	67
4.36	Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación del radio de entrada del rodete	68
4.37	Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación del radio de salida del rodete	68
4.38	Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor	69
4.39	Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor	69
4.40	Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete	70
4.41	Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor	70
4.42	Condiciones de diseño C con difusor sin álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor	71
4.43	Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación del radio de entrada del rodete	71
4.44	Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación del radio de salida del rodete	72
4.45	Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor	72
4.46	Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor	73
4.47	Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete	73
4.48	Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor	74
4.49	Condiciones de diseño D con difusor con álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor	74
4.50	Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación del radio de entrada del rodete	75
4.51	Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación del radio de salida del rodete	75
4.52	Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación de los ángulos de álabe del compresor	76
4.53	Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación de la relación de diámetros del difusor	76
4.54	Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación de los parámetros de diseño del rodete. i) línea negra continua: coeficiente de flujo de diseño ii) línea negra discontinua: coeficiente de flujo de diseño	77
4.55	Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación del número de álabes en el rodete y en el difusor	77
4.56	Condiciones de diseño D con difusor sin álabes. Estimación de la altura del álabe a la entrada y salida del rodete y a la entrada y salida del difusor	78
4.57	Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes	80
4.58	Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes	80
4.59	Coeficiente de deslizamiento: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes	81
4.60	Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes	81
4.61	Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes	82
4.62	Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor con álabes	82
4.63	Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes	83
4.64	Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes	83
4.65	Coeficiente de deslizamiento: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes	84
4.66	Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes	84
4.67	Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes	85
4.68	Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes	85
4.69	Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes	86
4.70	Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes	86
4.71	Coeficiente de deslizamiento: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes	87
4.72	Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes	87

4.73	Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes	88
4.74	Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor con álabes	88
4.75	Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes	89
4.76	Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes	89
4.77	Coefficiente de deslizamiento: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes	90
4.78	Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes	90
4.79	Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes	91
4.80	Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes	91
4.81	Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas C con difusor con álabes	92
4.82	Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas C con difusor con álabes	92
4.83	Coefficiente de deslizamiento: Condiciones operativas C con difusor con álabes	93
4.84	Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas C con difusor con álabes	93
4.85	Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas C con difusor con álabes	94
4.86	Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas C con difusor con álabes	94
4.87	Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas C con difusor sin álabes	95
4.88	Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas C con difusor sin álabes	95
4.89	Coefficiente de deslizamiento: Condiciones operativas C con difusor sin álabes	96
4.90	Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas C con difusor sin álabes	96
4.91	Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas C con difusor sin álabes	97
4.92	Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas C con difusor sin álabes	97
4.93	Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas D con difusor con álabes	98
4.94	Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas D con difusor con álabes	98
4.95	Coefficiente de deslizamiento: Condiciones operativas D con difusor con álabes	99
4.96	Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas D con difusor con álabes	99
4.97	Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas D con difusor con álabes	100
4.98	Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas D con difusor con álabes	100
4.99	Estimaciones del rendimiento total a total: Condiciones operativas D con difusor sin álabes	101
4.100	Pérdida de entalpía en el compresor: Condiciones operativas D con difusor sin álabes	101
4.101	Coefficiente de deslizamiento: Condiciones operativas D con difusor sin álabes	102
4.102	Desglose del coeficiente de pérdida de presión de remanso: Condiciones operativas D con difusor sin álabes	102
4.103	Desglose del coeficiente de carga del rodete: Condiciones operativas D con difusor sin álabes	103
4.104	Pérdida de presión de remanso en los álabes guía: Condiciones operativas D con difusor sin álabes	103
4.105	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	106
4.106	Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	106
4.107	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	107
4.108	Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	107
4.109	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	108
4.110	Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	108
4.111	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	109
4.112	Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	109
4.113	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	110
4.114	Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	110

4.115	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	111
4.116	Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	111
4.117	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	112
4.118	Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	112
4.119	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	113
4.120	Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Condiciones operativas D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	113
4.121	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	115
4.122	Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	115
4.123	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	116
4.124	Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor A [3, 4] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	116
4.125	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	117
4.126	Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	117
4.127	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	118
4.128	Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor B [3, 5] con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	118
4.129	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	119
4.130	Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	119
4.131	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	120
4.132	Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor C con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	120
4.133	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	121
4.134	Mapa rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía y sin álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	121
4.135	Mapa relación de compresión [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	122
4.136	Mapa máximo rendimiento [-] frente gasto másico [kg/s]. Compresor D con difusor sin álabes. Caso con álabes guía para diferentes correlaciones de pérdidas	122

Índice de Tablas

3.1	Límites y valores óptimos de diseño de turcompresores centrífugos [1]	18
3.2	Modelos de factor de deslizamiento y su fundamento teórico o experimental.	31
3.3	Modelos de pérdidas en rodets y su fundamento teórico o experimental.	35
3.4	Modelos de pérdidas en difusores y su fundamento teórico o experimental.	40
3.5	Modelos de factor de deslizamiento y su fundamento teórico o experimental.	42
4.1	Datos de los compresores experimentales	47
4.2	Combinaciones (sets) de correlaciones utilizadas	48
4.3	Variables de diseño utilizadas	49
4.4	Modelos utilizados para el estudio del comportamiento en condiciones fuera de diseño	49
4.5	Gráficos para el análisis de los diseños geométricos según el modelo de correlaciones	50
4.6	Mapas de comportamiento generados	105

Bibliografía

- [1] R. González Almenara, Desarrollo de un módulo de diseño y análisis de turbocompresores centrífugos para su integración en una herramienta de simulación de microturbinas de gas (2021).
- [2] A. Ronald H., Centrifugal compressors : a strategy for aerodynamic design and analysis, ASME Press New York, 2000.
- [3] E. Gutierrez, Determination of a suitable set of loss models for centrifugal compressor performance prediction, Chinese Journal of Aeronautics 30 (08 2017). doi : 10.1016/j.cja.2017.08.002.
- [4] S. N. Danish, M. Chaochen, C. Yang, The influence of tip clearance on centrifugal compressor stage of a turbocharger, 2006.
- [5] P. P. Larosiliere LM, Skoch GJ, Aerodynamic synthesis of a centrifugal impeller using cfd and measurements. reston: Aiaa; 1997. report no.: Aiaa-1997-2878.
- [6] D. Japikse, Centrifugal compressor design and performance, White River Junction: Concepts Eti, 1996.
- [7] G. Gavagnin, Techno-economic optimization of a solar thermal power generator based on parabolic dish collector and micro gas turbine., Ph.D. thesis (2019).
- [8] T. Sánchez Lencero, A. Muñoz Blanco, F. Jiménez-Espadafor Aguilar, Turbomáquinas térmicas, Editorial Síntesis, 2004.
- [9] J. Felipe Rincón-Franco, G. Fernando García-Sánchez, Metodología de diseño y dinámica computacional de fluido del impulsor y voluta de un compresor centrífugo, Revista UIS Ingenierías 19 (2019).
- [10] M. Ariza, Trabajo de fin de grado - diseño de un turbocompresor centrífugo para comprimir 8,5 kg/s de aire hasta una presión de servicio de 10 bar (2018).
- [11] M. Casey, C. Robinson, Radial Flow Turbocompressors Design, Analysis, and Applications, Cambridge University Press, 2021.
- [12] A. S. Miller, Msc in aerospace engineering thesis - compressor conceptual design (2015).
- [13] J. D. Denton, The 1993 IGTI Scholar Lecture: Loss Mechanisms in Turbomachines, Journal of Turbomachinery 115 (4) (1993) 621–656. doi : 10.1115/1.2929299.
- [14] O. Zweifel, The Determination of the Variation of State in Turbomachinery by Means of the Increase in Entropy., Brown Boveri Rev. 28 ((8/9)) (1941) 232–236.
- [15] J. H. Horlock, Axial Flow Compressors., Butterworth, Oxford, reprinted with additional material in 1973 by Krieger Publishing Co., Malabar., 1958.
- [16] L. E. Brown, Axial flow compressor and turbine loss coefficients: A comparison of several parameters, Journal of Engineering for Power 94 (1972) 193–201.

- [17] Rationalization of Empirical Loss Coefficients and Their Application in One Dimensional Performance Prediction Procedures for Centrifugal Compressors, Vol. Volume 1B: General of Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. doi : 10.1115/78-GT-177.
- [18] E. Greitzer, C. Tan, M. Graf, Internal Flow: Concepts and Applications, Cambridge Engine Technology Series, Cambridge University Press, 2007.
- [19] F. Dietmann, Zum einfluss der reynolds-zahl und der oberflächenrauigkeit bei thermischen turbokompressoren., Ph.D. thesis (2015).
- [20] M. Diehl, Mitigation of tip leakage induced phenomena in a low reynolds number centrifugal compressor via blade loading distribution., Ph.D. thesis (2019).
- [21] W. Traupel, Thermische Turbomaschinen, Springer, 2000.
- [22] H. Petermann, C. Pfeleiderer, Strömungsmaschinen, Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [23] B. Monje, Design of supercritical carbon dioxide centrifugal compressors, Ph.D. thesis (06 2014).
- [24] H. Harada, Performance Characteristics of Shrouded and Unshrouded Impellers of a Centrifugal Compressor, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 107 (2) (1985) 528–533. doi : 10.1115/1.3239765.
- [25] G. Nieto, Trabajo de fin de grado - desarrollo de una aplicación en matlab para pre-diseño de turbocompresores centrífugos (2019).
- [26] O. Balje, Turbomachines: a guide to design, selection and theory, John Wiley and Sons, 1981.
- [27] M. O. Khan, Basic practices in compressors selection, 1984.
- [28] A. Whitfield, N. Baines, Design of Radial Turbomachines, John Wiley and Sons, 1990.
- [29] F. Wiesner, A review of slip factors for centrifugal impellers, ASME Journal of Engineering for Power 89 (1967).
- [30] S. Lieblein, Loss and stall analysis of compressor cascades (1959).
- [31] J. W. Daily, R. E. Nece, Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks, Journal of Basic Engineering 82 (1960) 217–230.
- [32] J. W. Daily, R. E. Nece, Roughness effects on frictional resistance of enclosed rotating disks, Journal of Basic Engineering Journal of Basic Engineering Sept. (1960) 553–562.
- [33] A. Egli, The leakage of steam through labyrinth glands (1935).
- [34] A. Ameli, Numerical simulation of rotor-stator interaction and tip clearance flow in centrifugal compressors, Ph.D. thesis (03 2015).
- [35] J. W. Daily, R. E. Nece, Development of the british gas turbine unit, ASME Reprint Lecture: Fluid Dynamics of Axial Compressors (1947).
- [36] I. A. Ohlsen, R. O. Bullock, Aerodynamic design of axial-flow compressors, NASA SP-36 (1965).
- [37] M. Giachia, E. Belardinia, G. Lombardib, A. Bertib, M. Maganzi, Centrifugal compressor diffuser rotating stall: Vaneless vs. vanned, 2017.
- [38] N. Watson, M. Janota, Turbocharging the internal combustion engine, 1982.
- [39] R. H. Aungier, Mean streamline aerodynamic performance analysis of centrifugal compressors, Journal of Turbomachinery 117 (3) (1995) 360–366.
- [40] M. R. Galvas, Computer program for predicting off-design performance of centrifugal compressors, National Aeronautics and Space Administration (NASA), 1973.

- [41] H. Oh, E. Yoon, M. Chung, An optimum set of loss models for performance prediction of centrifugal compressors, *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part A-journal of Power and Energy - PROC INST MECH ENG A-J POWER* 211 (1997) 331–338.
- [42] J. Lee, , Study of improved design methodology of $s - co_2$ power cycle compressor for the next generation nuclear system application = , 2016.
- [43] O. Conrad, K. E. Raif, M. R. Wessels, The calculation of performance maps for centrifugal compressors with vane-island diffusers, 1979.
- [44] J. T. Gravdahl, F. Willems, B. de Jager, O. Egeland, Modeling of surge in free-spool centrifugal compressors: Experimental validation, *Journal of Propulsion and Power* 20 (2004) 849–857.
- [45] A. A. Doustmohammadi, A. HajilouyBenisi, M. Mojaddam, Experimental and numerical investigation of losses in centrifugal compressor components Vol. 6C: Turbomachinery (2013).
- [46] P.-Y. Li, C.-W. Gu, Y. Song, A new optimization method for centrifugal compressors based on 1d calculations and analyses, *Energies* 8 (5) (2015) 4317–4334.
- [47] E. Velásquez, Determination of a suitable set of loss models for centrifugal compressor performance prediction, *Chin. J. Aeronaut.* 30 (2017) 1644–1650.
- [48] P. Thanapandi, R. Prasad, Performance prediction and loss analysis of low specific speed submersible pumps, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 204 (4) (1990) 243–252.
- [49] X. Gong, R. Chen, Total pressure loss mechanism of centrifugal compressors (2014).
- [50] M. Boyce, *Centrifugal Compressors: A Basic Guide*, EngineeringPro collection, PennWell, 2003.
- [51] Miller, A. S., Denney, R. K., J. C. Tai, Compressor stall criteria using object-oriented turbomachinery analysis code (otac), 2015.
- [52] A. Gill, A comparison between stall prediction models for axial flow compressors (2006).
- [53] A. Stodola, *Steam and Gas Turbines*, McGraw-Hill, New York., 1945.
- [54] X. Qiu, D. Japikse, J. Zhao, M. R. Anderson, Analysis and validation of a unified slip factor model for impellers at design and off-design conditions (2011).
- [55] J. D. Stanitz, Some Theoretical Aerodynamic Investigations of Impellers in Radial and Mixed-Flow Centrifugal Compressors, *Trans. ASME* 74 (1952) 437–476.
- [56] T. W. von Backström, A Unified Correlation for Slip Factor in Centrifugal Impellers, *Journal of Turbomachinery* 128 (1) (2005) 1–10. doi : 10 . 1115 / 1 . 2101853.
- [57] K. Paeng, M. Chung, A new slip factor for centrifugal impellers, *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part A-journal of Power and Energy - PROC INST MECH ENG A-J POWER* 215 (2001) 645–649. doi : 10 . 1243 / 0957650011538776.
- [58] H. M. Harrison, F. Lou, N. L. Key, Investigation of slip models for high-speed centrifugal compressors, *Journal of Propulsion and Power* 37 (1) (2021) 3–12. doi : 10 . 2514 / 1 . B37731.
- [59] A. Busemann, Das förderhöhenverhältnis radialer kreiselpumpen mit logarithmisch-spiraligen schaufeln, *ZAMM - Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik* 8 (5) (1928) 372–384. doi : <https://doi.org/10.1002/zamm.19280080504>.
- [60] S. Ramamurthy, K. Murugesan, D. Prithviraj, M. Govardhan, Slip factor for jet-wake flow in a centrifugal impeller (1991).
- [61] A. Whitfield, Slip factor of a centrifugal compressor and its variation with flow rate, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineer* 188 (1974).

- [62] F. C. Visser, J. J. H. Brouwers, R. Badie, Theoretical analysis of inertially irrotational and solenoidal flow in two-dimensional radial-flow pump and turbine impellers with equiangular blades, *Journal of Fluid Mechanics* 269 (1994) 107–141. doi : 10.1017/S0022112094001503.
- [63] S. K. Cho, S. Son, J. Lee, S.-W. Lee, Y. Jeong, B. S. Oh, J. I. Lee, Optimum loss models for performance prediction of supercritical co2 centrifugal compressor, *Applied Thermal Engineering* 184 (2021) 116255.
- [64] M. Coppinger, E. Swain, Performance prediction of an industrial centrifugal compressor inlet guide vane system, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 214 (2) (2000) 153–164. doi : 10.1243/0957650001538254.
- [65] D. Valsesia, Design and off-design analysis of a multistage centrifugal compressor for an a-caes plant (2020).
- [66] M. R. Galvas, Fortran program for predicting off-design performance of centrifugal compressors, NASA Lewis Research Center Cleveland, OH, United States (1973) 372–384doi : 19740001912.
- [67] J. E. Coppage, F. D. Dallenbach, Study of supersonic radial compressors for refrigeration and pressurization systems, 1956.
- [68] W. Jansen, A method for calculating the flow in a centrifugal impeller when entropy gradients are present, *Institution of Mechanical Engineers, Royal Society Conference on Internal Aerodynamics (Turbomachinery)* (1967) 133–146.
- [69] C. Rodgers, Paper 5: A cycle analysis technique for small gas turbines, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings* 183 (14) (1968) 37–49. doi : 10.1243/PIME\CONF_1968_183_235_02.
- [70] E. Krylov, Y. Spunde, F. T. D. W.-P. A. OHIO., About the Influence of the Clearance Between the Working Blades and Housing of a Radial Turbine on Its Exponent, *Defense Technical Information Center*, 1967.
- [71] J. P. Johnston, R. Dean, Losses in vaneless diffusers of centrifugal compressors and pumps: Analysis, experiment, and design, *Journal of Engineering for Power* 88 (1966) 49–60.
- [72] O. Conrad, K. Raif, M. Wessels, The calculation of performance maps for centrifugal compressors with vane-island diffusers, in: *Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors*, 1979, pp. 135–147.
- [73] C. Zhang, X. Dong, X. Liu, Z. Sun, S. Wu, Q. Gao, C. Tan, A method to select loss correlations for centrifugal compressor performance prediction, *Aerospace Science and Technology* 93 (2019) 105335. doi : <https://doi.org/10.1016/j.ast.2019.105335>.
- [74] M. Karimi, E. Hashemi, Modified one-dimensional analysis and two-zone modelling for predicting the performance of radial compressors, *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part A-journal of Power and Energy - PROC INST MECH ENG A-J POWER* 224 (2010) 701–709. doi : 10.1243/09576509JPE914.
- [75] An Improved Streamline Curvature Method for Centrifugal Compressor Performance, Vol. Volume 1: Compressors, Fans and Pumps; Turbines; Heat Transfer; Combustion, Fuels and Emissions of Gas Turbine India Conference. doi : 10.1115/GTINDIA2017-4531.
- [76] H. Oh, E. Yoon, M. Chung, Systematic two-zone modelling for performance prediction of centrifugal compressors, *Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers Part A-journal of Power and Energy - PROC INST MECH ENG A-J POWER* 216 (2002) 75–87. doi : 10.1243/095765002760024854.
- [77] J. D. Stanitz, One-dimensional compressible flow in vaneless diffusers of radial- and mixed-flow centrifugal compressors, including effects of friction, heat transfer and area change, 1952.
- [78] D. Shepherd, *Principles of Turbomachinery*, Macmillan, 1956.
- [79] M. P. Boyce, *New developments in compressor aerodynamics.*, Texas AM University (1972).

-
- [80] K. WATABE, Effects of clearances and grooves on fluid friction of rotating discs, *Bulletin of JSME* 8 (29) (1965) 55–63. doi:10.1299/jsme1958.8.55.
- [81] K. WATABE, Experiments on the fluid friction of a rotating disc with blades, *Bulletin of JSME* 5 (17) (1962) 49–57. doi:10.1299/jsme1958.5.49.
- [82] C. Robinson, M. Casey, I. Woods, *An integrated approach to the aero-mechanical optimisation of turbo compressors*, 2011.
- [83] C. Rodgers, Efficiency of centrifugal compressor impeller. paper 22 of agard conference proceedings no. 282 centrifugal compressors, flow phenomena and performance, brussels (1980).
- [84] J. Lee, J.-I. Lee, H. J. Yoon, J. E. Cha, Supercritical carbon dioxide turbomachinery design for water-cooled small modular reactor application, *Nuclear Engineering and Design* 270 (2014) 76–89.
- [85] A. Ameli, A. Afzalifar, T. Turunen-Saaresti, J. Backman, Centrifugal Compressor Design for Near-Critical Point Applications, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 141 (3), 031016 (10 2018). doi:<https://doi.org/10.1115/1.4040691>.
- [86] A. Romei, P. Gaetani, A. Giostri, G. Persico, The Role of Turbomachinery Performance in the Optimization of Supercritical Carbon Dioxide Power Systems, *Journal of Turbomachinery* 142 (7), 071001 (06 2020). doi:<https://doi.org/10.1115/1.4046182>.
- [87] S. A. Wright, R. F. Radel, M. E. Vernon, G. E. Rochau, P. S. Pickard, Operation and analysis of a supercritical co2 brayton cycle, Sandia Report, No. SAND2010-0171 (2010).