



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

Departamento de Máquinas y Motores Térmicos

---

TESIS DOCTORAL:

**“Contribución a la Mejora del  
Margen de Bombeo en  
Compresores Centrífugos de  
Sobrealimentación”**

---

Autor: D. RICARDO LANG  
Director: DR. D. JOSÉ GALINDO

Versión del 27 de septiembre de 2011

TESIS DOCTORAL

**“Contribución a la Mejora del Margen de Bombeo en  
Compresores Centrífugos de Sobrealimentación”**

AUTORES

Realizada por: D. RICARDO LANG

Dirigida por: DR. D. JOSÉ GALINDO

TRIBUNAL CALIFICADOR

Presidente: DR. D. FRANCISCO PAYRI GONZÁLES

Secretario: DR. D. JOSÉ LUJÁN MARTÍNEZ

Vocales: DR. D. PEDRO RODRÍGUEZ AUMENTE

DR. D. OCTAVIO ARMAS VERGEL

DR. D. GUILLERMO PANIAGUA

VOCALES SUPLENTE

DR. D. ANTONIO LECUONA NEUMANN

DR. D. JUAN HERNÁNDEZ ADROVER

# Resumen

La presente tesis está enfocada al estudio del fenómeno de bombeo del turbo-compresor centrífugo, destinado a la sobrealimentación de motores de combustión interna alternativos de automoción. En primera instancia, se ha realizado una investigación del estado del arte actual referente a la sobrealimentación de motores. Así se determinó, entre otras cosas, que el fenómeno de bombeo se ha hecho relevante actualmente debido a la tendencia al *downsizing* de los motores, y por ende, a la creciente demanda de sobrealimentación.

Se han desarrollado metodologías de ensayo que permiten estudiar el fenómeno de bombeo en los sistemas de sobrealimentación. Una de las propuestas es una técnica para provocar el bombeo de forma controlada en banco motor, que consiste en la inyección de aire en el colector de admisión del motor. Esta permite tomar en consideración las condiciones reales de operación del grupo de sobrealimentación. Asimismo, se ha propuesto un método de análisis mediante el espectro de los parámetros medidos, para identificar y determinar de forma precisa el comienzo del fenómeno de bombeo. Los ensayos en transitorios de motor también han tenido su parte relevante, demostrando buena concordancia con el método de inyección de aire.

Junto al estudio experimental también ha estado la simulación computacional. Por una parte, la simulación unidimensional mediante un modelo de acción de ondas de presión, permitió representar el fenómeno de bombeo con buena concordancia respecto de la experimentación. Por otra parte, la simulación computacional fluido-dinámica tridimensional [CFD/URANS (Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes)], se utilizó para estudiar los patrones de flujo que se desarrollan en el compresor centrífugo, lo que ha ayudado a la comprensión de los factores aerodinámicos implicados.

En base a las herramientas experimentales y de modelado desarrolladas se realizó una extensa campaña de estudio del fenómeno de bombeo. Se presenta una síntesis de los trabajos experimentales y de modelado para la evaluación del comportamiento de diferentes configuraciones de los circuitos de sobrealimentación. De particular interés son las geometrías de los accesorios de entrada al compresor propuestas, que se plantean como recurso para la ampliación del margen de bombeo. También se ha estudiado el efecto que tiene sobre el límite de bombeo el flujo pulsante generado por el motor.

# Resum

La present tesi està enfocada a l'estudi del fenomen de bombament del turbocompressor centrífug, destinat a la sobrealimentació de motors de combustió interna alternatius d'automoció. En primera instància, s'ha realitzat una investigació de l'estat de l'art actual referent a la sobrealimentació de motors. Així es va determinar, entre altres coses, que el fenomen de bombament s'ha fet rellevant actualment a causa de la tendència al *downsizing* dels motors, i per tant, a la creixent demanda de sobrealimentació.

S'han desenvolupat metodologies d'assajo que permeten estudiar el fenomen de bombament en els sistemes de sobrealimentació. Una de les propostes és una tècnica per provocar el bombament de forma controlada en banc motor, que consisteix en la injecció d'aire al col·lector d'admissió del motor. Aquesta permet prendre en consideració les condicions reals d'operació del grup de sobrealimentació. Així mateix, s'ha proposat un mètode d'anàlisi mitjançant l'espectre dels paràmetres mesurats, per identificar i determinar de forma precisa el començament del fenomen de bombament. Els assajos en transitoris de motor també han tingut la seua part rellevant, demostrant bona concordança amb el mètode d'injecció d'aire.

Juntament amb l'estudi experimental, també s'ha recorregut a la simulació computacional amb diversos propòsits. D'una banda, la simulació unidimensional mitjançant un model d'acció d'ones de pressió, va permetre representar el fenomen de bombament amb bona concordança amb l'experimentació. D'altra banda, la simulació computacional tridimensional [CFD/URANS (Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes)], es va utilitzar per estudiar els patrons de flux que es desenvolupen en el compressor centrífug, cosa que ha ajudat a la comprensió dels factors aerodinàmics relacionats.

D'acord amb les eines experimentals i de modelatge desenvolupades es va realitzar una extensa campanya d'estudi del fenomen de bombament. Es presenta una síntesi dels treballs experimentals i de modelització per a l'avaluació del comportament de diferents configuracions dels circuits de sobrealimentació. De particular interès són les geometries dels accessoris d'entrada al compressor proposades, que es plantegen com a recurs per a l'ampliació del marge de bombament. També s'ha estudiat l'efecte del flux polsant generat pel motor sobre el límit de bombament.

# Abstract

This thesis focuses on surge phenomenon in centrifugal compressor turbocharger, designed to boost automotive internal combustion engine. A study has been made of the current state of the art in engine supercharging. So determined, among others reasons, was that surge phenomenon is relevant today because of the trend of engine *downsizing*, therefore increasing the demand for higher boost pressures.

Test methods have been developed to study surge phenomenon in engine boost systems. One proposal is a technique to cause controlled surge in an engine test bench, which involves the injection of air into the engine intake manifold. This allows taking into consideration the actual conditions of operation of the intake air management group. A method of spectral analysis of the measured parameters has also been proposed in order to precisely identify and determine the onset of surge phenomenon. The engine transient tests have also been a relevant part, showing good agreement with the air injection method.

Aside from the experimental study, computer simulation has been used. One-dimensional simulation using a pressure wave action model, allowed the representation of surge phenomenon with good experimental agreement. Furthermore, three-dimensional Computational Fluid-Dynamics simulation [CFD/URANS (Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes)], was used to study the flow patterns developed in a centrifugal compressor, which has assisted understanding of the aerodynamic factors involved.

Based on the experimental and modeling tools developed, an extensive campaign was performed to study surge phenomenon. A synthesis is present of experimental and modeling work for evaluating the performance of different supercharger circuit configurations. Of particular interest were proposed compressor inlet component geometries, which help in improving surge phenomenon margin. The effect of pulsating flow generated by the engine on the surge limit has also been studied.



*“Si he hecho descubrimientos invaluables  
ha sido más por tener paciencia  
que cualquier otro talento”*

*Sir Isaac Newton*



# Agradecimientos

A pesar de que el presente documento se resume a un libro de unas cuantas páginas, cabe decir que es el producto de años de trabajo. Y como en la mayoría de los emprendimientos, hay implicado además del autor, un grupo de personas directa o indirectamente responsables. Es por eso que deseo hacerles llegar mediante estas líneas el merecido reconocimiento por sus labores, sin las cuales indudablemente no hubiera sido posible que esta tesis tenga la forma actual.

El Dr. José Galindo, quien ha sido mi tutor en este periodo de formación, es el responsable intelectual directo de los temas desarrollados así como de la organización de los muchos elementos que forman parte de un proyecto, aunque no se ha limitado solo al ámbito profesional. También es de resaltar su calidad humana, criterio y mesura que, bajo mi punto de vista, han sido los factores claves que me han motivado a permanecer en esta labor para llevarla a buen término.

También tienen mi agradecimiento y reconocimiento los estudiantes de grado de las diversas universidades de Europa que se hacen presentes año tras año para realizar sus proyectos de fin de carrera (PFC) en el Centro de Motores Térmicos (CMT). Es oportuno mencionarlos a todos y cada uno de los que han trabajado conmigo según un orden cronológico: Emmanuel J.; Juan M. (JuanMa); Roberto N.; Ángel V.; Patricio A.; Benoit L.; Simon D.; Jonathan B.; Paul S. Debo resaltar la seriedad y profesionalidad que han demostrado, así como los siempre oportunos aportes que realizaron. Estoy seguro de que actualmente se estarán desempeñando como exitosos ingenieros. En gran parte esta tesis es mérito de cada uno de ellos, gracias.

Quiero hacerles presente mi gratitud de igual forma a los ingenieros técnicos encargados de los laboratorios de ensayos, Raúl L., Miguel O., Adolfo G. y Antonio P. sin olvidar a José (el tornero), con los que he trabajado tanto en el montaje y preparación de los laboratorios, así como en las muchas horas de ensayos. De seguro me han aportado un valioso conocimiento que pienso aprovechar de la mejor manera. Además de las

personas con las que trabajé directamente, a los largo de estos años me he relacionado con muchos otros que harían una larga lista de nombres de los cuales, por razones prácticas, solo puedo mencionar a algunos. Los colegas doctorandos y compañeros de despacho de la sección de **Renovación de la Carga**: Arlington P., Servilio A., Miguel R., Olivier V., Oscar A., Benjamín P., Ricardo G., Diego O. y más recientemente los profesores Vicente D. y Andrés T. Asimismo también hay muchos otros compañeros doctorandos de diferentes secciones con los que he compartido buenos momentos. Tampoco debo dejar de mencionar la valiosa contribución de los departamentos o secciones que de continuo aportan su trabajo, a saber, la secretaría, el departamento de electrónica, el de informática y el de tornería.

En lo referente a la confección de este documento de tesis, debo agradecer al profesor Andrés T, quien ha compartido la experiencia, información y conocimientos logrados en su tesis. Asimismo, hacerles presente mi gratitud a JuanMa M. y Christopher K. por la colaboración en la traducción del **Resumen** al valenciano y al inglés, respectivamente. Gracias a Jaime J., Pedro P., Benjamin P. y Carlos G. por sus oportunas ayudas en la no siempre fácil tarea de compilación en L<sup>A</sup>T<sub>E</sub>X. Y finalmente, quiero agradecer a mi familia por la colaboración en la importante, aunque a veces tediosa, tarea de corrección de erratas en el texto. A mis padres Héctor y Mary y mis hermanos Martín, Osvaldo, Alfredo y su esposa Nahir; de seguro su tarea ha contribuido a realzar la calidad de este documento. Gracias.

*En Valencia, a julio de 2011.*

# Índice general

<b>1</b>	<b>Introducción</b>	<b>1</b>
1.1	Antecedentes . . . . .	2
1.2	Justificación . . . . .	5
1.3	Objetivos . . . . .	6
1.4	Planteamiento y Metodología . . . . .	7
	Bibliografía del Capítulo 1 . . . . .	12
<b>2</b>	<b>Revisión Bibliográfica</b>	<b>13</b>
2.1	Introducción . . . . .	14
2.1.1	Historia de la Sobrealimentación . . . . .	15
2.1.2	Aplicaciones . . . . .	19
2.1.3	Ventajas de la Sobrealimentación . . . . .	20
2.1.4	Sistemas de Sobrealimentación . . . . .	22
2.2	El Compresor Centrífugo . . . . .	28
2.2.1	Ecuaciones Fundamentales . . . . .	30
2.3	Fenómeno de Bombeo . . . . .	37
2.3.1	Inestabilidades y Bombeo . . . . .	38
2.3.2	Mapa de Prestaciones del Compresor . . . . .	42
2.4	Caracterización del Bombeo . . . . .	43
2.5	Modelado del Bombeo . . . . .	48
2.5.1	Modelos 0D y 1D . . . . .	49
2.5.2	Modelos 3D . . . . .	53
2.6	Métodos de Control del Bombeo . . . . .	56
2.6.1	Pre-rotación del Fluido a la Entrada . . . . .	56
2.6.2	Recirculación en el Inductor . . . . .	59
2.6.3	Influencia de la Geometría . . . . .	62

2.6.4	Supresión Aeroelástica . . . . .	64
2.7	Resumen . . . . .	66
	Bibliografía del Capítulo 2 . . . . .	79
<b>3</b>	<b>Caracterización Experimental</b>	<b>81</b>
3.1	Introducción . . . . .	82
3.2	Instalaciones Experimentales . . . . .	83
3.2.1	Banco de Turbos de Flujo Continuo . . . . .	83
3.2.2	Banco de Ensayo Motor . . . . .	89
3.2.3	BTFC y otros Métodos versus BM . . . . .	100
3.3	Técnicas de Detección del Bombeo . . . . .	103
3.3.1	Parámetros Asociados al Compresor . . . . .	104
3.3.2	Análisis Espectral de la Señal . . . . .	109
3.4	Conclusiones . . . . .	114
	Bibliografía del Capítulo 3 . . . . .	116
<b>4</b>	<b>Modelado del Bombeo</b>	<b>117</b>
4.1	Introducción . . . . .	118
4.2	Modelado 1D . . . . .	119
4.2.1	Modelado 1D del Bombeo en Transitorio . . . . .	121
4.2.2	Resultados . . . . .	123
4.3	Modelado 3D del Compresor . . . . .	125
4.3.1	Introducción . . . . .	125
4.3.2	Modelo 3D . . . . .	126
4.3.3	Modelado 3D-0D . . . . .	130
4.4	Conclusiones . . . . .	150
	Bibliografía del Capítulo 4 . . . . .	155
<b>5</b>	<b>Efecto de la Línea de Admisión</b>	<b>157</b>
5.1	Introducción . . . . .	158
5.2	Efecto de la Aerodinámica a la Entrada . . . . .	159
5.2.1	Codo . . . . .	159
5.2.2	Volumen . . . . .	168
5.2.3	Resonador . . . . .	189
5.3	Efecto de la Línea de Admisión . . . . .	194
5.3.1	Estudio Experimental . . . . .	195
5.3.2	Estudio Paramétrico . . . . .	199

5.4	Bombeo en Transitorio . . . . .	204
5.4.1	Caracterización por Amplitud . . . . .	204
5.4.2	Caracterización por Ciclos de Bombeo . . . . .	211
5.5	Conclusiones . . . . .	224
	Bibliografía del Capítulo 5 . . . . .	228
<b>6</b>	<b>Conclusiones</b>	<b>229</b>
6.1	Introducción . . . . .	230
6.1.1	Herramientas Experimentales . . . . .	230
6.1.2	Herramientas de Modelado . . . . .	231
6.1.3	Influencia de la Geometría de Entrada . . . . .	235
6.2	Aportes . . . . .	236
6.3	Trabajos Futuros . . . . .	239
	Bibliografía del Capítulo 6 . . . . .	241
	<b>Bibliografía general</b>	<b>243</b>



# Nomenclatura

## Parámetros

$A$	velocidad del sonido adimensional.
$a$	velocidad del sonido.
$A_A$	nivel de entropía.
$AF$	relación aire-combustible.
$B$	parámetro de Greitzer.
$\beta$	variable de Riemann.
$C$	término fuente.
$D$	término de estado.
$e$	energía interna.
$\eta$	rendimiento.
$f_R$	frecuencia de válvulas de admisión.
$f_S$	frecuencia de bombeo.
$G$	término de flujo.
$h$	entalpía.
$L$	longitud.
$\lambda$	variable de Riemann.
$m$	masa.
$\dot{m}$	gasto másico del fluido de trabajo.
$N$	régimen de giro.
$\omega_H$	frecuencia de Helmholtz.
$P$	presión.
$\Pi$	velocidad de punta de pala del rotor.
$\pi$	relación de compresión o expansión.
$Q$	calor.
$\rho$	densidad.

$S$	área o superficie de una sección de paso.
$T$	temperatura.
$t$	tiempo.
$\Delta t$	intervalo de tiempo.
$\tau$	tiempo de retardo.
$U$	velocidad adimensional del fluido.
$V$	volumen.
$v$	velocidad del fluido.
$\nu$	volumen específico.
$W$	trabajo.
$\dot{W}$	potencia.
$z$	energía potencial.

## Constantes

$C_p$	calor específico a presión constante.
$C_v$	calor específico a volumen constante.
$\gamma$	exponente adiabático.
$R$	constante universal de los gases.

## Subíndices

0	estado inicial o de remanso de un parámetro o evolución.
1	referido al estado inicial de un parámetro o evolución. también se refiere a la entrada del compresor.
2	referido al estado final de un parámetro o evolución. también se refiere a la salida del compresor.
2'	referido a los parámetros en el colector de admisión.
3	referido al estado a la entrada de la turbina.
3D	referido al modelo tridimensional.
4	referido al estado a la salida de la turbina.
<i>ad</i>	en alusión al rendimiento adiabático.
<i>c</i>	referido al compresor.

<i>comb</i>	combustible.
<i>corr</i>	corregido.
<i>ef</i>	efectiva.
<i>d</i>	depósito.
<i>di</i>	dinámica.
<i>g</i>	en alusión al rendimiento global.
<i>j</i>	índice de la celda de una superficie.
<i>m</i>	en alusión al rendimiento mecánico.
<i>p</i>	referido a un tubo.
<i>st</i>	estática.
<i>sw</i>	para indicar volumen desplazado.
<i>ref</i>	referencia.
$\rho$	referido a la velocidad tangencial del rotor.
<i>T</i>	referido a la turbina.
<i>t</i>	total.
$\tau$	referido a la componente tangencial de la velocidad del fluido.
<i>v</i>	referido a la válvula.
<i>vo</i>	referido al rendimiento volumétrico.



# Capítulo 1

## Introducción

### Índice

---

1.1	Antecedentes . . . . .	<b>2</b>
1.2	Justificación . . . . .	<b>5</b>
1.3	Objetivos . . . . .	<b>6</b>
1.4	Planteamiento y Metodología . . . . .	<b>7</b>
	Bibliografía del Capítulo 1 . . . . .	<b>12</b>

---

## 1.1. Antecedentes

LA SOBREALIMENTACIÓN de los MCIA<sup>1</sup> se ha generalizado en los motores diesel a partir de una cilindrada mínima, y es de esperar una tendencia similar para los de ciclo otto (encendido provocado)[101]. Las ventajas de la sobrealimentación vienen dadas por el incremento de la densidad, y por tanto del gasto másico de aire que alimenta al motor, con el consecuente aumento del par motriz y la potencia producida para una misma cilindrada consigna. Una mayor presión de admisión en el ciclo, conducirá generalmente a la mejora del rendimiento indicado del mismo. Además, el incremento de la potencia específica produce ventajas adicionales, ya que las pérdidas mecánicas relativas a la potencia total del motor se reducen de forma significativa.

Por lo tanto, se puede decir que la sobrealimentación permite concebir motores con igual potencia pero con una menor cilindrada que si fueran de aspiración atmosférica, en tanto que las pérdidas mecánicas y las emisiones contaminantes referidas a la potencia total se reducen notablemente. A esta tendencia del aumento del grado de sobrealimentación de motores, de cada vez menor cilindrada, se le ha acuñado por el término en inglés *downsizing*, y se ha generalizado en los últimos veinte años en los impulsores diesel utilizados en vehículos automóviles [22][72]. Esta misma tendencia también está siendo adoptada desde hace aproximadamente unos cinco años en los motores de ciclo otto [67].

Sin embargo, la utilización de la sobrealimentación para el aumento de la densidad energética de los motores de automoción no está exenta de dificultades técnicas. En primer lugar, la mayor PME<sup>2</sup> que se genera en los ciclos activos, produce un aumento de las sollicitaciones mecánicas y térmicas del motor. No obstante, esto se ha resuelto sobredimensionando la estructura de los elementos mecánicos y los sistemas de refrigeración del propulsor. En segundo lugar, el aumento de las presiones y temperaturas de trabajo, así como los tiempos de residencia implicados en el proceso de combustión, han conllevado un incremento de las emisiones de

---

<sup>1</sup>Motores de Combustión Interna Alternativos.

<sup>2</sup>Presión Media Efectiva.

óxidos nitrosos ( $\text{NO}_x$ )[106]. La solución para mitigar este inconveniente consiste en implementar sistemas de control de emisiones como son la recirculación de los gases de escape (EGR<sup>3</sup>) o el post tratamiento de los mismos [93][127]. En tercer lugar, dado que la selección y el acoplamiento del grupo de sobrealimentación para un determinado motor no es sencillo, puede conducir a curvas de par motriz nada recomendables. Esto se ha venido resolviendo con el paso de los años por medio de sistemas que permiten mejorar el acoplamiento motor-sobrealimentador a través de válvulas de sangrado (waste-gate)[105], turbinas y compresores de geometría variable (TGV y CGV respectivamente)[115], y en los últimos años, los conceptos de sobrealimentación con doble turbo-grupo secuencial o no secuencial [92, 94, 103].

A pesar de los inconvenientes mencionados, se puede decir que la sobrealimentación ha alcanzado un grado de madurez importante, y está siendo junto a la utilización de sistemas de inyección y de combustión flexibles, la clave para lograr niveles de rendimiento y reducción de emisiones contaminantes muy superiores a los que se tenían hace veinte años. Fruto de lo mencionado también ha sido que la sobrealimentación de una sola etapa haya alcanzado los límites de funcionamiento de los compresores y turbinas. Razón por la cual, la plena carga de los motores de hoy día está limitada por los gastos mínimos trasegados por el circuito de sobrealimentación, la temperatura y régimen máximo del compresor y por la temperatura máxima de los gases que accionan la turbina de escape.

Esta tesis se centra precisamente en uno de esos límites, a saber, el gasto mínimo que puede trasegar el circuito de sobrealimentación con turbo-compresor centrífugo, o como más comúnmente se lo conoce, el fenómeno de “*bombeo*”. En efecto, cuando se realiza el acoplamiento del sistema de sobrealimentación al MCI, los puntos de bajo régimen y alta carga del motor coinciden con los de régimen de giro medio y bajo del compresor centrífugo, que además se encuentra trabajando con un reducido gasto másico de aire. En los diseños de antaño, con los grados de sobrealimentación que se demandaban, la turbina no suministraba energía suficiente para que el compresor alcanzara relaciones de compre-

---

<sup>3</sup>Exhaust Gas Recirculation.

sión cercanas al bombeo. Tradicionalmente este era un fenómeno raro que aparecía más bien en motores estacionarios o marinos en situaciones muy concretas, o con problemas de pérdidas de carga excesivas en el circuito de admisión. No obstante, debido a las directrices establecidas por las normativas europeas Euro V [23], en los últimos años se ha implantado la tendencia al *downsizing*, y por lo tanto, el bombeo de los sistemas de sobrealimentación ha empezado a ser un problema importante para la mayoría de los fabricantes.

Por tratarse de una novedad para los ingenieros de diseño de las empresas automotrices, se evidencia cierta escasez de herramientas experimentales y de modelado destinadas al proceso de desarrollo relacionado con el bombeo. Desde el punto de vista experimental, los sistemas de sobrealimentación son seleccionados a partir de los mapas de comportamiento estacionario. Estos mapas son información de catálogo suministrada habitualmente por el fabricante del turbo-compresor. Sin embargo, el límite de bombeo presentado en los mapas estacionarios, en la mayoría de los casos no es representativo del límite de la aparición del fenómeno en el sistema de sobrealimentación del MCIA [36]. Existen varias razones para ello. En primer lugar, como se expone en el Capítulo 2, el bombeo del sistema de sobrealimentación depende mucho de la interacción aerodinámica del inductor con el flujo entrante, por lo que la geometría del conducto de entrada tiene mucha relevancia sobre el fenómeno. También, por tratarse de un problema de estabilidad, el bombeo depende en gran medida de la evolución del fluido en el compresor en función del tiempo, de manera que un flujo pulsante como el que existe en un motor conducirá a un comportamiento respecto del bombeo diferente del que ocurre en régimen estacionario [35].

Tocante al tema de las herramientas de simulación, el modelado unidimensional de los efectos de las ondas en la línea de admisión y de escape, ha sido y aun es el más habitual en el proceso de desarrollo de los sistemas de renovación de la carga y sobrealimentación. Sin embargo, los modelos de grupos de sobrealimentación disponibles en los códigos de cálculo unidimensional no tienen el grado de sofisticación necesario para calcular efectos dinámicos, como es el bombeo [33]. Es así que hasta ahora, la mayoría de los modelos existentes simulan el compresor y la tur-

bina como máquinas estacionarias utilizando sus correspondientes mapas estacionarios. No obstante, en el ámbito de los compresores axiales de las turbinas de gas e incluso en compresores centrífugos industriales, se han propuesto modelos que son capaces de tener en cuenta la dinámica del sistema y hacer predicciones de la aparición de los fenómenos inestables.

Sin embargo, es oportuno mencionar que los modelos unidimensionales, por su naturaleza, no son capaces de predecir fenómenos con carácter tridimensional tales como los patrones de flujo que se desarrollan alrededor y en el compresor centrífugo. Razón por la cual, no se puede utilizar este tipo de modelos para cálculos aerodinámicos. En este caso resulta más apropiada la utilización del cálculo de flujo computacional (CFD<sup>4</sup>/URANS<sup>5</sup>) del compresor junto a los elementos con los que interactúa. Gracias a la potencia de cálculo actualmente disponible, se está recurriendo cada vez más a menudo a esta técnica para el análisis de los fenómenos internos de las turbo-máquinas, uno de los cuales es la entrada en pérdida de los álabes del compresor como factor precursor del bombeo [108][109].

## 1.2. Justificación

La realización del presente trabajo de investigación se justifica por la falta de herramientas experimentales y de modelado para el análisis, además de propuestas de soluciones en pos de suprimir o retrasar el fenómeno de bombeo en los sistemas de sobrealimentación de los motores de automoción. La investigación se caracteriza por un cuantioso trabajo experimental realizado en bancos de ensayos de turbo-grupos, ya sean estacionarios o pulsantes. Se ha determinado que existe o puede existir una gran discrepancia desde el punto de vista operacional, entre el margen de bombeo del compresor medido en estacionario (BTFC<sup>6</sup>), y el que finalmente se tiene en la operación conjunta del sistema de sobrealimentación y el MCIAsobrealimentado. Esto repercute de forma directa sobre el par

---

<sup>4</sup>Computational Fluid Dynamics.

<sup>5</sup>Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes.

<sup>6</sup>Banco de Turbos de Flujo Continuo.

máximo a bajo régimen que podrá erogar el motor, aspecto de máxima relevancia en los actuales diseños con *downsizing*.

Respecto al trabajo teórico, el modelo de compresor implementado en el código unidimensional ha sido validado solo en situaciones de flujo continuo o pulsante en una instalación sencilla, como es el BTFC. El objetivo principal perseguido en la aplicación de este modelo, es evaluar su capacidad de predicción del límite de bombeo en situaciones reales de motor. Dentro de estas situaciones se encuentran los puntos estacionarios a plena carga y bajo régimen, y también una condición de operación transitoria de motor en la que el bombeo es frecuente. Esta condición se da mediante la reducción súbita de la carga o el régimen del motor, algo que suele suceder con frecuencia en la conducción del vehículo cuando se produce un levantamiento brusco del pedal por cambio de velocidades, por ejemplo.

Tocante al modelado multidimensional, el trabajo realizado hasta el presente ha evidenciado el gran potencial de esta técnica para dar luz sobre los precursores de bombeo, y por lo tanto, la posibilidad de realizar las modificaciones pertinentes para suprimirlo o retrasarlo. Los resultados también han manifestado que es necesario realizar los cálculos con malla móvil por la asimetría del flujo en el difusor y el rotor del compresor. También se puede destacar que la forma de imponer las condiciones de contorno en el cálculo tridimensional va a determinar cómo la simulación se aproximará hacia las inestabilidades y finalmente al bombeo, justo como sucede de forma experimental.

### 1.3. Objetivos

El objetivo principal de esta tesis es contribuir al perfeccionamiento del conocimiento actual del fenómeno de bombeo en los compresores centrífugos de sobrealimentación aplicados a los automóviles. Las mejoras que se puedan lograr en el margen de bombeo de los compresores centrífugos contribuirán a que los motores sean cada vez más pequeños y compactos. El rendimiento térmico del mismo aumentará mientras las

tasas de polución respecto de la potencia máxima decrecerán. Tampoco hay que olvidar las mejoras que aporta a la conducción el incremento de par a bajos regímenes de giro del motor.

Más concretamente, se puede decir que el trabajo tiene dos vertientes diferentes. Primero, idear estrategias que permitan llevar el sistema de sobrealimentación a bombeo de forma controlada, para así lograr medir adecuadamente los parámetros termodinámicos que proveen información sobre el fenómeno. También se exponen los trabajos enfocados a mejorar el ‘realismo’ de las condiciones de ensayos en los laboratorios, de manera que se obtengan resultados lo más fiables posible. Segundo, utilizar metodologías de detección del bombeo que permitan determinar de forma sistemática y objetiva el comienzo del fenómeno.

En lo relacionado al modelado, también se presentan dos objetivos particulares. El primero es establecer el grado de validez del modelo unidimensional utilizado, tanto en operación en transitorio como en estacionario [114]. Y en segundo lugar es también un objetivo el desarrollo de una metodología de cálculo CFD/URANS que permita representar la entrada en bombeo simulando el proceso transitorio que sucede en un BTFC. Por otra parte, un objetivo paralelo es la utilización de las herramientas experimentales y de modelado que surgen de este trabajo, para el análisis de la influencia de la geometría de los conductos del circuito de sobrealimentación sobre el margen operacional del mismo en condiciones reales de motor. Por una parte se busca una cuantificación del límite de bombeo según las distintas geometrías de la línea de admisión, y por otra parte, una explicación de cómo y por qué el margen de bombeo se ve modificado en función de una determinada geometría.

## **1.4. Planteamiento y Metodología**

La propuesta metodológica para el desarrollo del tema central de esta tesis es, en primer lugar, la realización de una investigación bibliográfica exhaustiva que permita conocer el estado del arte y así determinar un punto de partida al estudio. Es más que oportuno mencionar aquí que el

presente trabajo es una continuación de otros estudios previos realizados en el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la UPV, que dieron como resultado publicaciones de divulgación científica [33, 35, 36, 37, 38] y tesis doctorales [5, 15, 114]. Partiendo de lo anterior, además se han buscado referencias respecto del bombeo en general y sobre la evaluación experimental y simulación numérica. También se ha hecho una revisión de los estudios orientados a incrementar el margen de bombeo en compresores por medio de diferentes sistemas activos o pasivos. El Capítulo 2 es el que expone las contribuciones más relevantes en el ámbito.

En segundo lugar, se han desarrollado instalaciones y metodologías experimentales en pos de alcanzar los objetivos propuestos. Partiendo de instalaciones previamente utilizadas, se han mejorado y adaptado especialmente en lo relacionado a la caracterización en banco motor. También se ha realizado una gran cantidad de trabajo experimental en BTFC siguiendo la metodología tradicional aplicada por los fabricantes de turbo-grupos. En el Capítulo 3 se describen las instalaciones y las nuevas metodologías propuestas.

En tercer lugar se ha trabajado en la utilización del modelo de compresor unidimensional con el objetivo de establecer su validez más allá de los ensayos en BTFC. Respecto al cálculo tridimensional mediante CFD/URANS, se estudia su capacidad para predecir la entrada en bombeo del sistema de sobrealimentación. Para lograr el propósito se ha acoplado al compresor 3D un modelo de llenado y vaciado 0D que permite calcular ciclos de bombeo completos, y por lo tanto, el comportamiento altamente no estacionario del fluido en el interior de la máquina. Por otra parte, el modelo permite relacionar los fenómenos de desprendimientos de los álabes con la inestabilidad que desencadena el bombeo. El Capítulo 4 expone los desarrollos y los trabajos de validación del modelado.

Una vez puestas a punto todas las herramientas a utilizar en el proceso de investigación, se realiza un análisis detallado del comportamiento de las diferentes formas geométricas que se encuentran en los circuitos de sobrealimentación típicos. En el Capítulo 5 se presentan los resultados junto a los argumentos que se han propuesto para los diversos compor-

tamientos. Y finalmente, en el Capítulo 6 se realiza una síntesis de todos los conceptos tratados en la tesis. Se repasan las propuestas presentadas para ampliar el margen de bombeo en los compresores centrífugos además de proponer nuevas líneas para seguir trabajando en estudios futuros.

## Bibliografía del Capítulo 1

- [5] F. J. Arnau. “*Aportaciones al Cálculo Numérico para el Modelado del Flujo Unidimensional en Conductos de MCIA*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2003. (Vid. págs. 8, 120).
- [15] C. Cervelló. “*Contribución a la Caracterización Experimental y al Modelado de Turbinas de Geometría Variable en Grupos de Sobrealimentación*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2005. (Vid. págs. 8, 84, 161).
- [22] H. J. Ecker, M. Schwaderlapp y D. K. Gill. “*Downsizing of Diesel Engines: 3-Cylinder / 4-Cylinder*”. SAE paper 2000-01-0990. March 6-9, 2000. (Vid. pág. 2).
- [23] El Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea. “*Reglamento (CE) N° 443/2009 del Parlamento Europeo y del Consejo*”. Diario Oficial de la Unión Europea, L140, pp. 1-15, 23 de abril de, 2009. (Vid. págs. 4, 19).
- [33] J. Galindo, F. J. Arnau, P. Piqueras y A. Tiseira. “*Solution of the Turbocharger Boundary Condition for 1-dimensional Gas Dynamic Codes*”. Computer Modelling. Vol. 52, pp. 1288-1297, 2010. (Vid. págs. 4, 8).
- [35] J. Galindo, H. Climent, C. Guardiola y A. Tiseira. “*On the Effect of Pulsating Flow on Surge Margin of Small Centrifugal Compressors for Automotive Engines*”. Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 33, pp. 1163-1171, 2009. (Vid. págs. 4, 8, 195, 232).

- [36] J. Galindo, J. R. Serrano, H. Climent y A. Tiseira. “*Experiments and Modelling of Surge in Small Centrifugal Compressor for Automotive Engines*”. Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 32, pp. 818-826, 2008. (Vid. págs. 4, 8, 194, 232).
- [37] J. Galindo, J. R. Serrano, S. Guardiola y C. Cervelló. “*Surge Limits Definitions in a Specific Test Bench for the Characterizations of Automotive Turbochargers*”. Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 30, pp. 449-462, 2006. (Vid. págs. 8, 45, 46, 88, 194, 204).
- [38] J. Galindo, J. R. Serrano, X. Margot, A. Tiseira, N. Schorn y H. Kindl. “*Potential of Flow Pre-Wirl at the Compressor Inlet Automotive Engine Turbochargers to Enlarge Surge Margin and Overcome Packaging Limitations*”. Elsevier, International Journal of Heat y Fluid Flow. Vol. 28, pp. 374-387, 2007. (Vid. págs. 8, 57, 62, 194).
- [67] H. Kleeberg, D. Tomazic, O. Lang y K. Habermann. “*Future Potential and Development Methods for High Output Turbocharger Direct Injected Gasoline Engines*”. SAE paper 2006-01-0046. April, 2006. (Vid. págs. 2, 20).
- [72] P. Leduc, B. Dubar, A. Ranini y G. Monnier. “*Downsizing of Gasoline Engine: an Efficient Way to Reduce CO<sub>2</sub> Emissions*”. Oil & Gas Science y Technology. Rev. IFP, vol. 58, pp. 115-127, 2003. (Vid. págs. 2, 20, 22).
- [92] F. Pflüger. “*Regulated Two-Stage Turbocharging – KKK’s New Charging System for Commercial Diesel Engines*”. KKK, Aktiengesellschaft, Kühnle, Kopp & Kausch, Frankenthal, Germany. C554/035/98, 1998. (Vid. pág. 3).
- [93] B. Pla. “*Análisis del Proceso de la Recirculación de los Gases de Escape de Baja Presión en Motores Diesel Sobrealimentados*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2009. (Vid. pág. 3).
- [94] J. Portalier, J.C. Blanc, F. Garnier, N. Hoffmann, N. Schorn, H. Kindl, J. Galindo, D. Jeckel, P. Uhl y J-J. Laissus. “*Twin Turbo Boosting System Desing for the New Generation of PSA 2,2 li-*

- ter HDI Diesel Engines”. THIESEL 2006 Conference on Thermo y Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, 2006. (Vid. pág. 3).
- [101] K. P. Schindler. “*Why Do We Need the Diesel*”. SAE paper 972684, August, 1997. (Vid. págs. 2, 19).
- [103] F. Schmitt, B. Engels y Germany. BorgWarner Turbosystems Kirchheimbolanden. “*Regulated 2-Stage (R2S™) Charging System for High Specific Power Engines*”. Congrès Le diesel: aujourd’hui et demain; pp 1-16, 2004. (Vid. pág. 3).
- [105] J.R. Serrano, F.J. Arnau, V. Dolz, A. Tiseira y C. Cervelló. “*A Model of Turbocharger Radial Turbines Appropriate to be Used in Zero- and One-Dimensional Gas Dynamics Codes for Internal Combustion Engines Modelling*”. Elsevier, Energy Conversion y Management, vol. 49, pp. 3729-3745, 2008. (Vid. págs. 3, 25).
- [106] M. Shost, J. Noetzel, M. C. Wu, T. Sugiarto, T. Bordewyk, G. Fulks y G. B. Fisher. “*Monitoring, Feedback and Control of Urea SCR Dosing Systems for NO<sub>x</sub> Reduction: Utilizing an Embedded Model and Ammonia Sensing*”. SAE paper 2008-01-1325. April 14-17, 2008. (Vid. pág. 3).
- [108] A. Stein, S. Niazi y L. N. Sankar. “*Computational Analysis of Centrifugal Compressor Surge Control Using Air Injection*”. AIAA 2000-3501, 2000. (Vid. págs. 5, 55).
- [109] A. Stein, S. Niazi y L. N. Sankar. “*Numerical Analysis of Stall and Surge in a High-Speed Centrifugal Compressor*”. AIAA Aerospace Sciences 38<sup>th</sup> Meeting y Exhibit. AIAA-2000-0226, 2000. (Vid. págs. 5, 55).
- [114] A. O. Tiseira. “*Caracterización experimental y Modelado de Bombeo en Compresores Centrífugos de Sobrealimentación*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2008. (Vid. págs. 7, 8, 16, 41, 52, 87, 119, 121, 159, 238, 239).
- [115] H. Uchida. “*Trend of Turbocharging Technologies*”. R&D Review of Toyota CRDL, vol. 41, pp. 1-8, 2006. (Vid. págs. 3, 19, 22, 25, 27).

- [127] M. Zheng, G. T. Reader y J. G. Hawley. “*Diesel Engine Exhaust Gas Recirculation - A Review on Advanced and Novel Concepts*.” *Energy Conversion y Management*. Vol. 45, pp. 883-900, 2004. (Vid. pág. 3).

# Capítulo 2

## Revisión Bibliográfica

### Índice

---

2.1	Introducción . . . . .	14
2.2	El Compresor Centrífugo . . . . .	28
2.3	Fenómeno de Bombeo . . . . .	37
2.4	Caracterización del Bombeo . . . . .	43
2.5	Modelado del Bombeo . . . . .	48
2.6	Métodos de Control del Bombeo . . . . .	56
2.7	Resumen . . . . .	66
	Bibliografía del Capítulo 2 . . . . .	79

---

## 2.1. Introducción

LA PALABRA *turbo* o *turbinis* proviene del Latín y da la idea de elementos que giran alrededor ‘de’. Más concretamente, se puede decir que una turbo-máquina es un dispositivo mediante el cual se transfiere energía desde, o hacia un fluido de flujo continuo por medio de aspas o palas solidarias a un rotor. Termodinámicamente hablando, el conjunto de aspas rotantes es capaz de cambiar la entalpía de remanso o total del fluido con el que interactúa, haciendo trabajo positivo o negativo, dependiendo de la convención utilizada [14][21, Cap. 1].

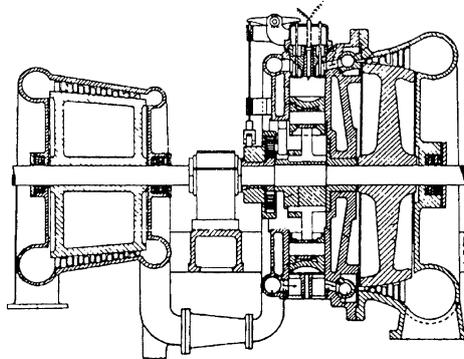
En la edad media, los pueblos del noroeste de Europa (Holanda, Bélgica y Alemania) comenzaron el desarrollo de máquinas de viento para diversas aplicaciones, aunque es oportuno mencionar que no fueron los primeros, pues existe evidencia del empleo de estos ingenios en civilizaciones anteriores [65]. Alrededor del año 1500 d.C, Leonardo DaVinci describe una turbo-máquina capaz de extraer potencia de los gases que circulan por diferencia de temperatura en una chimenea. Y sobre el 1750 d.C Leonhard and Albert Euler analizaron el motor de Herón de Alejandría<sup>1</sup> [69] mediante variados experimentos, trabajo que resultó en el enunciado de las “Leyes de las Turbo-Máquinas”. A principios del siglo XX, ingenieros como Stodola [110] comenzaron a utilizar sistemáticamente las leyes de Bernoulli y Euler para el estudio y desarrollo de turbo-máquinas.

Dentro de la categoría de turbo-máquinas que entregan trabajo al fluido cambiando su presión, temperatura o cota, se encuentran los ventiladores, sopladores, compresores, bombas, etc. Una convención normalmente utilizada en termodinámica dice que estas máquinas tienen balance energético negativo puesto que se les debe proveer de trabajo mecánico. Por otro lado, las máquinas que reciben trabajo del fluido, como es el caso de las turbinas, tienen balance positivo pues la energía del flujo se convierte en trabajo mecánico disponible; ver [14].

---

<sup>1</sup>Eolípila: máquina de vapor creada alrededor del año 60 d.C que basa su funcionamiento en el principio de acción y reacción de un chorro de fluido (vapor).





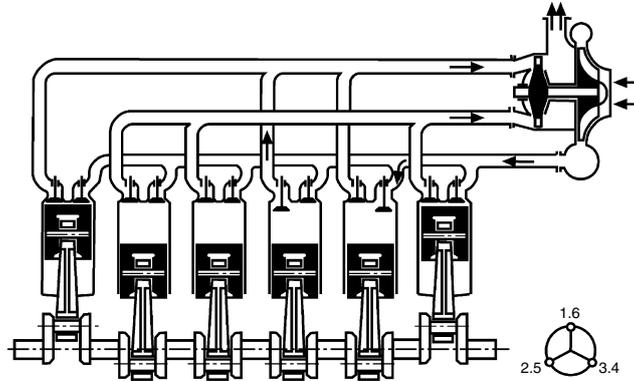
*Figura 2.2: Turbo-compound aplicado a un motor diesel creado por Alfred Büchi en 1905*

se le atribuye al ingeniero suizo Alfred Büchi. En 1905 presentó la patente DRP 204630 (Figura 2.2) [50, Cap. 1], donde describía un sistema de sobrealimentación turbo-compound<sup>2</sup> axial, con un concepto de funcionamiento que no ha cambiado significativamente hasta el día de hoy. Sin embargo, su idea permaneció en letargo hasta 1925 cuando se le hizo posible de la mano de MAN und Maschinenfabrik Winterthur, presentar un motor turbodiésel para embarcaciones pequeñas; se puede ver en la figura 2.3 un esquema general del ingenio.

Desde los albores y hasta la década de 1940, las plantas motrices aeronáuticas fueron casi exclusivamente MCI<sup>3</sup>. Así que rápidamente se hicieron evidentes algunas de las limitaciones de este tipo de máquinas, como es la pérdida de potencia a medida que se aumenta la cota de vuelo [71]. Por lo tanto, desde el principio se experimentó con diversos sistemas de sobrealimentación para salvar este problema. En 1918 el Ingeniero de la General Electric, Sanford Moss, equipó el motor V12 Liberty con un mecanismo de sobrealimentación, permitiéndole llegar a una cota de vuelo de 4300 m sin advertirse las habituales pérdidas de potencia [114, Cap. 1]. El desarrollo continuó y se acrecentó durante la segunda guerra mundial, ya no solo para lograr mayores cotas de vuelo, sino también

<sup>2</sup>Sistema en el que se acopla mecánicamente el eje del turbo-grupo al cigüeñal del motor; ver [119, pag. 13].

<sup>3</sup>Motor de Combustión Interna Alternativo.



*Figura 2.3: Sistema de sobrealimentación por pulsos patentado por Alfred Büchi en 1925*

para aumentar la potencia de los motores y tener alta relación potencia-peso, tan deseada por los Ingenieros Aeronáuticos. Mucho se podría decir al respecto, pero basta con mencionar algunos de los motores más emblemáticos de aquella época.

Por un lado, el Rolls Royce Merlin, motor diseñado como unidad de potencia del avión aliado Supermarine Spitfire y posteriormente también utilizado en otros aeroplanos, tenía 12 cilindros en V invertida a  $60^\circ$  que hacían unos 27 L de cilindrada. Aunque existieron muchos modelos, es de resaltar que contaba con sistema de sobrealimentación de 1 o 2 etapas y doble velocidad que le permitió ostentar rangos de potencia que iban de los 900 a los 1600 CV, aproximadamente [118, pag. 1741]. Por otra parte, su antagonista principal perteneciente a la Luftwaffe, fue el Daimler-Benz DB 601 de 12 cilindros en V invertida a  $60^\circ$  y 33,9 L de cilindrada, que equipó inicialmente al afamado avión caza Messerschmitt BF 109 y otros. El DB 601 contaba con sistema de inyección de combustible y sobrealimentación de velocidad variable en función de la altura, generando potencias de entre los 1100 a los 1450 CV. Se realizó un modelo especial que era capaz de entregar una potencia de 2300 CV durante un minuto por inyección de metanol [118, pag. 491]. También es digno de mención el motor Junker Jumo 213, propulsor del Focke-Wulf FW 190, de 35 L de cilindrada con inyección de combustible y sobrealimentador de

2 etapas y 3 velocidades que le permitía erogar potencias de alrededor de 2000 CV [118, pag. 1008]. Uno de los últimos MCIAs aeronáuticos gasolina de gran tamaño y de fabricación en serie fue el turbo-compound Curtiss Wright R 3350 de 18 cilindros radiales en doble línea con potencias de 2200 a 3700 CV [118, pag. 2280].

La aplicación de sistemas de sobrealimentación en automóviles viene desde los años 1920, pero generalmente estuvo reservada a vehículos de competición y de lujo por su costosa y problemática implementación. Los primeros intentos de fabricación en serie de automóviles sobrealimentados fueron en 1962, y se le atribuyen a Chevrolet con el modelo Corvair que estaba equipado con un turbo-compresor TRW, y a Oldsmobile con el modelo Jet Fire equipado con un turbo-compresor Garrett. Sin embargo, los persistentes problemas de fiabilidad hicieron que solo dos años más tarde estas fábricas abandonen la sobrealimentación en vehículos de serie. No obstante se prosiguió con la investigación y marcando hitos. En 1978 Mercedes Benz y Peugeot con el 300SD y el 604 respectivamente, introducían al mercado los primeros motores en serie turbodiésel. Mas o menos por la misma época, la Formula 1 vio llegar de la mano de Renault el motor de gasolina turbo-alimentado, dando comienzo así a la llamada “era del turbo” en este deporte. Se lograron potencias de más de 1000 CV con motores de tan solo 1500 cm<sup>3</sup>; en 1989 se abandona la sobrealimentación y se regresa al motor de aspiración atmosférica. Así, aunque en otros sectores de la competición automovilística se prosiguió experimentando con la sobrealimentación, esta continuó en letargo en su aplicación en automóviles de serie.

A principios de la década de 1990, debido al costo de la gasolina cobran auge las plantas motrices diésel en los automóviles, dándose un desarrollo tal que se pasó de los primeros pesados, lentos y ruidosos motores a máquinas de prestaciones similares a los de ciclo otto. Unos diez años más tarde, hacia finales de la década, Mercedes Benz incursiona nuevamente en la sobrealimentación con los motores diésel del SLK, pero esta vez con carácter permanente debido a nuevas necesidades.

Las emisiones de CO<sub>2</sub> generadas por los vehículos automotores abarca alrededor del 10% del total generado por la actividad humana, como

menciona Schindler [101]. Hacia la llegada del siglo XXI se hicieron más evidentes los problemas de contaminación ambiental a nivel mundial, acrecentados por la enorme cantidad de automóviles que circulan todos los días. Europa, yendo un paso al frente comenzó a formular normas que restringen los niveles de polución permisibles de los motores, poniendo por delante nuevos desafíos que la sobrealimentación puede salvar; a estas normas se las conoce comúnmente por Euro I, II, etc. [23][115].

### 2.1.2. Aplicaciones

En aeronáutica siempre ha sido muy deseable contar con plantas motrices de alta densidad de potencia, y el MCIA fue el primer recurso que cumplió satisfactoriamente este requerimiento. No obstante, a partir de la llegada de la turbina de gas en la década de 1950, se reservó el MCIA solo a aeronaves pequeñas que generalmente tienen bajos techos de vuelo y prima la fiabilidad y los costes sobre la necesidad de sobrealimentación. A pesar de lo anterior, hay que decir que en la actualidad se habla nuevamente en el sector aeronáutico del MCIA de gran tamaño y más aun, del motor diesel, aunque de momento todo está solo en fase experimental.

Respecto a los ferrocarriles, desde hace varias décadas las locomotoras diesel dominan el sector, aunque es cierto que cada vez mas países tienden a electrificar sus redes férreas. Sin embargo, actualmente se continúa la investigación y el desarrollo del motor diesel ferroviario para lograr reducir emisiones, incrementar la eficiencia en el consumo de combustible y mejoras de otra índole [79]. El tamaño y los requerimientos operativos de los motores usados en las locomotoras han hecho idónea la implementación de la sobrealimentación desde los comienzos. Muy a menudo se han usado los compresores volumétricos o *roots*, de muy buena respuesta a bajos regímenes de motor. A medida que fue posible lograr mayores velocidades en los motores ha surgido la necesidad de apelar al turbocompresor, así que es bastante común ver sistemas de sobrealimentación mixta. Todo indica que la sobrealimentación continuará siendo una necesidad en las locomotoras diesel.

En el sector marino, luego de abandonar los ingenios de vapor, el motor diesel tuvo una buena acogida. Los motores sobrealimentados equiparon variados tipos de embarcaciones. No obstante, andando el tiempo hubo una tendencia hacia las turbinas de gas y las de vapor generado por energía nuclear, principalmente en las embarcaciones más grandes y las militares. Actualmente sin embargo, las naves mercantes, por cuestiones económicas principalmente, vuelven a interesarse en el excelente redimiendo del motor diesel sobrealimentado. Fábricas como MAN-Sulzer incursionan con enormes motores diesel marinos teniendo buenos resultados.

Para vehículos de pasajeros y también camiones, el MCIA es el máximo dominante con mucha ventaja. Y esto es debido a que tiene una buena densidad de potencia, durabilidad, costes bajos y especialmente es muy fácil de manejar; además ostenta buena flexibilidad para operaciones en transitorios. Las investigaciones de los últimos 15 años han devenido en reducción de emisiones aunado al aumento de eficiencia. En los motores de camiones la combinación del turbo-compresor, el post enfriamiento (intercooler) y la inyección directa es la fórmula ideal. Esto no ha pasado desapercibido para los fabricantes de automóviles que han ido implementando estos sistemas debido al extraordinario rendimiento final que se obtiene del motor diesel. Respecto a los motores de gasolina sobrealimentados, aun quedan problemas por resolver, como son: la alta temperatura de los gases de escape, el bajo rendimiento y lograr un aceptable comportamiento desde el punto de vista de la conducción [9]. Pero también en este campo hay nuevas soluciones técnicas que hacen que ciertos expertos se aventuren a predecir que de aquí a 10 o 20 años, los motores sobrealimentados dominarán el mercado [50, Cap. 1][67][72].

### 2.1.3. Ventajas de la Sobrealimentación

Existen diferentes estrategias a los fines de aumentar la potencia de un MCIA; ver [84, Cap. 13]. Se puede aumentar el régimen de giro del motor, con la consecuente penalización en la vida útil del mismo. También es posible incrementar la cilindrada del motor, pero esto hace que sean



el área que determina la aspiración atmosférica, evidenciándose de esta forma la ganancia de potencia del motor.

Dentro de las ventajas de sobrealimentar un MCIA se pueden mencionar la disminución del costo por unidad de potencia de la planta motriz; aumento de la potencia específica; incremento del rendimiento del motor si la potencia de sobrealimentación se extrae del remanente en los gases de escape [1, pag. 226][84, Cap. 13]. Además, es una estrategia clave en el objetivo actual de reducción de la contaminación proveniente de los motores, principalmente relacionado al CO<sub>2</sub> y partículas [72][115].

A medida que las leyes que regulan los niveles de contaminación permisibles en los nuevos vehículos se van haciendo más severas (se exige una tasa de CO<sub>2</sub> de 115 g/km en el año 2010), se hace más evidente la necesidad de aplicar las mejoras mencionadas en el párrafo anterior. Así ha nacido el concepto de “*downsizing*” de los motores. *Downsizing* implica la disminución de la cilindrada de los motores pero manteniendo los niveles de prestaciones, algo impensable sin la ayuda de la sobrealimentación. No obstante, no es posible afirmar que todo es ventaja de la mano de la sobrealimentación, puesto el incremento de presión genera estrés mecánico en los componentes del motor que llevan a la necesidad de fabricar unidades más robustas. Asimismo, el mayor aporte de calor vinculado a la sobrealimentación exige que se deba contar con sistemas de refrigeración más logrados. Esto a su vez ocasiona un incremento en el costo de fabricación, que repercute de forma directa sobre el consumidor final. Y además también, se acrecienta cada vez más la complejidad de los sistemas de control del motor, con las asociadas desventajas que esto ocasiona [9].

#### 2.1.4. Sistemas de Sobrealimentación

En la actualidad, los sistemas de sobrealimentación que implican turbo-máquinas aplicados a los MCIA utilizados en automóviles, se pueden catalogar de acuerdo a la naturaleza de su accionamiento en tres partes principales:

#### 2.1.4.1. Accionamiento Mecánico

Se acopla mecánicamente el eje del compresor al cigüeñal del motor. Tradicionalmente los compresores utilizados con esta disposición han sido los volumétricos, aunque actualmente hay empresas que proponen prometedoras soluciones en base al compresor centrífugo aplicado específicamente al automóvil [12]. El acoplamiento mecánico tiene buen desempeño especialmente vinculado a mejorar el par motriz a bajo régimen del MCIA, y asimismo permite una respuesta de sobrealimentación inmediata ante el cambio de régimen del motor. Además, las soluciones recientes que facilitan un control adecuado de la relación de velocidades entre el cigüeñal y el compresor, permiten optimizar el funcionamiento del sobrealimentador para las distintas etapas de demanda del motor. Sin embargo, no debe pasarse por alto el hecho de que el compresor toma potencia del motor. Por lo tanto, si bien es cierto que sirve eficientemente a los fines de potenciar y mejorar los parámetros de polución del motor, es igual de cierto que el consumo de combustible por unidad de potencia se verá incrementado.

Para salvar este inconveniente ha sido concebido el sistema turbo-compound, que se podría describir resumidamente como un turbo-grupo acoplado mecánicamente al cigüeñal del motor, aunque hay diversas variantes. Así, cuando el motor está trabajando a bajo régimen y, por lo tanto, no hay suficiente energía en los gases de escape, la potencia necesaria para sobrealimentar es extraída del cigüeñal motor. En cambio, en la zona de altos regímenes, los gases de escape transportan un considerable nivel de energía que excede las demandas del compresor. Es entonces cuando el turbo-grupo deja de demandar potencia del cigüeñal para pasar a otorgársela.

Aunque el sistema en su concepto es muy completo, la técnica de acoplamiento y de regulación de velocidad presenta ciertos desafíos técnicos considerables. En la industria del automóvil priman sobre la mayoría de los factores, los costes y la fiabilidad de los sistemas aplicados, de manera que aquellos que se tornen muy complejos y costos, sencillamente no sobreviven. No obstante, es oportuno recalcar el esfuerzo de los fabricantes e investigadores para mejorar la técnica y hacer viable el sistema.

### 2.1.4.2. Accionamiento por Turbina de Escape

Es la configuración actualmente más utilizada. El turbo-grupo obtiene toda la potencia necesaria para la sobrealimentación del remanente de energía de los gases de escape. En la figura 2.5 se puede ver con detalle el proceso de expansión de los gases luego de abrirse la válvula de escape. En un motor de aspiración atmosférica, toda esa expansión se realiza sin aprovecharse. En cambio, al colocar una turbina en el circuito de escape se puede extraer una importante cantidad de potencia que está dada por las áreas marcadas con líneas de corte. El área 1-5-6-7-10-1 está generada por la expansión de los gases en el colector de escape una vez que se abre la válvula en el punto 5. Luego, el barrido de gases que realiza el pistón genera el área 7-8-9-10-7, que también aporta trabajo a la turbina, aunque lo resta del motor.

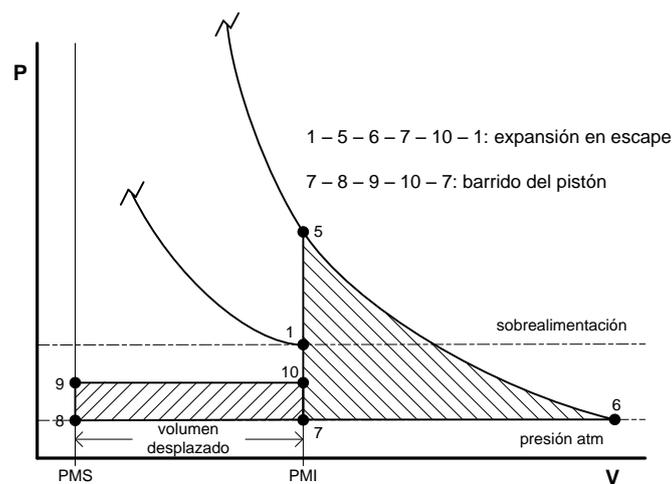


Figura 2.5: Trabajo disponible en el proceso de escape ideal de un MCI

Normalmente, el grupo está ubicado inmediatamente a la salida del colector de escape del motor, de modo que sobre el rotor de turbina se tienen temperaturas de alrededor de 700 °C. Esto ha forzado el desarrollo de materiales adecuados a las solicitaciones térmicas y estructurales a las que se ve sometida la turbina. En cambio, el rotor del compresor suele estar construido en aleación de aluminio, dado que es suficiente para

soportar las condiciones a las que se ve sometido (el aire comprimido puede alcanzar los 200 °C y el régimen del turbo-grupo llegar a las 200000 rpm en equipos típicos para los actuales motores de automóvil).

El éxito del sistema turbo-compresor radica en sus bajos costos y escasa complejidad de implementación, además del reducido tamaño y peso de las unidades y del amplio rango de operación. También hay que mencionar que incrementa notablemente el rendimiento del MCIA. Actualmente en un motor típico de automóvil, el turbo-compresor es capaz de extraer entre 20 y 30 kW de potencia de los gases de escape que se aprovechan para comprimir el aire que alimenta al motor, haciendo que este incremente la potencia en hasta un 50 %, y por lo tanto, el rendimiento global del mismo [64, pag. 247].

Sin embargo, el sistema turbo-compresor tiene un importante inconveniente. La potencia disponible para la sobrealimentación depende del punto de trabajo del MCIA. Cuando el motor se encuentra trabajando en bajos regímenes, es decir, entre las 1000 y 1500 rpm, la energía que transportan los gases de escape suele ser insuficiente para alimentar la turbina del turbo-compresor, y por lo tanto se ve limitada la relación de compresión máxima que se puede alcanzar. Regímenes de 1000 a 1500 rpm son los típicos en la mayoría de los automóviles para salida desde velocidad cero, por lo que es muy deseable contar con el mayor par motriz posible. Lograr mayor par implica tener mayor presión media efectiva en el ciclo, lo que es posible obtener en la medida que más se sobrealimente al motor. Todo esto lleva a concluir que una buena sobrealimentación del motor a bajo régimen resultará en un vehículo de “respuesta ágil” [12][115].

Para salvar el inconveniente de la pobre sobrealimentación a bajos regímenes de motor, se ha recurrido a diversas soluciones. Dentro de las más populares se encuentra la turbina de geometría variable (TGV) [105]. Es básicamente un conjunto radial de toberas que permiten ajustar la sección efectiva de paso de los gases de escape; en la figura 2.6 se pueden observar los detalles del mecanismo. Así es que, cuando se tiene exceso de gases de escape ingresando a la turbina se acciona el mecanismo de apertura de las toberas, de forma que la conversión de presión a

velocidad sea mínima. Por el contrario, cuando el flujo de gases es escaso, las toberas se cierran para lograr la máxima conversión de presión a velocidad para impulsar la rueda de turbina. Esta tecnología permite seleccionar ruedas de turbina pequeñas, lo cual favorece al objetivo de lograr buena sobrealimentación a bajos regímenes de motor. No obstante, tampoco la TGV logra resolver por completo el problema, debido a que disminuir mucho el tamaño de la rueda de turbina repercute en la contrapresión de escape del motor, es decir, habrá un incremento en la demanda de potencia para barrer los gases de escape, lo que conduce al detrimento del rendimiento global del ingenio [39].

Algo similar también se ha hecho en el compresor. Los turbo-grupos usados actualmente suelen ser con difusores sin vanos, porque proveen un mayor rango de operación que los difusores con vanos, aunque se sacrifica un poco el rendimiento del compresor [119, pag. 55]. No obstante hay investigadores como Tange et al. [112] que proponen geometrías variables en el sistema de difusión del compresor. Se dice que el sistema mejora sensiblemente el par motriz y el consumo específico<sup>5</sup> del motor. Sin embargo, la técnica CGV no está tan difundida como su par la TGV debido a que los beneficios que aporta no justifican, de momento, los costes de implementación.

### 2.1.4.3. Accionamiento Eléctrico

Se acciona el compresor mediante un motor eléctrico. Es una posibilidad que se ve favorablemente para la aplicación en los pequeños motores *range extender*<sup>6</sup> propuestos para los vehículos híbridos. Dado que los MCIA utilizados son de pequeña cilindrada y se cuenta con buen recurso de potencia eléctrica, parece razonable recurrir al accionamiento eléctrico.

---

<sup>5</sup>El consumo específico está dado por el cociente entre el consumo de combustible en peso y la potencia desarrollada [1, pag. 11].

<sup>6</sup>El concepto de vehículos híbridos implica disponer de un MCIA de pequeña cilindrada que asiste al sistema de potencia del automóvil eléctrico, logrando así “aumentar la autonomía” del mismo.

Otra alternativa en desarrollo actual es el turbo-grupo asistido eléctricamente [115]. Entre el compresor y la turbina se intercala un motor eléctrico, normalmente ubicado cerca del compresor para disminuir su temperatura de trabajo. El turbo-compresor funciona de forma estándar, salvo que cuando la energía de los gases de escape es escasa, se activa el motor eléctrico. De esa manera se logra aumentar la sobrealimentación a bajo régimen de motor. Además, muestra una inmediata respuesta a los transitorios de motor y una excelente controlabilidad. Pero al igual que los demás sistemas mencionados, este también presenta importantes desafíos técnicos. Uno de los mayores inconvenientes radica en la escasa potencia de la que se dispone en el circuito eléctrico de un automóvil convencional. Si bien es cierto que el motor eléctrico que asiste al turbo-grupo también puede hacer las veces de generador, se necesitan baterías capaces de absorber y entregar grandes potencias. Esto implica hacer cambios en el voltaje y tamaño de las baterías, los cuales repercutirían muy negativamente en los costos de implementación de esta tecnología.

#### 2.1.4.4. Otros Sistemas de Sobrealimentación

Es oportuno mencionar también que existen numerosas variantes de los sistemas antes mencionados, producto de la combinación de los mismos, que surgen por necesidad de cubrir algún requerimiento específico. Además de la sobrealimentación de flujo continuo, o de presión constante, como se le llama en la literatura [119, pag. 6 y Cap. 6], existe la que aprovecha la naturaleza pulsante de los gases de escape de los MCIAs [119, pag. 8 y Cap. 7]. Ese era el caso del sistema de sobrealimentación ideado por Buchi que se muestra en la figura 2.3, el cual utiliza mejor la energía cinética de los gases que el sistema de presión constante. Aunque a simple vista solo pareciera un sistema de turbo-compresor accionado por turbina de escape con conexionado elaborado, el concepto fluido-acústico implicado es sensiblemente diferente. El circuito de conexionado de la turbina debe de estar en “sintonía” con el del compresor para lograr aprovechar el sobre impulso que genera cada apertura de válvula de escape sobre la turbina. Esta a su vez, transmite el impulso al compresor generando una onda de presión que debe coordinarse con el momento en

que se abre alguna de las válvulas de admisión del motor. Rápidamente se puede ver la necesidad de tener un turbo-grupo muy ligero, es decir, con muy baja inercia para lograr un mayor provecho del sistema, lo cual no es fácil conseguir. También son necesarios métodos de conexionado que permitan ampliar la zona de funcionamiento óptimo.

Otro sistema de sobrealimentación por impulsos es explicado por Muñoz et al. [84, pag. 323]. Se tiene un cilindro rotativo que contiene conductos internos que se conectan y desconectan a medida que gira. Los conductos unen de forma sincronizada la salida de escape a la admisión del motor. Los tiempos y longitudes de los conductos están pensados de forma que los pulsos de escape compriman el circuito de admisión pero no logren ingresar nuevamente al motor. El cilindro distribuidor está acoplado mecánicamente al cigüeñal, pero solo consume potencia para su arrastre. En consecuencia, se tiene una respuesta de sobrealimentación inmediata dando lugar a un gran par a bajos regímenes de motor [54, 73]. Sin embargo, tiene como inconvenientes ser un sistema caro, voluminoso y muy ruidoso, además de problemas de fatiga térmica en el cilindro distribuidor por estar sometido a fuertes ciclos alternos de temperatura.

## 2.2. El Compresor Centrífugo

Los estudios llevados adelante en esta tesis están desarrollados alrededor del compresor centrífugo accionado por turbina de escape a presión constante, dado que como se menciona en la sección anterior goza actualmente de la mayor popularidad debido a sus ventajas. Se fabrican modelos económicos y fiables, con sistemas de control relativamente sencillos. Hoy en día es ya impensable la comercialización de motores diesel que no sean turbo-alimentados y con sistema TGV. El control de la TGV se realiza por medio de un actuador neumático que se controla en lazo cerrado mediante un sensor de presión en el colector de admisión. También se trabaja en el desarrollo de accionamientos eléctricos que permitan un mejor control de la TGV y así optimicen las prestaciones del sistema.

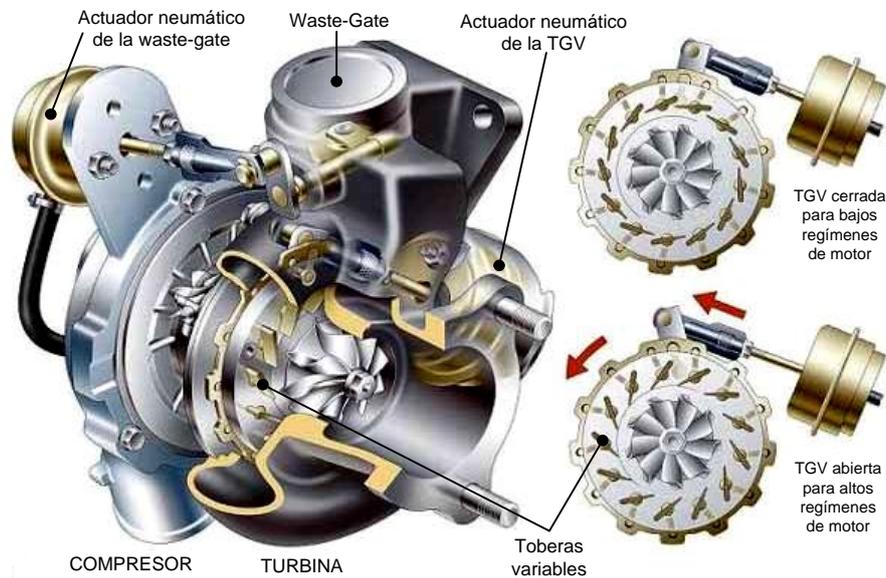


Figura 2.6: Turbo-compresor con TGV y waste-gate de aplicación automotriz

En la figura 2.6 se presenta un equipo turbo-compresor donde se pueden ver los diversos dispositivos que lo componen, a saber, los actuadores neumáticos tanto de la TGV como el de la *waste-gate*. La *waste-gate* es una válvula capaz de controlar el flujo del circuito de by-pass entre la entrada y la salida de turbina [119, pag. 364]. Era el mecanismo más utilizado antes de la aparición de la TGV, y fue ideado para limitar la velocidad máxima de trabajo del turbo-grupo por medio de sangrar gases desde la entrada hacia la salida de la turbina sin que pasen por el rotor. Sin embargo, no se puede decir que la TGV haya reemplazado al sistema *waste-gate*, puesto que en los actuales turbo-grupos, al elegir turbinas pequeñas con motivo de lograr buen par a baja velocidad de motor<sup>7</sup>, nuevamente se ha visto necesario recurrir al sangrado por no ser suficientes las posibilidades que brinda la TGV. Como se ve en la figura 2.6, se recurre a soluciones mixtas TGV *waste-gate*. Actualmente también se prueban sistemas CGV (no se muestra en la figura), es decir, sistemas

<sup>7</sup>Concepto acuñado en inglés como “*low end torque*”, deseable desde el punto de vista de la conducción pues mejora la agilidad del vehículo en las velocidades más bajas de operación.

de difusores variables a la salida del rotor del compresor, para los cuales también se tiene un sistema de control muy similar al utilizado en la TGV. Asimismo, es posible encontrar algún dispositivo a la entrada del compresor con fines de control de inestabilidades.

### 2.2.1. Ecuaciones Fundamentales

La potencia transferida desde o hacia un fluido por una máquina rotante, se puede conocer por medio de la ecuación general de Euler de las turbo-máquinas [117, pag. 9]:

$$\dot{W} = \dot{m} (v_{\tau 2} v_{\rho 2} - v_{\tau 1} v_{\rho 1}) \quad (2.1)$$

siendo:

$\dot{m}$ : gasto másico del fluido de trabajo.

$v_{\tau 1}$ : componente tangencial de la velocidad del fluido a la entrada.

$v_{\tau 2}$ : componente tangencial de la velocidad del fluido a la salida.

$v_{\rho 1}$ : velocidad tangencial del rotor a la entrada.

$v_{\rho 2}$ : velocidad tangencial del rotor a la salida.

Si por otro lado se hace un análisis del fluido de trabajo desde el punto de vista termodinámico, se tiene por el primer principio de la termodinámica que el trabajo de compresión es [119, pag. 23]:

$$Q - W = (h_{t2} + z_2) - (h_{t1} + z_1) \quad (2.2)$$

$h_{t1}$ : entalpía total (estática + dinámica) a la entrada.

$z_1$ : energía potencial a la entrada.

$h_{t2}$ : entalpía total (estática + dinámica) a la salida.

$z_2$ : energía potencial a la salida.

Si se considera que el proceso de compresión se realiza adiabáticamente y los cambios de energía potencial son despreciables, la ecuación se resume a:

$$-W = h_{t2} - h_{t1} \quad (2.3)$$

Tomando en cuenta que el fluido de trabajo es aire y se lo puede considerar bajo ciertas circunstancias como un gas perfecto, y las relaciones

de compresión no son muy altas (hasta 4:1), y que además la entalpía total  $h_t$  se compone de la entalpía estática ( $h_{st}$ ) más la dinámica ( $h_{di}$ ), se puede decir que:

$$h_{st} + h_{di} = C_p \left( T_{st} + \frac{v^2}{2 C_p} \right) = C_p T_t \quad (2.4)$$

Si se reemplaza la 2.4 en la 2.3 se llega a:

$$-W = C_p (T_{t2} - T_{t1}) = \int_{T_{t1}}^{T_{t2}} C_p dT_t \quad (2.5)$$

$C_p$ : calor específico a presión constante del fluido de trabajo.

$T_t$ : temperatura total del fluido (estática + dinámica).

Es oportuno aclarar que como el  $C_p$  varía con la temperatura, si se usa un único valor para los saltos de temperaturas típicos de trabajo de un compresor centrífugo, hay que aceptar errores de hasta un 2% en los cálculos. Sin embargo, si se toma un valor de  $C_p$  promedio entre las temperaturas de compresión, el error se reduce considerablemente. Tomando en cuenta lo dicho, la fórmula que expresa la potencia implicada para lograr una cierta relación de compresión es:

$$\boxed{-\dot{W} = \dot{m} C_p (T_{t2} - T_{t1})} \quad (2.6)$$

### 2.2.1.1. Rendimiento del Compresor

Como en toda máquina termodinámica, en el compresor también se puede calcular el rendimiento o eficiencia en el proceso de compresión del fluido de trabajo [21, pag. 219]. El rendimiento adiabático ( $\eta_{ad}$ ) del compresor se puede expresar como el cociente entre el trabajo ideal (indicado con el subíndice  $i$ ), que hay que invertir para comprimir el fluido adiabáticamente hasta cierta relación de compresión, y el que realmente hay que proveerle para llegar al mismo punto si se genera entropía [119, pag. 25]:

$$\eta_{ad} = \frac{\text{trabajo ideal}}{\text{trabajo real}} = \frac{h_{t2i} - h_{t1}}{h_{t2} - h_{t1}} = \frac{C_p (T_{t2i} - T_{t1})}{C_p (T_{t2} - T_{t1})} \quad (2.7)$$

Además, tomando en consideración la relación de compresión  $\pi_c = P_{t2}/P_{t1}$ , y sabiendo que una compresión isentrópica está regida por:

$$\frac{T_{t2i}}{T_{t1}} = \left( \frac{P_{t2}}{P_{t1}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.8)$$

siendo  $T_{t2i}$  la temperatura que se alcanzaría idealmente al comprimir el fluido hasta la presión  $P_{t2}$ , que es la que se consigue independientemente de si el proceso es ideal o real.

Reemplazando la expresión 2.8 en la ecuación 2.7 y haciendo algunas operaciones matemáticas, se llega a:

$$\boxed{\eta_{ad} = \frac{\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_{t2}/T_{t1} - 1}} \quad (2.9)$$

El rendimiento global ( $\eta_g$ ) del compresor viene dado por el producto del rendimiento adiabático ( $\eta_{ad}$ ) y el rendimiento mecánico ( $\eta_m$ ) del mismo:

$$\boxed{\eta_g = \eta_{ad} \eta_m} \quad (2.10)$$

### 2.2.1.2. Potencia al Eje del Compresor

La potencia que hay que suministrar al eje del compresor para realizar la compresión real de un fluido, tomando en cuenta el rendimiento mecánico de la máquina, viene dado por [64, pag. 245]:

$$\dot{W}_{eje} = \frac{\dot{W}_{real}}{\eta_m} \quad (2.11)$$

Además, si se escribe la ecuación 2.6 en función de la relación de compresión, despejada de la expresión de rendimiento adiabático, se tiene:

$$\dot{W}_{real} = \dot{m} C_p (T_{t2} - T_{t1}) = \frac{\dot{m} C_p T_{t1}}{\eta_{ad}} \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2.12)$$

Reemplazando esta expresión 2.12 en la ecuación 2.11 y tomando en consideración la 2.10, queda finalmente que la potencia que hay que aportar al eje del compresor para realizar el trabajo de compresión es:

$$\dot{W}_{eje} = \frac{\dot{m} C_p T_{t1}}{\eta_m \eta_{ad}} \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) = \frac{\dot{m} C_p T_{t1}}{\eta_g} \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (2.13)$$

### 2.2.1.3. Relación entre Turbina y Compresor

El compresor está unido a la turbina por medio de un eje solidario, por lo que rápidamente se deduce que el régimen de giro será único e idéntico para ambos. Además, para que se dé el funcionamiento estacionario, necesariamente debe cumplirse que la potencia que entrega la turbina al eje sea igual que la que absorbe el compresor del mismo [84, pag. 327]:

$$\dot{W}_{turb} = \dot{W}_{comp} \quad (2.14)$$

Haciendo un análisis semejante al realizado anteriormente para el compresor, se llega a que la potencia que extrae la turbina de los gases de escape y aporta sobre el eje, es:

$$\dot{W}_{turb} = \frac{\dot{m}_T C_{pT} T_{t3}}{1/\eta_{gT}} \left( 1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\gamma_T-1}{\gamma_T}}} \right) \quad (2.15)$$

Se debe tener en cuenta que la diversa composición de los gases de escape lo convierte en “no perfecto”, aunque bajo ciertas restricciones se lo puede considerar como tal. Por otro lado, el gasto másico que trasiega el compresor y el que trasiega la turbina, se relacionan de la siguiente manera:

$$\frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_c} = \frac{\dot{m}_{aire} + \dot{m}_{comb}}{\dot{m}_{aire}} = 1 + \frac{1}{AF} \quad (2.16)$$

siendo  $AF$  la relación aire-combustible.

Igualando las expresiones de potencia del compresor y de la turbina, y teniendo en cuenta la expresión 2.16 así como el rendimiento global de

la turbina y el compresor ( $\eta_{gTc} = \eta_{adc} \eta_{mc} \eta_{adT} \eta_{mT}$ ), se llega a la primera ley de la turbo-sobrealimentación:

$$\pi_c = \left[ 1 + (1 + 1/AF) \frac{C_{pT}}{C_{pc}} \frac{T_{t3}}{T_{t1}} \eta_{gTc} \left( 1 - 1/\pi_T^{\frac{\gamma_T-1}{\gamma_T}} \right) \right]^{\frac{\gamma_c}{\gamma_c-1}} \quad (2.17)$$

#### 2.2.1.4. Acoplamiento MCIA-Compresor

El MCIA es una máquina de flujo pulsante, mientras que las turbomáquinas son de flujo continuo. Esto hace que la tarea de acoplarlas fluido-termodinámicamente, no sea una tarea sencilla. La selección o *matching* correcto de un turbo-grupo para un determinado motor y su aplicación, es vital para una operación eficiente del conjunto sobrealimentado. Si se selecciona para un determinado motor un turbo-grupo muy grande, éste trabajará a baja eficiencia en todo el rango de operación del MCIA. En realidad, se puede elegir el punto de operación óptimo de un turbo-compresor solo para una determinada condición de trabajo del motor. Por lo tanto, si lo que se debe sobrealimentar es un motor que trabajará siempre en régimen estacionario y a un determinado grado de carga (unidades de generación), entonces se elegirá el turbo-grupo adecuado para ese punto de trabajo. En cambio, si el propulsor se requiere para trabajar a variada velocidad y un amplio margen de carga, entonces la selección del sobrealimentador vendrá a estar dada por un compromiso entre la operación óptima del mismo y su rango de trabajo.

El tamaño del turbo-grupo se determina por la cantidad de aire que requiere el motor, que a su vez es función del régimen de giro, el volumen desplazado, grado de sobrealimentación, eficiencia volumétrica del motor, etc. [119, pag. 341]. La cantidad de aire que idealmente ingresa a un motor de 4T<sup>8</sup>, viene dada por:

$$\dot{m}_{aire_{ideal}} = \frac{N}{2} V_{sw} \rho_2' \quad (2.18)$$

siendo  $N$  el régimen de giro del motor,  $V_{sw}$  el volumen desplazado por los

<sup>8</sup>En referencia al motor de 4 tiempos.

pistones y  $\rho_{2'}$  la densidad del aire en el colector de admisión, la cual se puede calcular mediante la ecuación de estado de los gases si se considera el fluido como gas perfecto:

$$\rho_{2'} = \frac{P_{2'}}{R T_{2'}} \quad (2.19)$$

Para un grupo de sobrealimentación con post enfriamiento, se enfría el aire que sale del compresor de manera que en el colector de admisión se tiene una temperatura que se puede considerar aproximadamente igual a la de entrada,  $T_{2'} \cong T_1$  (en la realidad se encuentran diferencias de 15 a 20 °C). Tomando en cuenta lo dicho y asumiendo que la pérdida de carga es despreciable entre la salida del compresor, donde se tiene una presión  $P_2$ , y la presión de colector  $P_{2'}$ , se puede decir que:

$$\frac{\rho_{2'}}{\rho_1} = \frac{P_{2'}}{R T_{2'}} \frac{R T_1}{P_1} \cong \pi_c \quad (2.20)$$

Por lo tanto, la ecuación 2.18 se puede expresar de la siguiente manera:

$$\dot{m}_{aire_{ideal}} = \frac{N}{2} V_{sw} \frac{P_1}{R T_1} \pi_c \quad (2.21)$$

Por otro lado, el rendimiento volumétrico del motor se define como el cociente entre el gasto másico que circula realmente y el que idealmente debería circular, entonces:

$$\eta_{vo} = \frac{\dot{m}_{aire_{real}}}{\dot{m}_{aire_{ideal}}} = \frac{\dot{m}_{aire_{real}}}{\frac{N}{2} V_{sw} \frac{P_1}{R T_1} \pi_c} \quad (2.22)$$

Despejando convenientemente la relación de compresión  $\pi_c$ , se tiene la expresión que describe las curvas de demanda de sobrealimentación de un motor de 4T:

$$\pi_c = \frac{\dot{m}_{aire_{real}}}{\frac{N}{2} V_{sw} \frac{P_1}{R T_1} \eta_{vo}} \quad (2.23)$$

Es interesante un breve análisis de esta expresión. Si se mantiene constante el régimen de giro del motor, y por lo tanto se tiene un rendimiento

volumétrico aproximadamente constante, se puede ver que lo único que varía es el gasto másico trasegado por el motor. Esto implica que las trayectorias de demanda de relación de compresión del motor a medida que aumenta el gasto de aire, manteniendo el régimen constante, son rectas que pasan por el origen del gráfico relación de compresión versus gasto másico. Esto es de particular importancia especialmente relacionado con el fenómeno de bombeo en compresores centrífugos, tema desarrollado en el siguiente apartado.

Si por otro lado se mantiene constante la carga sobre el motor pero se incrementa el régimen de giro del mismo, el gasto másico trasegado aumenta. Asimismo, el área de paso que determina la turbina permanece constante mientras que la presión en su entrada crece. Por lo tanto, hay más energía disponible para expandir en la turbina y así incrementar la presión de sobrealimentación. Esto lleva a que las trayectorias de carga constante sean, en un mapa de relación de compresión versus gasto másico, curvas que aumentan su pendiente a medida que aumenta el gasto de aire; la pendiente depende de si se tiene intercooler o no. En la figura 2.7 se puede ver tanto la trayectoria a carga constante como la de régimen constante; véase [119, pag. 344 y 345].

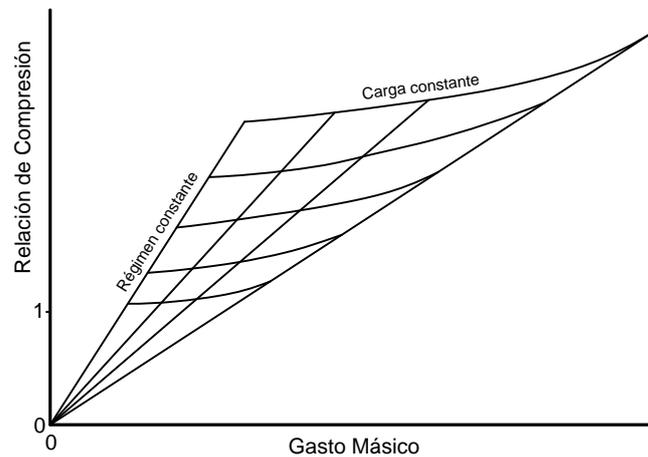


Figura 2.7: Características de demanda de sobrealimentación en un MCIA de  $4T$

## 2.3. Fenómeno de Bombeo

El rotor del compresor centrífugo está compuesto por perfiles aerodinámicos encargados de cambiar la dirección y el sentido, es decir la cantidad de movimiento, del flujo de fluido con el que interactúa. A su vez, el rotor está confinado en una carcasa estática que forma un conducto que termina en un cuerpo anular de sección variable llamado voluta o caracol, por su forma característica. En la figura 2.8 se puede ver, a la izquierda, un rotor de compresor típicamente utilizado en grupos de sobrealimentación. A la derecha se ve un esquema en corte del conjunto rotor, carcasa y voluta.

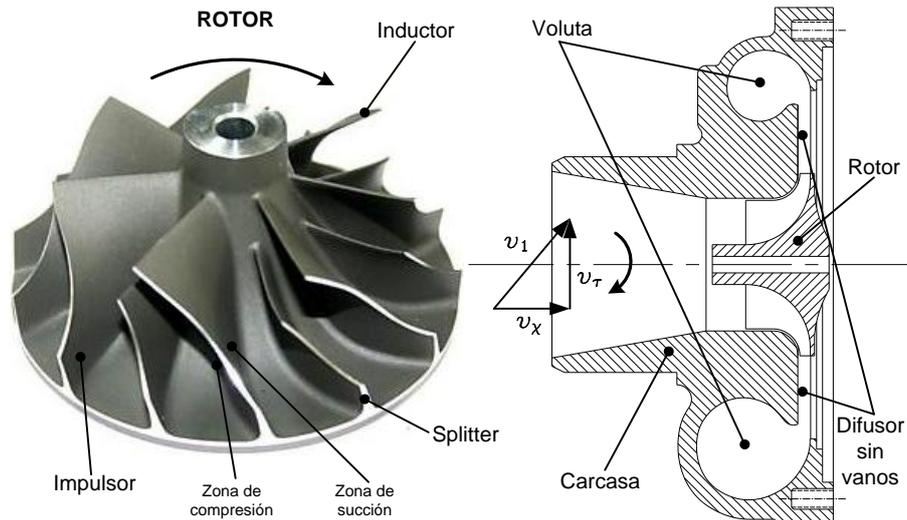


Figura 2.8: Compresor centrífugo utilizado para la sobrealimentación de un MCIA

Los perfiles aerodinámicos del inductor se encargan de introducir de manera eficiente el fluido a la zona de impulsión, mientras que el impulsor, como su nombre lo indica, impulsa el fluido por reacción centrífuga. Por lo tanto, desde el inductor y pasando por el impulsor hasta la zona de salida del rotor, se forma un canal llamado a menudo “canal de impulsión”, que comprime el fluido hasta la siguiente etapa. Los *splitter* o “divisores” son perfiles secundarios encargados de evitar el ‘deslizamiento’ dentro del

canal de impulsión, de manera que el flujo se distribuya uniformemente [117, pag. 39]. A la salida del rotor se encuentra la etapa de difusión, encargada de transformar la velocidad del flujo en presión estática. El difusor puede ser con vanos, es decir, con perfiles aerodinámicos que adaptan los ángulos de incidencia de los vectores de velocidad de forma que se minimicen las pérdidas, o por otro lado, sin vanos. El difusor sin vanos, como el de la figura 2.8, produce el efecto de difusión debido al incremento de su radio hasta alcanzar la voluta, y como se ha mencionado en secciones anteriores, suele ser la solución más utilizada en los grupos de sobrealimentación debido a que permite un mayor rango de utilización que el difusor con vanos. La forma de la voluta, de sección creciente que abarca prácticamente todo el perímetro de la carcasa, también contribuye al efecto de difusión.

### 2.3.1. Inestabilidades y Bombeo

Es bien sabido que cuando se aumenta, respecto de la dirección del flujo, el ángulo de ataque de un perfil aerodinámico, aumenta la sustentación del mismo. No obstante, existe un máximo crítico para el cual si se continúa aumentando el ángulo de ataque, el flujo se separa. Las líneas de corriente ya no se ‘amoldan’ a la superficie del mismo, por lo que pierde sustentación abruptamente; esto continuará así mientras se mantengan las condiciones de flujo e incidencia. Si se disminuye lo suficiente el ángulo de ataque, el patrón de flujo se restablece sobre la superficie del perfil, con lo que se restituye nuevamente la sustentación.

El conjunto de perfiles dispuestos en el rotor del compresor centrífugo, también tiene un máximo ángulo de incidencia respecto de la velocidad relativa de entrada. Dado que cada perfil que forma el inductor tiene una posición fija, el ángulo de ataque está determinado por la velocidad del aire a la entrada y por el régimen de giro del rotor. El diagrama vectorial de la composición de velocidades se conoce con el nombre de “triángulo de velocidades” y se dibuja tanto para la entrada como para la salida del rotor; en la figura 2.8 se muestra el triángulo de velocidades de la entrada. A media que el ángulo de ataque se acerca al máximo crítico,

comienzan a haber sectores de flujo parcialmente desprendido sobre la zona de succión del perfil. Esta inestabilidad es comúnmente conocida como “desprendimiento” (*stall*). Dependiendo del tamaño del rotor del compresor, sucede que el desprendimiento acompaña al giro del mismo, con lo cual se lo denomina “desprendimiento rotativo” (*rotating stall*) [88, Cap. 1&2]. Aunque el fenómeno no se da necesariamente en todos los perfiles al mismo tiempo, la vorticidad del flujo desprendido obstruye progresivamente la sección de paso del fluido, con lo que se disminuye aun más el gasto de aire trasegado. Esto implica aumentar más el ángulo de ataque, con lo que con toda probabilidad, provocará que más perfiles comiencen a sufrir desprendimiento. De manera que la sección de entrada de fluido se ve cada vez más reducida, realimentándose el fenómeno hasta el punto de colapso.

Las zonas de ‘desprendimiento’ comienzan en la periferia del inductor, y a medida que se acrecienta el fenómeno, avanzan hacia la raíz del perfil [68][88, pag. 2-86]. Durante el proceso de desprendimiento, parte del fluido que está comprimido en la salida del rotor retrocede y comienza a fugarse por la periferia del mismo. La condición aerodinámica degradada de los perfiles ya no es capaz de mantener el gradiente de presión demandado. En el caso de desprendimiento generalizado, habrá parte del flujo entrando al rotor por la zona central, donde el ángulo de ataque es menor, y saliendo por los radios mayores.

Cuando el compresor centrífugo forma parte de una instalación o circuito resistente, se produce una interacción entre las inestabilidades de la máquina y la fluido-acústica del sistema [111]. Tanto a la entrada como a la salida del compresor se generan volúmenes debido a los conductos de la instalación. Tal es el caso del turbo-grupo para sobrealimentación. El aire ingresa desde la atmósfera a un filtro que se conecta al compresor mediante un conducto, que suele tener diversas formas de acuerdo a la arquitectura del motor y los espacios disponibles al momento de implantarlo en un vehículo. A la salida del compresor existe otro conducto que lo comunica con el enfriador de aire, en caso de haberlo, y posteriormente con el colector de admisión del motor. De manera que, todo el circuito de conexión motor-sobrealimentador más el colector de admisión, forman un volumen considerable a la salida del compresor.

Cuando en la operación se llega a los gastos críticos mínimos trasegados por el compresor, existe en su salida un volumen de aire que se encuentra a la presión de sobrealimentación. El rotor pierde la capacidad de mantener el gradiente de presiones, y el aire comprimido retrocede desde la salida hacia la entrada del compresor. La descarga de aire alivia el circuito de salida, de manera que el compresor recupera sus prestaciones y vuelve a incrementar la presión. Sin embargo, si las condiciones fluido-dinámicas reinantes se mantienen, nuevamente se producirá un ciclo de descarga que continuará repitiéndose cíclicamente; esto es lo que se conoce como “fenómeno de bombeo” [24].

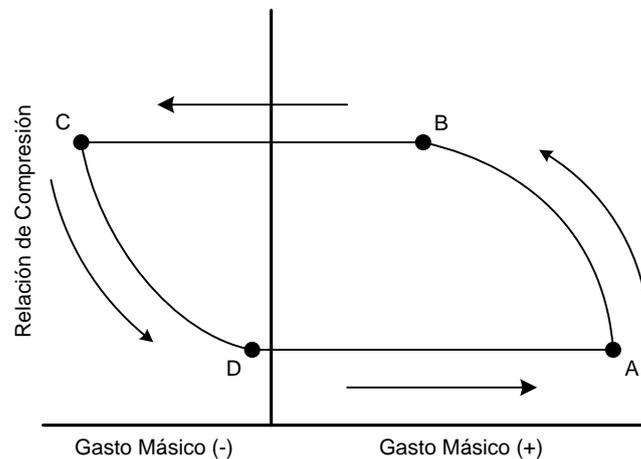


Figura 2.9: Ciclo de bombeo de un turbo-compresor acoplado a un circuito resistente

El fenómeno se puede representar en un gráfico de relación de compresión versus gasto másico como el que se aprecia en la figura 2.9. Se parte del punto ‘A’ de máximo gasto y mínima relación de compresión para un determinado régimen de giro del compresor. Se disminuye el gasto manteniendo el régimen del compresor generando la trayectoria ‘A-B’. El punto ‘B’ es el que determina el gasto mínimo del compresor a partir del cual se produce el flujo reverso. En un lapso de tiempo muy breve se pasa del flujo directo al flujo reverso, descrito por la trayectoria ‘B-C’ [29, 53, 113]. A partir del punto ‘C’ comienza la descarga del volumen de aire

que hay en la salida del compresor llegando al punto ‘D’, donde se vuelve a tener la misma relación de compresión inicial. Es entonces cuando el flujo cambia bruscamente retomando su sentido directo, posicionándose el proceso nuevamente en el punto ‘A’.

Mucho se ha investigado y escrito respecto al bombeo desde los años 1950. Investigadores como Emmons et al. [25], Greitzer [44], Fink et al. [29], Willems et al. [122] y otros han estudiado y caracterizado el bombeo ampliamente, encontrando diversas manifestaciones del fenómeno. En resumen, las inestabilidades más relevantes y evidentes en los tamaños de compresor utilizados para sobrealimentación de automóviles, y que restringen en mayor o menor medida el margen de utilización de la máquina son: el desprendimiento rotativo (*rotating stall*), el bombeo medio (*mild surge*) y el bombeo profundo (*deep surge*).

**Desprendimiento Rotativo:** como ya se ha explicado, es una inestabilidad aerodinámica circunferencialmente no uniforme bidimensional, que se propaga alrededor de la sección anular del compresor a una velocidad menor que la velocidad de rotación del rotor [26][86]; se ha determinado que se desplaza a una velocidad de entre 20 y 70 % de la del rotor [42][77]. Se caracteriza por el ruido que produce junto a vibraciones en los perfiles del rotor [100]. No obstante, el compresor es capaz de seguir suministrando la presión de sobrealimentación demandada.

**Bombeo Suave:** este, a menudo suele darse antes del bombeo profundo. Su naturaleza es de mezcla entre los desprendimientos y algún ciclo suave de bombeo, [122]. Al monitorizar los parámetros termodinámicos en un ensayo de bombeo, se distingue el bombeo suave como un incremento de la amplitud de las señales, además de un ruido particular. Es oportuno mencionar que esta clase de inestabilidad es sensible a las características geométricas de los volúmenes a la salida del compresor [114, pag. 53]. Autores como Greitzer [44] han hecho estudios donde relacionan la frecuencia y la amplitud del fenómeno de bombeo suave y el profundo, con la geometría de los volúmenes.

**Bombeo Profundo:** se puede definir como un fenómeno esencialmente unidimensional que implica flujo oscilatorio axial [26]. Su frecuencia de oscilación es de 5 a 15 Hz y está íntimamente relacionada con la

acústica de la instalación, en especial con el volumen aguas abajo del compresor. Se manifiesta con un ruido característico y fuertes vibraciones en el sistema que pueden destruir en pocos ciclos el conjunto rotativo del turbo-grupo. Además, la variación del flujo de sobrealimentación provoca una fuerte inestabilidad en el MCIA que lo quita de su punto de operación estable [100].

### 2.3.2. Mapa de Prestaciones del Compresor

El fabricante del turbo grupo provee información sobre las prestaciones de su máquina mediante mapas generados en ensayos de laboratorio. Los diferentes métodos de ensayos y bancos empleados se desarrollan en el Apartado 2.4 del presente capítulo y en el Capítulo 3 de este documento de tesis. El tipo de configuración empleada para representar la instalación real de sobrealimentación cuenta con un conducto de entrada al compresor, un conducto y un volumen a la salida y finalmente una válvula reguladora del gasto másico. En la figura 2.10 se muestra un esquema simplificado de la instalación.

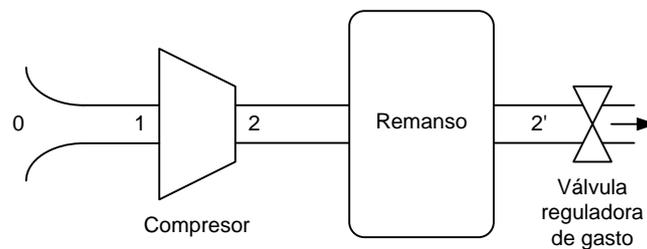


Figura 2.10: Configuración de ensayo de un compresor

Los parámetros medidos se presentan por regla general en un mapa de relación de compresión versus gasto másico, según los estándares establecidos para las turbo-máquinas [8, 56, 57, 58, 75, 85]. Las medidas de régimen de giro del compresor y de relación de compresión, se corrigen mediante factores adimensionales que tienen en cuenta las condiciones atmosféricas. Esto permite que los ensayos realizados sean comparables

entre sí, independientemente del lugar geográfico en el que hayan sido efectuados. Así, tomando en cuenta los parámetros termodinámicos totales, las correcciones son:

$$\dot{m}_{c_{corr}} = \dot{m}_c \frac{\sqrt{T_{t1}/T_{ref}}}{P_{t1}/P_{ref}} ; N_{c_{corr}} = N_c \frac{1}{\sqrt{T_{t1}/T_{ref}}} \quad (2.24)$$

siendo la  $T_{ref}$  y la  $P_{ref}$  los parámetros atmosféricos estándar.

Finalmente, en el mapa se tiene información sobre el desempeño del compresor a diferentes regímenes de giro, desde el máximo gasto másico que puede trasegar, hasta el límite de bombeo. También se suelen agregar datos de rendimiento del compresor. En la figura 2.11 se muestra el mapa típico de un compresor centrífugo.

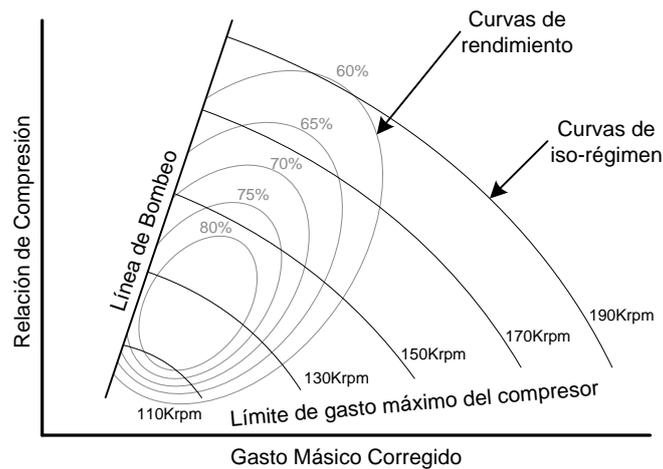


Figura 2.11: Mapa típico de un compresor centrífugo

## 2.4. Caracterización del Bombeo

El objetivo principal de este apartado es exponer las técnicas actuales de detección del bombeo durante el ensayo de prestaciones de un compresor centrífugo, objetivo central de este trabajo de tesis. Los bancos de

ensayos disponen de la instrumentación pertinente a los fines de proveer información acabada sobre los parámetros termodinámicos del fluido de trabajo; ver Capítulo 3.

Pampreen [88, pag. 2-89] explica que de acuerdo a las investigaciones realizadas, existen tres tipos preponderantes de desprendimientos en el compresor centrífugo: el desprendimiento rotativo progresivo (*progressive rotating stall*); desprendimiento abrupto (*abrupt stall*); y el desprendimiento estático (*nonrotating stall*). Además, otros autores como Fringe y Van Den Braembussche [31] mencionan que los desprendimientos también interactúan con el resto de los componentes del compresor, como ser el difusor por ejemplo. Esto lleva a que el proceso de detección del comienzo de las inestabilidades sea algo complejo aun hoy. El flujo reverso que se produce cuando se dan las inestabilidades, provoca un fuerte impacto sobre la topología del flujo de entrada al inductor. Kämmer et al. [68] reportaron los mencionados efectos y cómo generan una pre-rotación del fluido de manera que se favorece la evolución hacia el bombeo.

Una de las primeras y más comunes formas de detectar el bombeo ha sido mediante la monitorización de la temperatura a la entrada del compresor. Pampreen [88, pag. 2-90] cita los trabajos realizados por Kämmer et al. [68] al respecto en el año 1986 donde se podía ver cómo la temperatura se incrementa a medida que las inestabilidades son más pronunciadas. Una investigación más reciente sobre el mismo método de detección de los desprendimientos y el flujo reverso fue llevada a cabo por Andersen et al. [2]. En este trabajo se colocan cinco sensores de temperatura a cinco diferentes distancias en dirección axial desde el rotor del compresor, de manera que se tiene la distribución de temperaturas del fluido a la entrada del compresor. Encontraron que los gradientes de temperatura comienzan a aparecer bastante antes de que se dé el bombeo, y que su magnitud depende del tamaño del compresor, entre otras cosas, lo cual dificulta el poder establecer un criterio común. Sin embargo, concluyen que la medición de la temperatura de entrada del fluido en las proximidades del inductor es un buen método de detección del bombeo. Además, también dicen que el gradiente de temperatura tiene una importante correlación con el nivel del ruido asociado a las inestabilidades, y que es apto para ser usado tanto en flujo continuo como pulsante.

White y Kurz [120] hicieron un trabajo en torno a un sistema antibombeo. Dentro de los parámetros más relevantes relacionados al bombeo mencionan tres como los más importantes, a saber, el gasto másico, el calor y el régimen de giro del compresor. El compresor centrífugo tiene un máximo de calor cedido al medio para un determinado régimen de giro del eje, si se supera ese límite, se incurre en bombeo. De igual forma, el bombeo sucede cuando se da un pico de calor y el gasto es reducido. Así que por medio del estudio de esos tres parámetros y sus interacciones, les permitió formular un modelo para el sistema de control del mecanismo antibombeo.

Galindo et al. [37] proponen la detección de las inestabilidades y el mismo bombeo mediante un análisis sobre la señal de presión en el compresor. Los investigadores sopesan las posibilidades entre tres de las señales medidas: el gasto másico, la presión de salida del compresor y el régimen de giro. Finalmente, en especial por las propiedades de los sensores utilizados y por la naturaleza de la señal, recomiendan como mejor opción el análisis de la presión. Tomando en consideración que el bombeo profundo tiene una frecuencia que está dentro de los 5 a 15 Hz dependiendo de las geometrías implicadas [43], se propone realizar un estudio espectral de la señal mediante Fourier. Así, cuando el bombeo ocurre se tiene que las frecuencias preponderantes en la señal son la de bombeo y la de apertura y cierre de las válvulas del motor. Si la señal correspondiente al fenómeno de bombeo no aparece de forma significativa, indica sencillamente que este no se ha dado. También mencionan que un filtro paso bajo podría servir a los mismos fines que el más elaborado análisis de Fourier.

Un análisis semejante al anteriormente descrito ha sido llevado adelante por Oakes et al. [86]. Se estudió el bombeo y sus precursores mediante el análisis de la presión tanto a la entrada como a la salida del compresor. Dado que el tipo de máquina utilizada para el estudio es de aplicación aeronáutica, el banco de ensayos difiere ligeramente del que se utiliza para turbo-grupos de sobrealimentación. También la metodología de ensayo es más elaborada, realizándose en régimen estacionario, en aceleración y en desaceleración. No obstante, los principios aerodinámicos envueltos son los mismos. Los investigadores también han realizado un

análisis espectral de las señales estudiadas lo que les permitió identificar diferentes formas de inestabilidades para los distintos tipos de ensayos que plantean en el estudio.

Siguiendo en la misma línea, Menon et al. [79] realizan un estudio para predecir el bombeo en un turbo-compresor aplicado a motores de locomotoras. En ampliación o aplicación particular de los trabajos de Krok et al. [70] y [41], los autores realizan un análisis de las señales de presión y temperatura a la entrada y a la salida del compresor mediante el método matemático de las “*wavelet*”, del que se hablará en párrafos venideros. Una de las primeras conclusiones a la que arriban es que las señales de presión no son sensibles a la diferencia de comportamiento del flujo en fase de desprendimientos y en fase de bombeo, sobre todo en altos regímenes del compresor. Por lo tanto, no les parece un buen parámetro a tener en cuenta en la búsqueda de precursores del bombeo. Sin embargo mencionan que las señales de temperatura sí tienen un comportamiento adecuado a sus objetivos. Por otro lado, también se resalta como una buena herramienta la correlación existente entre los precursores de bombeo y el régimen de giro del compresor.

En los estudios llevados a cabo en esta tesis, tomando en consideración los trabajos realizados por Galindo et al. [37], se utiliza el método de análisis de la presión de salida del compresor por medio de un estudio espectral de la señal. Mediante una función llamada “*spectrogram*” del software Matlab (© MathWorks Inc.) se realiza la FFT<sup>9</sup> de la señal en ventanas temporales. Esto permite ubicar en función del tiempo, las zonas para las cuales ha ocurrido el bombeo con su frecuencia característica de entre 5 y 15 Hz. Lin [74] realiza un trabajo de revisión de las principales ventajas de los métodos más difundidos de análisis tiempo-frecuencia (espectrograma) de la señal. Específicamente hablando del análisis tiempo-frecuencia mediante la FFT, resalta su sencillez de aplicación así como su excelente rendimiento desde el punto de vista computacional. Es la mejor opción cuando el estudio está abocado a señales con una amplitud cuasi-constante en las que varíe preponderantemente la frecuencia. Las señales de presión o gasto monitorizadas en un ensayo, que son estudiadas en el

---

<sup>9</sup>Fast Fourier Transform.

Capítulo 3, presentan una amplitud aproximadamente constante hasta que sucede el bombeo profundo. En vista de lo dicho, se puede aplicar el análisis espectral para el estudio del bombeo, disponiendo así de un método sistemático para establecer el comienzo del fenómeno. Esto a su vez permite realizar líneas de bombeo que no estén sujetas a la apreciación del operario que analiza los datos.

Sin embargo, claro está, el método de análisis de las señales mediante la FFT es susceptible de mejoras, como ya se ha venido adelantando. Un trabajo realizado por Brown et al. [11] propone el estudio de las señales monitorizadas del compresor mediante el análisis *wavelet*. El motivo de la propuesta, resumidamente, es la búsqueda de patrones que les permitan detectar el nivel de proximidad al límite de bombeo, o dicho de otra forma, los precursores del bombeo. El análisis FFT de una senoide perfecta de amplitud y frecuencia constantes, arroja un único valor central en la frecuencia de la señal, más sus armónicos de una amplitud mucho menos significativa. Sin embargo, si a la misma senoide de frecuencia constante se le hace variar la amplitud, aparecerá una importante carga espectral en el análisis FFT. En los parámetros monitorizados en un ensayo, como son el gasto másico, la presión, etc., es normal encontrar alguna variación en las amplitudes, por lo que un análisis FFT afectaría significativamente la búsqueda de los precursores de bombeo que quedan solapados por el espectro periférico. Los autores mencionan que esto es fundamentalmente porque la transformada de Fourier no es el método más indicado para tratar señales transitorias. Además, se menciona otro inconveniente, a saber, que la resolución global del análisis FFT depende del tamaño de la ventana temporal seleccionada. Una ventana pequeña implica una buena resolución en el eje de tiempos, mientras que una ventana grande da una buena resolución en frecuencia. Por lo tanto, dado que estos parámetros son constantes en un análisis, no es posible tener todo el tiempo la mejor relación. Así es que los autores presentan el método CWT<sup>10</sup>, que promete salvar todos estos inconvenientes naturales de la FFT. No obstante, es importante recalcar el hecho de que el CWT, de aplicación más elaborada, tiene el objetivo de encontrar precursores de bombeo, mientras que la FFT se puede usar con buen desempeño para

---

<sup>10</sup>Constant Wavelet Transform.

determinar el comienzo del bombeo.

Otras líneas de investigación se centran en el estudio del fenómeno de bombeo y sus precursores mediante métodos no intrusivos, es decir, usando sensores que no necesiten estar sumergidos en el fluido de trabajo. Bently et al. [10] han realizado un trabajo con sensores de desplazamiento que les permiten, entre otras cosas, la predicción del bombeo por monitorización de la posición del eje del turbo-compresor, dado que las inestabilidades provocan movimiento axial del mismo; método aplicable sobre todo a máquinas de gran tamaño. Aretakis et al. [3] llevan adelante un estudio del bombeo y las inestabilidades previas mediante acelerómetros y micrófonos. Partiendo del hecho de que existe un vínculo mecánico-aerodinámico en el compresor y sus elementos [60], un análisis de las vibraciones mecánicas puede ser un medio adecuado para conocer las condiciones del flujo en el compresor. Como conclusión mencionan que el método resultó satisfactorio a los fines planteados, puesto que les permitió distinguir entre diferentes tipos de desprendimientos. Además proponen el método como algo susceptible de ser implantado en los motores para automóviles, que junto a un sistema anti-bombeo permitirían mejorar las prestaciones de los impulsores.

## 2.5. Modelado del Bombeo

Cuando se concibe un nuevo proyecto de ingeniería es muy deseable contar con herramientas capaces de evaluar por anticipado la viabilidad del mismo. De esa forma se evita la construcción de una excesiva cantidad de prototipos con el consecuente costo que eso conlleva. Así, a través del tiempo se han usado y aun se utilizan con fines de diseño y evaluación, ciertos procedimientos como son el dibujo técnico, la maquetación, y más recientemente los métodos de simulación por computador.

Como es bien conocido, la resolución de las ecuaciones generales en derivadas parciales de Navier-Stokes es el camino analítico para estudiar el comportamiento de cualquier fluido newtoniano, es decir, aquellos en los que los esfuerzos tangenciales guardan una relación lineal con el gra-

diente de velocidad de desplazamiento. No obstante, la solución general de estas ecuaciones diferenciales es actualmente inviable, por lo que se recurre a soluciones particulares muy acotadas, o bien, al cálculo numérico para obtener resultados aproximados. El avance que ha experimentado la informática en los últimos años ha llevado a que se construyan computadores con la potencia suficiente para hacer frente a complejos cálculos, como los que se requieren, por ejemplo, para la simulación del comportamiento de los fluidos. Existen numerosos programas informáticos capaces de simular desde la evolución de un fluido a través de un conducto, hasta el complejo flujo en el rotor de un compresor. Sin embargo, la fiabilidad de los resultados depende de lo acertado que haya sido el modelo físico-matemático propuesto. A continuación se presenta una síntesis del estado del arte actual en lo referente al modelado del compresor centrífugo.

### 2.5.1. Modelos 0D y 1D

Una, o un conjunto de fórmulas físico-matemáticas capaces de representar el funcionamiento de un sistema o mecanismo, se puede considerar un modelo. Si el sistema en cuestión se estudia de forma global como una unidad, se dice que el modelo es cerodimensional. Por otro lado, si se realiza una discretización en un número finito de elementos, el modelo pasa a ser unidimensional, bidimensional o tridimensional, dependiendo de si los elementos son puntuales, planos o volumétricos, respectivamente.

Uno de los primeros trabajos en modelización del fenómeno de bombeo, de cita obligada en este trabajo de tesis por su naturaleza, es el llevado a cabo por Greitzer en 1976 [44]. Para estudiar el comportamiento de un compresor axial, el autor desarrolla un modelo en el cual lo ubica dentro de un resonador de Helmholtz [89]. El modelo consta básicamente de un conducto a la entrada del compresor, otro a la salida que lo vincula a un volumen o depósito, y finalmente, un conducto a la salida del depósito que termina en una válvula reguladora de gasto; en la figura 2.10 se puede ver el esquema general del modelo.

Anteriormente a los trabajos de Greitzer [44] existía el concepto de que el bombeo era un fenómeno que solo se podía dar a altos regímenes de

compresor y con grandes volúmenes asociados. Por otro lado, los desprendimientos rotativos eran vinculados únicamente a los bajos regímenes de compresor. Por lo tanto, tampoco existía ninguna teoría que relacionara el volumen del sistema con las inestabilidades en el compresor, aunque sí hay que decir que Huppert en 1965 [53] publicó un trabajo en el que las relacionaba con las geometrías de los conductos y el depósito. Greitzer propuso un parámetro (llamado desde entonces parámetro B de Greitzer [29]), gobernado por una expresión en la cual se tiene en cuenta el volumen del sistema, y que es capaz de establecer mediante su magnitud la aparición del fenómeno de bombeo.

$$B = \frac{\Pi}{2 \omega_H L_p} = \frac{\Pi}{2 a} \sqrt{\frac{V_d}{S_p L_p}} \quad (2.25)$$

$\Pi$ : la velocidad de la punta de pala del rotor.

$a$ : la velocidad del sonido para las condiciones del fluido.

$\omega_H$ : frecuencia del resonador de Helmholtz.

$L_p$ : longitud del conducto.

$V_d$ : volumen del depósito.

$S_p$ : área transversal del conducto.

Además del parámetro B, Greitzer formula una serie de ecuaciones destinadas a dar información tanto de la presión como del gasto másico de los componentes del modelo. La formulación de este modelo fue realizada para el estudio de compresores axiales, como ya se ha mencionado, sin embargo, a partir de entonces se ha utilizado el mismo planteamiento también para los compresores centrífugos.

Hansen et al. [49] aplican el modelo de Greitzer para estudiar el comportamiento en la zona de inestabilidades de un compresor centrífugo acoplado a un conducto de entrada y otro de salida que termina en una válvula reguladora de gasto; sin embargo no incluyen el depósito. Los autores proponen cambiar el conducto a la salida del compresor para evaluar los cambios que se producen sobre el límite de bombeo. Como resultado, mencionan que al modificar la acústica del sistema mediante el cambio de los conductos se aprecia diferencia en el comportamiento.

No obstante, se menciona que los cambios de geometría propuestos no son lo suficientemente significativos para obtener resultados concluyentes. Además se observa cierta discrepancia entre los resultados que dan el modelo y la validación experimental.

Fink et al. [29] estudian el comportamiento del sistema de sobrealimentación de un motor marino de pequeña envergadura. Para el estudio proponen dos instalaciones de sobrealimentación de volúmenes marcadamente diferentes. Para la simulación, aplican el modelo de Greitzer con la salvedad de algunas leves modificaciones en las ecuaciones y el agregado de una nueva expresión que da información sobre el momento angular del eje del compresor. Los investigadores señalan la aparición de dos tipos diferentes de bombeo, a saber, el bombeo profundo obtenido con la instalación más voluminosa, y el bombeo de alta frecuencia producto de la instalación de pequeño volumen. Fink et al. [29] mencionan que la amplitud de bombeo depende del régimen de giro del turbo-grupo.

Los trabajos realizados por Moore y Greitzer [82] son de importante mención. Es una ampliación más elaborada del modelo de Greitzer, estudiando el comportamiento del fluido en dos dimensiones, la longitudinal y la tangencial. Esto les permite tener información sobre el fenómeno de desprendimiento rotativo que se desarrolla en el inductor del compresor. Al igual que los trabajos anteriores, mantienen las premisas de incompresibilidad en cada uno de los conductos, representando el aporte de presión por parte del compresor mediante las curvas de iso-régimen extendidas del mapa.

Siguiendo en la línea de investigación de sistemas de sobrealimentación por turbo-grupos, Theotokatos et al. [113] desarrollan un modelo de motor en base al llenado y vaciado de volúmenes, además del sistema de sobrealimentación. Otros trabajos que siguen los mismos lineamientos pero más recientes son llevados adelante por Rakopoulos et al. [97][96]. La investigación se basa en la aplicación del modelo de Greitzer y las mejoras aportadas por Fink et al. [29]. Dentro de los resultados que exponen, Theotokatos et al. [113] mencionan cómo el bombeo afecta la relación aire-combustible del motor reduciéndola, lo que trae consigo un aumento de la temperatura de los gases de escape y la caída del par por

una combustión imperfecta. También señalan que el volumen del colector de admisión modelado afecta la duración del ciclo de bombeo, pero no la amplitud de las oscilaciones de gasto y presión a la salida del compresor. Con un volumen mayor de colector de admisión, el ciclo de bombeo se hace más largo. Finalmente, también dicen que cuando se opera cerca del límite de bombeo y se reduce marcadamente el aporte de combustible, el compresor entrará en bombeo debido a su inercia.

En su trabajo de tesis, Tiseira [114] realiza un modelo de compresor para predecir el comportamiento en bombeo del mismo. La idea es convertirlo en un módulo dentro de un código unidimensional desarrollado en el departamento CMT del la Universidad Politécnica de Valencia. El código es conocido con el nombre de WAM (Wave Action Model), y fue concebido para simular el comportamiento de los flujos de admisión y escape de un MCIA [89]. El autor concluye que su modelo, producto del compendio de los trabajos anteriores, es capaz de predecir aceptablemente el desempeño del compresor en zona inestable de funcionamiento. Además, al ser parte del código WAM, se tiene información acabada del comportamiento de las ondas que se generan en el sistema de renovación de la carga de un MCIA, cosa que no eran capaces de lograr los modelos de compresor por separado.

Morini et al. [83] desarrollan un modelo dinámico modular no lineal unidimensional para la simulación de transitorios en sistemas de compresión. Se basa en los modelos ya presentados, construidos en función de las ecuaciones de conservación de la masa, la cantidad de movimiento y la energía. Los autores comentan que el modelo se implementa a través de Simulink Matlab (© MathWorks Inc.) usando diferencias finitas y resolviendo por medio del método de Runge-Kutta. Asumen, luego de las pertinentes justificaciones, que pueden excluir la ecuación de conservación de la energía, logrando de esa manera que el costo computacional sea mucho menor. Razón por la cual, el modelo se convierte en una herramienta capaz de trabajar en tiempo real. Dentro de las conclusiones más importantes a las que arriban, luego de simular diversas configuraciones, es que incrementando la longitud del conducto de entrada, aumenta la frecuencia de la presión a la salida del compresor. Por otro lado, si lo que se incrementa es el diámetro del conducto de entrada, la frecuen-

cia disminuye. Respecto al conducto acoplado a la salida del compresor, si se aumenta la longitud, disminuye la frecuencia; en cambio no hay efecto apreciable por el incremento del diámetro. Desde el punto de vista mecánico, el incremento de masa o inercia del conjunto incurre en la disminución de la frecuencia. Finalmente se comenta que el modelo es capaz de capturar efectivamente la esencia del fenómeno de bombeo, siendo flexible a la necesidad de implementar diversas configuraciones a simular.

### 2.5.2. Modelos 3D

El cálculo tridimensional se basa en dividir el volumen mojado por el fluido en sub-volúmenes finitos que se relacionan entre sí por medio de las ecuaciones de Navier-Stokes. Entonces, el volumen que da forma al fluido quedará compuesto por una malla de una cierta cantidad de sub-volúmenes. Así, el modelo se reduce a la resolución numérica de las ecuaciones mediante computador para cada uno de estos volúmenes elementales que componen la malla (CFD<sup>11</sup>). Cuanto más densa sea esta malla, más precisos serán los resultados obtenidos, aunque más alto será el costo computacional.

Hagelstein et al. [48], mediante simulación tridimensional y trabajos experimentales, llevan adelante un estudio del desarrollo del flujo en la voluta de un compresor. Se muestran satisfechos con los resultados, puesto que indican que logra una razonable concordancia entre la simulación y los resultados experimentales. Encuentran una importante relación entre la distribución de la presión en la voluta y el desarrollo del flujo en el inductor.

Dickmann et al. [20] utilizan el cálculo CFD para estudiar la vibración que se produce en los perfiles del inductor debido a las inestabilidades. Modelan un compresor y realizan dos cálculos: uno cercano a choque y el otro cercano a bombeo. Paralelamente también estudian el efecto del sangrado del inductor así como diferentes geometrías a la salida de la

---

<sup>11</sup>Computational Fluid Dynamics.

voluta. No realizan el modelado tridimensional de la voluta; la representan como una distribución de presión circunferencialmente asimétrica a la salida del difusor. Encuentran que tanto la voluta como las geometrías que estudian, inducen vibración en los perfiles. Como conclusión respecto a la simulación tridimensional, dicen que demuestra ser capaz de predecir con precisión la vibración del impulsor bajo condiciones reales de funcionamiento del motor.

Hu et al. [51], Hunziker et al. [52] e Iwakiri et al. [55] por separado, estudian mediante simulación tridimensional el efecto del sangrado del inductor sobre el límite de bombeo; ver figura 2.13. Hu et al. [51] además proponen comparar el mecanismo convencional de sangrado con uno que posee en el interior del conducto un sistema inhibidor de vorticidad. Los autores concluyen en que la simulación CFD es capaz de representar con suficiente precisión el funcionamiento del sistema, lo que se valida mediante estudios experimentales. Se confirma que el método de sangrado del inductor es un mecanismo eficiente para retrasar el bombeo. Hunziker et al. [52] mencionan que el vórtice que se genera a la salida del conducto de sangrado es el que contribuye a mejorar la estabilidad del flujo disminuyendo el ángulo de incidencia del perfil en su radio máximo. Hu et al. [51] señalan que el mecanismo inhibidor de vorticidad que proponen tiene mejores resultados que el sistema convencional. Pero por otro lado agregan que aunque el sangrado del inductor tiene buen desempeño a altos regímenes de compresor, no es igual para los inferiores. También es de notar que el sistema afecta negativamente el gasto másico máximo del compresor. Iwakiri et al. [55] arriban a la conclusión de que el flujo reverso a través de la holgura entre el rotor y la carcasa está muy relacionado con el bombeo, por lo que tener un adecuado control sobre el mismo es un medio efectivo de retrasar el bombeo. Además, si se aumenta el gasto sangrado se mejora el límite de bombeo. Y finalmente, mencionan que la combinación del sistema de pre-rotador variable y el sangrado del inductor es más efectiva que la acción de cada uno por separado.

Qi et al. [95] dirigen su estudio de simulación tridimensional hacia la optimización del compresor centrífugo como recurso de sobrealimentación de un MCI. Comentan que la mayoría de los estudios CFD realizados son bajo el concepto de prueba y error, es decir, se hace el diseño del com-

presor en CAD u otro medio, y luego se acude a la simulación numérica. Posteriormente se analizan los resultados y se corrige el diseño en función de ello, lo cual incrementa mucho el tiempo final para un diseño efectivo. Otro problema del método de prueba y error es que hace muy dificultosa la posibilidad de probar nuevos conceptos en el diseño de perfiles. Como alternativa, los autores proponen el método ANN (Artificial Neural Network) para evaluar diseños sucesivos. Con este método se construyen modelos fundados en la base de datos del ANN, lo que permite evaluarlos muy rápidamente para luego pasar con la mejor opción al cálculo CFD.

Guo et al. [46] llevan adelante un trabajo de simulación para el estudio de las inestabilidades cercanas a bombeo de un compresor centrífugo. Realizaron el modelo tridimensional del rotor, la carcasa y el difusor sin vanos teniendo una malla final de 1,6 millones de celdas. Además modelaron matemáticamente (0D) un volumen a la salida del compresor; las condiciones de contorno fueron tomadas como estacionarias. Ejecutaron la simulación para un único régimen de giro del compresor con un paso de tiempo de  $1,13 \times 10^{-5}$ s. El cálculo fue dividido en una primera parte estacionaria, donde se calculó la evolución a través de la trayectoria de iso-régimen del compresor. Luego realizaron el cálculo transitorio el cual toma como condiciones iniciales las finales del estacionario. La configuración planteada les ha permitido simular las inestabilidades próximas a bombeo haciendo posible el estudio del patrón de flujo de cada uno de los componentes del compresor.

Stein et al. [108] realizan un estudio similar al anteriormente descrito. El cálculo CFD les permite llegar a la conclusión de que, cuando el gasto másico a través del compresor es reducido, los primeros patrones de flujo reverso ocurren en el borde de ataque del inductor debido al excesivo ángulo de incidencia del fluido entrante. El fenómeno continúa creciendo hasta la formación del desprendimiento rotativo. Como solución los autores proponen un método de control activo por medio de chorros de aire a presión dirigidos a corregir el ángulo de incidencia del fluido; los resultados de ese trabajo se presentan en [109].

## 2.6. Métodos de Control del Bombeo

Con el propósito de aumentar el rango operacional de los compresores centrífugos para sobrealimentación, se hace un importante esfuerzo en el desarrollo de sistemas o métodos que retrasen el bombeo. De acuerdo a los objetivos de esta tesis, son de particular interés aquellos sistemas de naturaleza pasiva, es decir, que no necesiten de la asistencia de sensores, sistemas de control ni actuadores para producir el efecto deseado. A continuación se presenta una breve síntesis de los sistemas pasivos que actualmente se aplican a los fines de ampliar el margen operacional de los compresores centrífugos de sobrealimentación.

### 2.6.1. Pre-rotación del Fluido a la Entrada

De acuerdo a lo explicado en los apartados anteriores, las inestabilidades aerodinámicas en los perfiles del rotor del compresor están íntimamente relacionadas con el ángulo de incidencia del fluido sobre el inductor. Por lo tanto, una idea inmediata en pos de mejora es corregir mediante algún dispositivo el ángulo de incidencia a la entrada del compresor.

Whitfield et al. [121] alentados por los trabajos de otros investigadores como Rodgers [99] y Williams [123], consideran como un importante recurso la generación de pre-rotación del fluido de entrada al compresor mediante un dispositivo capaz de generarlo. Tomando en consideración la ecuación de Euler (2.1) se puede llegar a la conclusión de que a medida que se reduce el gasto de aire hacia el límite de bombeo, la componente tangencial de velocidad de salida ( $v_{\tau 2}$ ) se incrementa tendiendo a la del rotor ( $v_{\rho 2}$ ). Por otro lado, la componente tangencial de la velocidad de entrada ( $v_{\tau 1}$ ), que es próxima a cero, provoca que sea necesario imprimir grandes ángulos de pre-rotación al fluido cuando se está cerca de la zona de bombeo.

Los investigadores proponen acoplar en la entrada del compresor un tubo, en el extremo opuesto del cual se conecta una voluta, que debido

a su geometría en espiral se encargará de generar la pre-rotación del fluido. Se comenta que el dispositivo permite realizar ajustes de manera que pueden seleccionar diferentes niveles de pre-rotación para evaluar su efectividad. Acerca de los resultados del estudio de esta propuesta, los autores comentan que son satisfactorios, pudiendo reducir el gasto másico hasta en un 40 % respecto del gasto para el cual normalmente aparece el bombeo.

Un estudio similar es llevado adelante por Galindo et al. [38] para resolver un problema diferente. Debido a las limitaciones que impone el habitáculo del motor, muchas veces es necesario colocar codos en la entrada del compresor. El patrón de flujo que se genera en un codo provoca que a la entrada del inductor se tenga cierta distorsión [66][104]. De manera que los investigadores, en la búsqueda de soluciones que permitan cambiar la dirección del flujo en  $90^\circ$  con mínima distorsión, plantearon un dispositivo algo similar al propuesto por Whitfield et al. [121], aunque con algún grado más de elaboración desde el punto de vista aerodinámico. Se tiene una voluta que se conecta inmediatamente a la entrada del compresor. Dentro de la voluta hay perfiles directores que rodean el ojo de salida de la voluta. De forma que cuando el fluido es obligado a girar en espiral dentro de la voluta, además recibe dirección de los perfiles, de manera que se tiene el ángulo deseado de pre-rotación; incluso, el dispositivo es capaz de generar pre-rotación negativa.

Las conclusiones a las que arriban Galindo et al. [38] son de interesante consideración a los fines del presente trabajo de investigación. Se menciona que, a pesar de que el dispositivo tenga cierta similitud con los generadores de pre-rotación positiva como el de Whitfield et al. [121], su efecto sobre el comportamiento aerodinámico del inductor es diferente. Los pre-rotadores convencionales generan una rotación positiva, es decir, en el sentido de rotación del rotor del compresor corrigiendo el ángulo de ataque del aire respecto del perfil, retrasando así el comienzo del desprendimiento. Por otro lado, el pre-rotador de Galindo et al. [38], como consecuencia de poseer perfiles de posición variable, es capaz de generar rotación tanto positiva como negativa. Lo llamativamente curioso es que con la pre-rotación negativa al igual que con la positiva, logran mejoras sobre el margen de bombeo, lo cual parece contradecir las teorías

de desprendimiento expuestas hasta aquí. Sin embargo, una explicación paralela del autor es que la pre-rotación genera una gran cantidad de movimiento justo sobre los máximos radios del inductor, que es donde comienzan las inestabilidades. De forma que, pre-rotar el fluido tanto positiva como negativamente logra aumentar la velocidad axial de entrada, con el consecuente retraso del comienzo de las inestabilidades. La desventaja principal que presenta el aparato es una gran pérdida de carga. No obstante se perfila como solución el equiparlo con un sistema de control que maneje el ángulo de los perfiles directores.

Mohtar et al. [81] y paralelamente Uchida et al. [116] han trabajado en un sistema pre-rotador de flujo axial. El aparato consta de un conducto circular que se acopla a la entrada del compresor, y que en su interior cuenta con perfiles aerodinámicos dispuestos en forma de aspas de ventilador que se encargan de generar la rotación. El diseño difiere significativamente de los pre-rotadores centrífugos anteriormente presentados, y por lo tanto, su efecto final sobre el desempeño del compresor también. Los resultados de ambos investigadores coinciden en resaltar las bondades de la pre-rotación. Uchida et al. [116] hablan de una reducción del 15% del gasto másico respecto del de bombeo, y Mohtar et al. [81] muestran algo similar en los gráficos que difunden en su publicación. No obstante, al igual que su homónimo centrífugo, el pre-rotador axial también exhibe una importante pérdida de carga a altos gastos másicos, penalizando significativamente el rango operacional del compresor. Sin embargo, el sistema también puede ser equipado con un control del ángulo de los perfiles, lo cual mejoraría marcadamente los problemas de pérdida de carga.

Un pre-rotador axial capaz de cambiar su ángulo de pre-rotación en función del gasto másico sin asistencia de control alguno, es el que se ve en la figura 2.12 ideado por los ingenieros de BMW. La auto adaptación del ángulo de pre-rotación es lograda eligiendo adecuadamente el material del dispositivo, así como con un diseño cuidadoso del mismo. De forma que, cuando el gasto de aire es bajo, las terminaciones flexibles del borde de fuga de los perfiles experimentan muy poca deformación, imprimiéndole al fluido un alto grado de rotación. En cambio, cuando el gasto es alto, las fuerzas aerodinámicas deforman los bordes de fuga

flexibles de manera que la rotación se minimiza. A pesar de lo económico y sencillo de la solución, hay que decir que la elección del material del dispositivo presenta importantes desafíos. El pre-rotador debe estar muy próximo al rotor del compresor de forma que su efecto sea notable. Esto implica que el material utilizado en el dispositivo esté sometido a los reflujos calientes y a menudo con lubricante en suspensión. Por lo tanto, la mayoría de los polímeros son incapaces de lograr una aceptable vida operacional del pre-rotador.



*Figura 2.12: Sistema pre-rotador de BMW*

### 2.6.2. Recirculación en el Inductor

Uchida et al. [116], mencionados en el apartado anterior, en la búsqueda de mejoras en el par a bajo régimen de los motores Toyota, recurren a otra de las soluciones que se desarrollan actualmente, a saber, el “*casing treatment*” o el menos utilizado pero más sugerente nombre de “*inducer casing bleed system*”, que se podría traducir como “sistema de sangrado del inductor a través de la carcasa”.

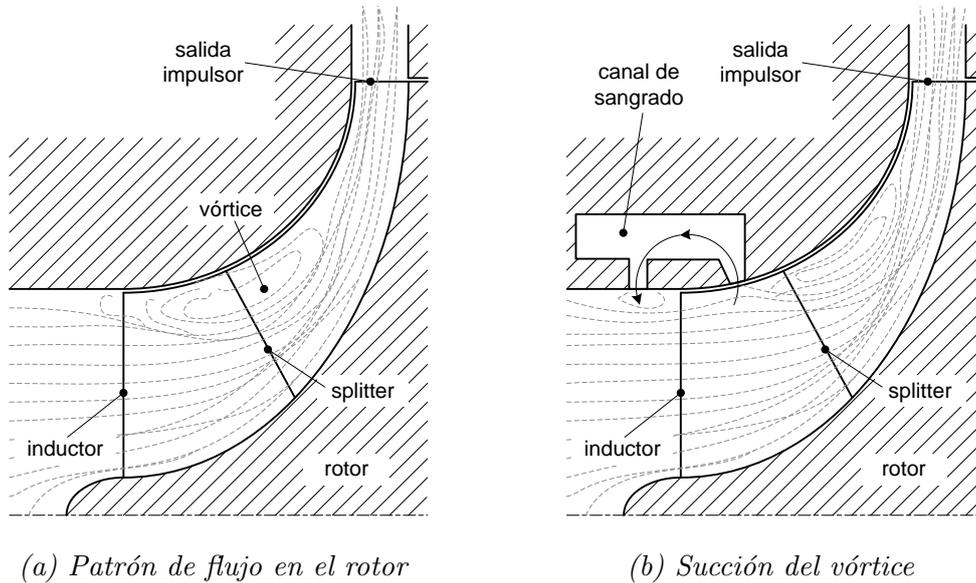


Figura 2.13: Sistema de sangrado del inductor a través de la carcasa

En la figura 2.13 se observa el corte de la simulación del patrón de flujo que se desarrolla alrededor y en el rotor del compresor. Cuando se opera cerca de la zona de inestabilidades, inmediatamente detrás del inductor se genera un importante vórtice que se extiende casi hasta la salida del impulsor. Es muy deseable eliminar o por lo menos minimizar dicho vórtice, puesto que es ni más ni menos la inestabilidad que llevará al bombeo [124]. En la gráfica (a) de la figura 2.13 se puede ver como el vórtice obstruye de forma significativa el canal de paso del fluido, lo que lleva a empeorar las condiciones de incidencia del fluido con lo cual se alimenta aun más el vórtice.

Una solución interesante consiste en succionar de alguna forma el vórtice. La idea de succionar o energizar la capa límite no es nueva, pues ha sido objeto de amplias investigaciones en las alas de los aviones desde hace décadas. La opción de aplicar esta técnica a los compresores centrífugos tampoco es una novedad [27, 30, 61, 76, 87]. Siguiendo estas líneas de investigación, tanto Uchida et al. [116] como Hunziker et al. [52] incursionan en las posibilidades de esta técnica para solventar los

requerimientos actuales de los motores. En la figura 2.13 gráfica (b) se exhibe el resultado de la simulación del efecto del canal de sangrado sobre el vórtice. Aprovechando la presión que se genera aguas abajo del inductor y la baja presión aguas arriba del mismo, basta con comunicar ambas zonas mediante un canal para se produzca la succión. El resultado es que se disminuye apreciablemente el tamaño del vórtice mejorando el margen de bombeo en hasta un 40 %.

Uchida et al. [116] además han estudiado el efecto sobre el margen del bombeo de la combinación del sangrado del inductor y la pre-rotación. Los investigadores concluye que el efecto es muy positivo, con una reducción de alrededor del 59 % en el gasto de bombeo.

Mohtar et al. [80], en un trabajo reciente también incursionan en la técnica del sangrado del inductor. El estudio lo realizan sobre un turbogrupo Borg Warner KKK, utilizando dos tipos diferentes de ingenio para el sangrado. El primero de ellos es de diseño clásico, realizado a partir de la reforma experimental de la carcasa del compresor, creando un conducto de sección anular que comunica los orificios de sangrado con la zona de succión. Dentro de los resultados más significativos se menciona una ganancia en la relación de compresión en los regímenes medios de hasta un 8 %, pero con una ligera disminución del rendimiento isoentrópico. En cuanto al margen de bombeo, acusan un detrimento para los medios y altos regímenes. En busca de mejorar los puntos débiles del primer prototipo prueban otras diversas configuraciones, convergiendo a una solución que implica darle un ángulo a los orificios de sangrado de forma que se genere una rotación negativa cuando se mezcle con el flujo entrante. Además, maximizan la cantidad de orificios manteniendo una distancia razonable entre ellos, junto a la prolongación del conducto anular que favorece la uniformidad del flujo a la entrada del compresor. Todo esto lleva a que se tenga una considerable mejora en el margen de bombeo especialmente en la zona de altos regímenes. Asimismo, reportan que la eficiencia isoentrópica se conserva para la zona de bajos regímenes. Sin embargo, la relación de compresión y la eficiencia decaen para los altos regímenes. Por lo tanto, proponen como una solución interesante el crear un sistema que cierre los orificios para los altos regímenes, mientras que para los bajos se los mantendría completamente abiertos.

Para finalizar este apartado, es interesante mencionar el efecto que produce la holgura que existe entre los perfiles del inductor y la carcasa; Schleer et al. [102] llevan adelante un estudio al respecto. Los autores realizan un análisis experimental de la distribución de presión, mediante tomas múltiple, en sentido meridional de la carcasa del compresor, de conjuntos con diferente holgura. Concluyen que la holgura tiene un importante papel en el desarrollo de las inestabilidades que desencadenan el bombeo. A altos gastos máscicos, el vórtice de fuga que se genera en la punta de pala es producto de la interacción del flujo a través de la holgura y el que circula por el canal del inductor. Si el gasto es reducido, el vórtice se desplaza perpendicularmente al eje del compresor interactuando con el perfil adyacente. El análisis muestra que esa interacción es la que desencadena la recirculación en la punta del perfil, y no tarda demasiado en caer en bombeo. Así mismo mencionan que si bien un aumento de holgura propende en disminuir el margen de bombeo, aumentar el ancho de la misma no tiene efecto alguno.

### 2.6.3. Influencia de la Geometría de Entrada y de Salida del Compresor

La geometría del conducto que se acopla a la entrada del compresor tiene un importante efecto sobre el desempeño aerodinámico del mismo [13, 19, 28, 98, 107]. Kim et al. [66] han realizado un trabajo de investigación al respecto estudiando un conducto de entrada recta y uno curvo a  $90^\circ$ , basado en los resultados obtenidos en un trabajo anterior efectuado por Ariga et al. [4]. Se menciona que el rotor del compresor está sometido a dos tipos de distorsiones del flujo, a saber, distorsión radial y distorsión circunferencial. La distorsión radial causa variación en la incidencia del flujo en la dirección radial, mientras que la distorsión circunferencial la causa en la dirección circunferencial [38]. En un conducto curvo o codo, existen ambas distorsiones. Se genera un flujo secundario debido a la diferencia de presión que hay entre la pared de mayor radio y la de menor radio además de las reacciones centrífugas, dándose una alta distorsión. Los investigadores llegan a la conclusión, según sus estudios, de que la distorsión causada por el codo perjudica el desempeño aerodinámico del

compresor. Por lo tanto, proponen un nuevo diseño con vanos internos que encausen el flujo y así disminuyan las distorsiones.

Un estudio similar más reciente es realizado por Cui [18], donde se analiza el efecto que tiene sobre las prestaciones del compresor la interacción entre el patrón de flujo que genera el inductor y los que generan un codo y el sistema pre-rotador. Para ello recurre a la simulación CFD modelando el codo, el pre-rotador y el inductor. El autor explica que la inestabilidad que hay próxima al inductor, generada por él mismo, se propaga aguas arriba hacia la geometría que se tenga implementada como entrada al compresor. Esta inestabilidad interactúa con el flujo distorsionado del codo o del pre-rotador y por lo tanto, cambia las prestaciones globales del compresor. De esto se concluye que es muy importante hacer un estudio concienzudo de la geometría de la instalación donde trabajará el compresor, puesto que de lo contrario se podría afectar hasta al más logrado diseño aerodinámico de la máquina.

Respecto al efecto general sobre el fenómeno de bombeo del circuito de sobrealimentación, existe un estudio realizado por Yano y Nagata [125]. Principalmente se centra en los efectos que se producen por la apertura y cierre de las válvulas del motor en interacción con el circuito de conexión entre el compresor y el motor. El principal aporte del trabajo, desde el punto de vista de esta tesis, es el hallazgo de una relación entre la frecuencia del ciclo de bombeo ( $f_S$ ), y la de apertura y cierre de válvulas del motor ( $f_R$ ). Los autores variaron, en un motor Mitsubishi UET 45/75 de tres cilindros de 358 L y 240 rpm, el volumen del colector de admisión en un rango de 1 a 2,5 m<sup>3</sup>, sin tomar en cuenta el del conducto de conexión con el compresor. Comentan que, cuando tenían un volumen de colector de 1,5 a 2 m<sup>3</sup> sin bombeo, las oscilaciones en el circuito tenían una frecuencia igual a la de apertura y cierre de las válvulas ( $f_R$ ). Sin embargo, cuando acontecía el bombeo ocurría un cambio abrupto en las oscilaciones, que pasaban a ser  $f_S = f_R/n$ , siendo  $n$  un número entero. Para el caso particular de un volumen de colector de admisión de 1 m<sup>3</sup> les dio que  $f_S = f_R/2$ .

Tamaki [111] estudia el efecto de las características geométricas del circuito donde se emplaza el compresor. Utiliza seis diferentes compresores

res centrífugos de los que se emplean para sobrealimentación de motores. Asimismo, los conductos de la instalación son rectos y tienen área constante e igual a la del ojo del inductor del rotor, con longitudes establecidas de acuerdo a ciertos criterios. El circuito se divide en tres elementos principales: el conducto de entrada al compresor, el de salida que lo comunica con la válvula reguladora de gasto (este conducto es el que determina el volumen del depósito detrás del compresor), y uno a la salida de dicha válvula. Por medio de realizar un análisis mediante el parámetro  $B$  de Greitzer [29] determina que cuando tiene valores elevados, el sistema de sobrealimentación presenta comportamiento inestable. Y es precisamente a altas velocidades de rotación cuando se tienen  $B$  elevados, por lo que es razonable que los límites de bombeo de las distintas configuraciones sufran una mayor bifurcación hacia la zona alta del mapa de compresor. Además menciona que, según sus estudios, las fluctuaciones en el gasto másico son proporcionales a  $B$ , mientras que las de presión son inversamente proporcionales a  $B^2$ . También propone un modelo que sea capaz de relacionar el conjunto de parámetros que estudia con el límite de bombeo de cada configuración, asegurando que posee un desempeño aceptable. Así, mediante los ensayos experimentales y el modelado llega a la conclusión de que la geometría de la instalación afecta al límite de bombeo.

#### 2.6.4. Supresión Aeroelástica

Otro sistema de control o supresión del bombeo es el planteado por Arnulfi et al. [6][7] basado en los trabajos previos de Gysling et al. [47], quienes propusieron el acoplamiento aeroelástico de una masa-resorte-amortiguador en el circuito de salida del compresor. El sistema consta de un volumen de pared móvil capaz de absorber la energía de las perturbaciones que genera el compresor; se puede ver un esquema general en el gráfico (a) de la figura 2.14.

Cuando el compresor comprime el gas dentro del depósito, la pared se desplaza proporcionalmente. Una vez que se alcanza el límite de bombeo en el mapa del compresor, comienzan las inestabilidades que hacen que

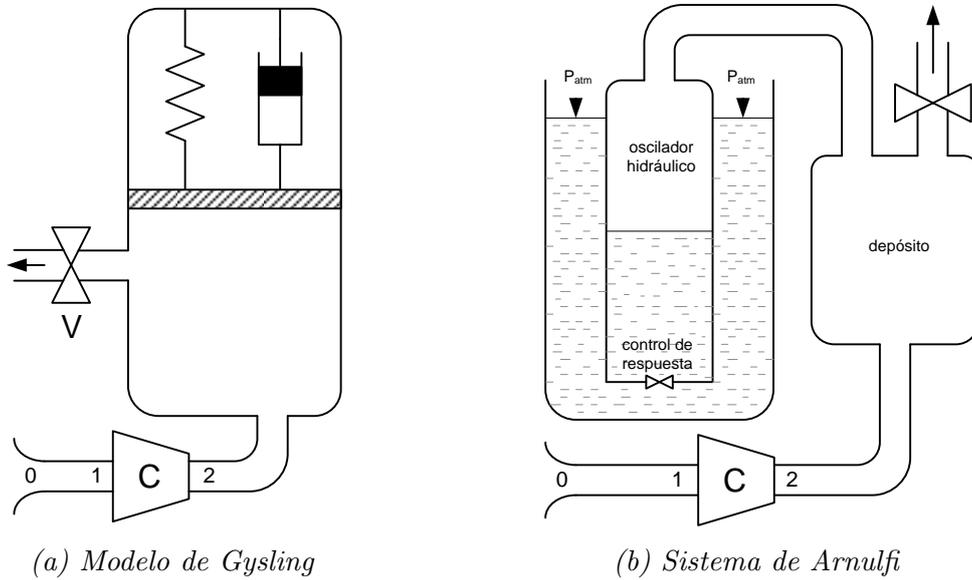


Figura 2.14: Supresor Aeroelástico

la máquina deje de comprimir, es decir, bombee. Aunque no se supere el límite de bombeo de manera que el compresor entre en bombeo profundo, de todas formas se tienen ciclos esporádicos e inestabilidades que afectan al buen abastecimiento de la relación de compresión demandada. Es entonces cuando la pared móvil del depósito comprimido se desplaza compensando las caídas de presión. Una elección adecuada del conjunto masa-resorte-amortiguador permitirá minimizar considerablemente las fluctuaciones de presión a la salida del dispositivo.

Aunque el modelo propuesto por Gysling et al. [47] en teoría puede tener un buen desempeño, llevarlo a la práctica no es tan sencillo, principalmente por la baja frecuencia que debe tener el sistema resonante masa-resorte-amortiguador. En pos de salvar estos inconvenientes, Arnulfi et al. [6][7] encuentran las propiedades buscadas en las columnas de líquido. Proponen el dispositivo que se ve en la gráfica (b) de la figura 2.14. Consta de un reservorio de líquido (agua), en el cual se sumerge una columna conectada por un extremo al depósito de salida del compresor. En el otro extremo hay una válvula reguladora del caudal de agua que

puede entrar o salir del mismo. Cuando el compresor no trabaja, el nivel de agua es el mismo tanto en el reservorio como en la columna. Una vez que se pone en marcha el compresor, la columna de líquido disminuye de nivel mientras que en el reservorio aumenta. De forma que, la masa está representada por el agua, el resorte está dado por el efecto de la gravedad y el amortiguador por la válvula reguladora de caudal y el rozamiento.

Cuando se alcanza la zona de inestabilidades, la columna de agua retrocede compensando las caídas de presión, es decir, hace las veces de pared móvil. De acuerdo a los volúmenes tanto del reservorio como de la columna, así como el caudal que pasa a través de la válvula reguladora, se puede controlar el nivel de respuesta del sistema.

Los autores mencionan dentro de las bondades del sistema, que es capaz de garantizar un flujo estable a la salida del dispositivo sin fluctuaciones residuales de la presión. El mantenimiento del sistema es prácticamente nulo, ya que no hay mecanismos de control electrónico, piezas móviles, sensores ni actuadores. Tiene una excelente operatividad en todo el rango de trabajo del compresor, excepto en zonas de gasto muy reducido o de bombeo abrupto. Queda por mencionar que el sistema es de aplicación en máquinas estáticas de gran tamaño. La implementación de esta técnica en automóviles aun no se ha dado satisfactoriamente. No obstante, no se puede descartar como otro recurso susceptible de desarrollo para la mejora del MCIA.

## **2.7. Resumen**

Este capítulo se ha centrado en el estado del arte actual de la técnica de sobrealimentación del MCIA mediante turbocompresores. Se ha presentado una breve reseña histórica de las turbo-máquinas, y cómo a medida que se sucedieron los avances en el MCIA se ha recurrido a la sobrealimentación para mejorar sus prestaciones. De las distintas tecnologías que se han usado a lo largo de los años como recurso de sobrealimentación del MCIA para automoción, el turbo-compresor centrífugo

ha imperado hasta posicionarse como el referente. No obstante, el turbo-compresor presenta limitaciones para sobrealimentar eficientemente todo el rango de trabajo del MCI. Es por ello que en la actualidad se estudian otros recursos auxiliares como son la asistencia mecánica, la eléctrica y soluciones bi-turbo que permitan mejorar su margen de operación.

Consecutivamente, se ha realizado un compendio de las ecuaciones fundamentales de la sobrealimentación. Estas ecuaciones han sido utilizadas ampliamente en el desarrollo de los estudios concernientes a este trabajo de tesis.

El fenómeno de bombeo ha sido presentado como resultado de la interacción de las inestabilidades de la turbo-máquina y la instalación en la que se desempeña. De manera que, el tipo de geometría que se utiliza para vincular el compresor al motor, tiene un papel crucial en el funcionamiento del sobrealimentador. Para conocer los límites del compresor centrífugo se recurre a la caracterización de la máquina mediante bancos de ensayos estandarizados. Finalmente se traza el mapa de prestaciones que proveerá información al fabricante automotriz sobre el límite de gasto másico máximo del compresor, el límite de gasto mínimo o línea de bombeo, y las curvas de rendimiento del mismo. No obstante, se han presentado estudios que indican que el tipo de banco de ensayos utilizados para la caracterización de la turbo-máquina, afecta los resultados expuestos en el mapa de prestaciones.

La simulación computacional se ha convertido para los ingenieros de diseño en una herramienta primordial actualmente. Razón por la cual, se ha presentado un importante compendio de los métodos de modelado del compresor centrífugo como sistema de sobrealimentación. El desarrollo actual de los programas de volúmenes finitos para el estudio de flujo de fluidos no alcanza el nivel suficiente para trabajar de forma autónoma. Sin embargo, el esfuerzo aplicado en su perfeccionamiento indica que en el futuro próximo contarán con gran fiabilidad.

Finalmente, se han presentado diferentes formas de controlar el límite de bombeo de forma pasiva. La pre-rotación del fluido a la entrada del compresor para corregir el ángulo de ataque sobre el inductor, es uno de los primeros recursos utilizados. También se recurre a la succión de

las inestabilidades del inductor mediante un canal que lo comunica con la sección inmediatamente anterior a la entrada del compresor. Por otro lado, la selección de la geometría que se coloque a la entrada del compresor tiene un papel fundamental en el desarrollo del bombeo. Este método es de particular importancia en este trabajo de tesis y es ampliamente desarrollado en el Capítulo 5.

## Bibliografía del Capítulo 2

- [1] B. Adam y P. Boulanger. *“Motores Diesel”*. 2ª edición. H. Blume Ediciones. ISBN 84-7214-047-4, 1979. (Vid. págs. 21, 22, 26).
- [2] J. Andersen, F. Lindström y F. Westin. *“Surge Definitions for Radial Compressors in Automotive Turbochargers”*. SAE paper 2008-01-0296. April 14-17, 2008. (Vid. págs. 44, 103, 104, 106).
- [3] N. Aretakis, K. Mathioudakis, M. Kefalakis y K. Papailiou. *“Turbocharger Unstable Operation Diagnosis Using Vibroacoustic Measurements”*. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 126, pp. 840-847, 2004. (Vid. pág. 48).
- [4] I. Ariga, N. Kasai, S. Masuda, Y. Watanabe e I. Watanabe. *“The Effect of Inlet Distortion on the Performance Characteristics of a Centrifugal Compressor”*. ASME, Journal of Engineering for Power. Vol. 105, pp. 223-230, 1983. (Vid. págs. 62, 159).
- [6] G. L. Arnulfi, F. Blanchini, P. Giannattasio, D. Micheli y P. Pinamonti. *“Extensive Study on the Control of Centrifugal Compressor Surge”*. Proc. IMechE, Vol. 220, pp. 289-304, Part A: Journal of Power y Energy, 2006. (Vid. págs. 64, 65).
- [7] G. L. Arnulfi, P. Giannattasio, D. Micheli y P. Pinamonti. *“An Innovative Device for Passive Control of Surge in Industrial Compression Systems”*. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 123, pp. 473-482, 2001. (Vid. págs. 64, 65).
- [8] ASME PTC 10-1997. *“Performance Test Code on Compressors and Exhauster”*. ASME PTC 10-1997. Issued September 30, 1998. (Vid. págs. 42, 84).

- [9] W. Attard, H. C. Watson, S. Konidakis y M. A. Khan. “Comparing the Performance and Limitations of a Downsized Formula SAE Engine in Normally Aspirated, Supercharged and Turbocharged Modes”. SAE paper 2006-32-0072. November 13-16, 2006. (Vid. págs. 20, 22).
- [10] D. Bently, P. Goldman y J. Yuan. “Rotor Dynamics of Centrifugal Compressors in Rotating Stall”. Orbit Magazine. Research y Development. 2Q01, pp. 40-50, 2001. (Vid. pág. 48).
- [11] C. Brown, S. Sawyer, W. Oakes y S. Fleeter. “Wavelet Based Analysis of Rotating Stall and Surge in a High Speed Centrifugal Compressor”. 38<sup>th</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE. Joint Propulsion Conference y Exhibit. Indianapolis, IN. July 7-10, 2002. (Vid. págs. 47, 240).
- [12] D. J. Burt y A. P. Kolstrup. “Introducing the “Rotrak” Variable Speed Traction Drive Centrifugal Supercharger to Fully Exploit Engine Downsizing”. Torotrak Development Ltd. & Rotrex A/S, 2010. (Vid. págs. 23, 25).
- [13] S. A. Cain y M. Padmanabhan. “Numerical Simulation of Flow Distribution and Swirl due to a Combined Pipe Bend”. ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference. Vol. FEDSM 99-7217, 1999. (Vid. págs. 62, 159).
- [14] Y. A. Cengel y M. A. Boles. “Termodinámica”. McGraw-Hill/Interamericana, cop. 5<sup>a</sup> edición en Español. ISBN 9789701072868, 2009. (Vid. pág. 14).
- [18] M. M. Cui. “Unsteady Flow Around Suction Elbow and Inlet Guide Vanes in a Centrifugal Compressor”. Proc. IMechE, Vol. 220, pp. 11-18, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2006. (Vid. págs. 63, 125, 159).
- [19] S. Deniz, E. M. Greitzer y N. A. Cumpsty. “Effects of Inlet Flow Field Conditions on the Performance of Centrifugal Compressor Diffusers: Part 2—Discrete-Passage Diffuser”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 122, pp. 11-21, 2000. (Vid. pág. 62).

- [20] H. P. Dickmann, T. S. Wimmel, J. Szwedowicz, D. Filsinger y C. H. Roduner. “*Unsteady Flow in a Turbocharger Centrifugal Compressor: Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Simulation and Numerical and Experimental Analysis of Impeller Blade Vibration*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 128, pp. 455-465, 2006. (Vid. págs. 53, 104, 125).
- [21] B. Dixon. “*Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*”. BH, Fourth edition. ISBN 0-7506-7059-2, 1998. (Vid. págs. 14, 31).
- [23] El Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea. “*Reglamento (CE) N° 443/2009 del Parlamento Europeo y del Consejo*”. Diario Oficial de la Unión Europea, L140, pp. 1-15, 23 de abril de, 2009. (Vid. págs. 4, 19).
- [24] R. L. Elder y M. E. Gill. “*A Discussion of the Factors Affecting Surge in Centrifugal Compressors*”. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 107, pp. 499-507, 1985. (Vid. págs. 40, 159).
- [25] H. W. Emmons, C. E. Pearson y H. P. Grant. “*Compressor Surge and Stall Propagation*”. ASME, Transaction . Vol. 77, pp. 455-469, 1955. (Vid. pág. 41).
- [26] K. M. Eveker y C. N. Nett. “*Control of Compression System Surge and Rotating Stall: A Laboratory-Based “Hands-On” Introduction*”. IEEE Proceeding of the American Control Conference. San Francisco, California, June, 1993. (Vid. pág. 41).
- [27] P. A. Eynon, A. Whitefield, M. R. Firth, A. J. Parkers y R. Saxton. “*A Study of the Flow Characteristics in the Inducer Bleed Slot of a Centrifugal Compressor*”. ASME. Paper N° 96-GT-262, 1996. (Vid. pág. 60).
- [28] V. G. Filipenco, S. Deniz, J. M. Johnston, E. M. Greitzer y N. A. Cumpsty. “*Effects of Inlet Flow Field Conditions on the Performance of Centrifugal Compressor Diffusers: Part 1–Discrete-Passage Diffuser*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 122, pp. 1-10, 2000. (Vid. pág. 62).

- [29] D. A. Fink, N. A. Cumpsty y E. M. Greitzer. “*Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 114, pp. 321-330, 1992. (Vid. págs. 40, 41, 50, 51, 64, 118, 190).
- [30] F. B. Fisher. “*Application of Map Width Enhancement Devices to Turbocharger Compressor Stages*”. SAE paper 880794. April, 1988. (Vid. pág. 60).
- [31] P. Frigne y R. Van Den Braembussche. “*Distinction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor With Vaneless Diffuser*”. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 106, pp. 468-474, 1984. (Vid. pág. 44).
- [37] J. Galindo, J. R. Serrano, S. Guardiola y C. Cervelló. “*Surge Limits Definitions in a Specific Test Bench for the Characterizations of Automotive Turbochargers*”. Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 30, pp. 449-462, 2006. (Vid. págs. 8, 45, 46, 88, 194, 204).
- [38] J. Galindo, J. R. Serrano, X. Margot, A. Tiseira, N. Schorn y H. Kindl. “*Potential of Flow Pre-Wirl at the Compressor Inlet Automotive Engine Turbochargers to Enlarge Surge Margin and Overcome Packaging Limitations*”. Elsevier, International Journal of Heat y Fluid Flow. Vol. 28, pp. 374-387, 2007. (Vid. págs. 8, 57, 62, 194).
- [39] J. Galindo, J. R. Serrano, F. Vera, C. Cervelló y M. Lejeune. “*Relevance of Valve Overlap for Meeting Euro 5 Soot Emissions Requirements During Load Transient Process in HD Diesel Engines*”. International Journal of Vehicle Design. Vol 41, pp. 343-367, 2006. (Vid. pág. 26).
- [41] General Electric Company. “*Method and Apparatus for Continuous Prediction, Monitoring and Control of Compressor Health Via Detection of Precursors to Rotating Stall and Surge*”. US PAT 6532433. Schenectady, NY, 2001. (Vid. pág. 46).

- [42] N. Gourdain, S. Burguburu, F. Leboeuf y H. Miton. “*Numerical Simulation of Rotating Stall in a Subsonic Compressor*”. Elsevier, Aerospace Science y Technology, vol. 10, pp. 9-18, 2006. (Vid. pág. 41).
- [43] J. M. Gravdahl y O. Egeland. “*Centrifugal Compressor Surge and Speed Control*”. IEEE Transaction on Control System Technology. Vol. 7, pp. 567-579, 1999. (Vid. pág. 45).
- [44] E. M. Greitzer. “*Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model*”. ASME, Journal of Engineering for Power. Vol. 98, pp. 190-198, 1976. (Vid. págs. 41, 49, 118, 190).
- [46] Q. Guo, H. Chen, X-C. Zhu, Z-H. Du e Y. Zhao. “*Numerical Simulations of Stall Inside a Centrifugal Compressor*”. Proc. IMechE, Vol. 221, pp. 683-693, Part A: Journal of Power y Energy, 2007. (Vid. págs. 55, 125).
- [47] D. L. Gysling, J. Dugundji, E. M. Greitzer y A. H. Epstein. “*Dynamic Control of Centrifugal Compressor Surge Using Tailored Structures*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 113, pp. 710-722, 1991. (Vid. págs. 64, 65).
- [48] D. Hagelstein, K. Hillewaert, R. A. Van den Braembussche, A. Engeda, R. Keiper y M. Rautenberg. “*Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 122, pp. 22-31, 2000. (Vid. págs. 53, 125).
- [49] K. E. Hansen, P. Jorgensen y P. S. Larsen. “*Experimental and Theoretical Study of Surge in Small Centrifugal Compressor*”. ASME, Journal of Fluids Engineering. Vol. 103, pp. 391-395, 1981. (Vid. págs. 50, 118).
- [50] H. Hiereth y P. Prenninger. “*Charging the Internal Combustion Engine*”. SpringerWienNewYork, Austria. ISBN 978-3-211-33033-3, 2007. (Vid. págs. 15, 16, 20).

- [51] L. Hu, C. Yang, H. Sun, E. Krivitzky, L. Larosiliere, J. Zhang y M-C. Lai. “*Experimental and Computational Analysis of Impact of Casing Treatment on Turbocharger Compressor*”. SAE paper 2010-01-1224. April, 2010. (Vid. págs. 54, 125).
- [52] R. Hunziker, H. P. Dickmann y R. Emmrich. “*Numerical and Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor With an Inducer Casing Bleed System*”. IMechE. Proc Instn Mech Engrs, Vol. 215, pp. 783-791, Part A: Journal of Power y Energy, 2001. (Vid. págs. 54, 60).
- [53] M. C. Huppert. “*Compressor Surge*”. NASA SP-36, pp. 331-340. ISBN 0-933283-05-9, 1965. (Vid. págs. 40, 50).
- [54] Y. Icingur, C. Hasimoglu y M.S. Salman. “*Effect of Comprex Supercharging on Diesel Emissions*”. Elsevier, Energy Conversion y Management, vol. 44, pp. 1745-1753, 2003. (Vid. págs. 28).
- [55] Y. Iwakiri y H. Uchida. “*Numerical Fluid Analysis of a Variable Geometry Compressor for Use in a Turbocharger*”. R&D Review of Toyota CRLD, vol. 41, pp. 15-21, 2006. (Vid. págs. 54).
- [56] SAE J1723. “*Supercharging Testing Standards*”. SAE J1723, Issued August, 1995. (Vid. págs. 42, 84).
- [57] SAE J1826. “*Turbocharger Gas Stand Test Code*”. SAE J1826v001, Issued April 1989, Reaffirmed March, 1995. (Vid. págs. 42, 84).
- [58] SAE J922. “*Turbocharger Nomenclature and Terminology; Surface Vehicle Recommended Practice*”. SAE J922v001, Reaffirmed June, 1995. (Vid. págs. 42, 84).
- [60] B. Jager. “*Rotating Stall and Surge Control: A Survey*”. Proceedings of the 34<sup>th</sup> conference on decision & control. New Orleans, LA, 1995. (Vid. págs. 48).
- [61] W. Jansen, A. F. Carter y M. C. Swarden. “*Improvements in Surge Margin for Centrifugal Compressors*”. In Centrifugal Compressors, Flow Phenomenon y Performance. AGARD Conference Proceedings 282, paper 19, 1980. (Vid. págs. 60).

- [64] M. S. Jójvaj, V. M. Arjángelski, M. M. Vjíert, A. N. Vóinov, Y. A. Stepánov y V. I. Trúsov. “*Motores de Automóvil*”. Editorial MIR, Moscú, 1982. (Vid. págs. 25, 32).
- [65] D. P. Kenny. “*The History and Future of the Centrifugal Compressor in Aviation Gas Turbines*”. SAE paper 841635. October, 1984. (Vid. pág. 14).
- [66] Y. Kim, A. Engeda, R. Aungier y G. Direnzi. “*The Influence of Inlet Flow Distortion on the Performance of a Centrifugal Compressor and the Development of an Improved Inlet Using Numerical Simulations*”. IMechE. Proc Instn Mech Engrs, Vol. 215, pp. 323-338, Part A: Journal of Power y Energy, 2001. (Vid. págs. 57, 62, 159, 168, 194).
- [67] H. Kleeberg, D. Tomazic, O. Lang y K. Habermann. “*Future Potential and Development Methods for High Output Turbocharger Direct Injected Gasoline Engines*”. SAE paper 2006-01-0046. April, 2006. (Vid. págs. 2, 20).
- [68] N. Kämmer y M. Rautenberg. “*A Distinction Between Different Types of Stall in a Centrifugal Compressor Stage*”. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 108, pp. 83-92, 1986. (Vid. págs. 39, 44, 188).
- [69] H. Krain. “*Review of Centrifugal Compressor’s Application and Development*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 127, pp. 25-34, 2005. (Vid. pág. 14).
- [70] M. Krok y K. Goebel. “*Prognostics for Advanced Compressor Health Monitoring*”. SPIE AeroSense. April 21-24, 2003. (Vid. pág. 46).
- [71] M. Lapuerta, O. Armas, J. R. Agudelo y C. A. Sánchez. “*Estudio del Efecto de la Altitud sobre el Comportamiento del M.C.I. Parte 1: Funcionamiento. Parte 2: Motor Diesel*”. Información Tecnológica, vol 17 N°5. ISSN 0716-8756, 2006. (Vid. pág. 16).
- [72] P. Leduc, B. Dubar, A. Ranini y G. Monnier. “*Downsizing of Gasoline Engine: an Efficient Way to Reduce CO<sub>2</sub> Emissions*”. Oil & Gas Science y Technology. Rev. IFP, vol. 58, pp. 115-127, 2003. (Vid. págs. 2, 20, 22).

- [73] Y. Lei, D.S. Zhou y H.G. Zhang. “*Investigation on Performance of a Compression-Ignition Engine With Pressure-Wave Supercharger*”. Elsevier, Energy. Vol. 35, pp. 85-93, 2010. (Vid. pág. 28).
- [74] Z. Lin. “*An Introduction to Time-Frequency Signal Analysis*”. Sensor Review, vol. 17, pp. 46-53, 1997. (Vid. pág. 46).
- [75] J. M. Lujan, V. Bermudez, J. R. Serrano y C. Cervello. “*Test Bench for Turbocharger Groups Characterization*”. SAE paper 2002-01-0163. March 4-7, 2002. (Vid. pág. 42).
- [76] I. Macdougall y R. L. Elder. “*The Improvement of Operating Range in a Small, High Speed, Centrifugal Compressor Using Casing Treatment*”. In IMechE Conference, Institution of Mechanical Engineers. London, Mechanical Engineering Publications Ltd., C32 19-26, 1982. (Vid. pág. 60).
- [77] R. Mailach, I. Lehmann y K. Vogeler. “*Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating From the Fluctuating Blade Tip Vortex*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 123, pp. 453-463, 2001. (Vid. pág. 41).
- [79] S. Menon, A. Furman y M. Krok. “*Detection Of Surge Precursors In Locomotive Turbocharger*”. IEEE International Conference on Industrial Technology. ICIT 2006, pp. 3067-3071, 2006. (Vid. págs. 19, 46).
- [80] H. Mohtar, P. Cheese y D. Chalet. “*Effect of a Map With Enhancement System on Turbocharger Centrifugal Compressor Performance and Surge Margin*”. IMechE. Proc. IMechE, Vol. 225, pp. 395-405, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2010. (Vid. pág. 61).
- [81] H. Mohtar, P. Chesse, A. Yammine y J. F. Hetet. “*Variable Inlet Guide Vanes in a Turbocharger Centrifugal Compressor: Local and Global Study*”. SAE paper 2008-01-0301. April 14-17, 2008. (Vid. pág. 58).
- [82] F. K. Moore y E. M. Greitzer. “*A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression System. Part I: Development of Equations*”. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 108, pp. 68-76, 1986. (Vid. págs. 51, 118).

- [83] M. Morini, M. Pinelli y M. Venturini. “*Development of a One-Dimensional Modular Dynamic Model for the Simulation of Surge in Centrifugal Compression Systems*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 129, pp. 437-447, 2007. (Vid. pág. 52).
- [84] M. Muñoz y F. Payri. “*Motores de Combustión Interna Alternativos*”. Sección de publicaciones de la ETSII. Fundación general - UPM. ISBN 84-86451-01-9, 1989. (Vid. págs. 20, 22, 28, 33).
- [85] D. Naundorf, H. Bolz y M. Mandel. “*Design and Implementation of a New Generation of Turbo Charger Test Benches Using Hot Gas Technology*”. SAE paper 2001-01-0279. March 5-8, 2001. (Vid. pág. 42).
- [86] W. C. Oakes, P. B. Lawless y S. Fleeter. “*High-Speed Centrifugal Compressor Instabilities During Speed Transients*”. ASCE, Journal of Aerospace Engineering. July, 2004. (Vid. págs. 41, 45).
- [87] D. L. Palmer y W. F. Waterman. “*Design and Development of an Advanced Two-Stage Centrifugal Compressor*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 117, pp. 205-212, 1995. (Vid. pág. 60).
- [88] R. Pampreen. “*Compressor Surge and Stall*”. Concepts ETI, Inc. Norwich, Vermont, USA 05055. ISBN 0-933283-05-9, 1993. (Vid. págs. 39, 44, 85, 87, 95, 188).
- [89] F. Payri, J. Benajes, J. Galindo y J. R. Serrano. “*Modelling of Turbocharged Diesel Engines in Transient Operation. Part 2: Wave Action Models for Calculating the Transient Operation in High Speed Direct Injection Engine*”. Proc. IMechE, Vol. 216, pp. 479-493, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2002. (Vid. págs. 49, 52).
- [95] M. Qi, C. Ma y C. Yang. “*Numerical Optimization on a Centrifugal Turbocharger Compressor*”. SAE paper 2008-01-1697. June 23-25, 2008. (Vid. págs. 54, 125).
- [96] C. D. Rakopoulos, C. N. Michos y E. G. Giakoumis. “*A Computational Study of Compressor Surge During Transient Operation of Turbocharged Diesel Engines*”. Inderscience Ltd. International Journal of Alternative Propulsion, vol. 1, pp. 250-274, 2007. (Vid. pág. 51).

- [97] C. D. Rakopoulos, C. N. Michos y E. G. Giakoumis. “*Study of the Transient Behavior of Turbocharged Diesel Engines Including Compressor Surging Using a Linearized Quasi-Steady Analysis*”. SAE paper 2005-01-0225. April 11-14, 2005. (Vid. pág. 51).
- [98] J. A. Roberge y P. P. Mathisen. “*Sensitivity Analyses to Assess the use of CFD to Predict the Occurrence of Vortices Near Pump Intakes*”. ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, vol. FEDSM99-7224, 1999. (Vid. pág. 62).
- [99] C. Rodgers. “*Centrifugal Compressor Inlet Guide Vanes for Increased Surge Margin*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 113, pp. 696-702. Paper N° 90-GT-158, 1991. (Vid. pág. 56).
- [100] L. N. Sankar, J. V. R. Prasad, Y. Neumeier, W. M. Haddad, N. Markopoulos, A. Stein, S. Niazi y A. Leonessa. “*Recent Progress in Compressor Stall and Surge Control*”. AIAA Applied Aerodynamics 17<sup>th</sup> Conference. Paper No. 99-3124, Norfolk, VA, June/July, 1999. (Vid. págs. 41, 42).
- [101] K. P. Schindler. “*Why Do We Need the Diesel*”. SAE paper 972684, August, 1997. (Vid. págs. 2, 19).
- [102] M. Schleer, S. J. Song y R. S. Abhari. “*Clearance Effects on the Onset of Instability in a Centrifugal Compressor*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 130, pp. 031002-1-11, 2008. (Vid. pág. 62).
- [104] H. Schulte, N. Schorn, H. Kindl, J. R. Serrano, X. Margot y C. Donayre. “*Influence of Various Compressor Inlet Designs on Compressor Performance*”. Springer-Verlag, Berlin. Thermo y Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, pp. 103-116, 2004. (Vid. págs. 57, 98, 163, 194).
- [105] J.R. Serrano, F.J. Arnau, V. Dolz, A. Tiseira y C. Cervelló. “*A Model of Turbocharger Radial Turbines Appropriate to be Used in Zero- and One-Dimensional Gas Dynamics Codes for Internal Combustion Engines Modelling*”. Elsevier, Energy Conversion y Management, vol. 49, pp. 3729-3745, 2008. (Vid. págs. 3, 25).

- [107] C. R. Sparks. “*On the Transient Interaction of Centrifugal Compressor and Their Piping Systems*”. ASME, Journal of Engineering for Power. Vol. 105, pp. 891-901, 1983. (Vid. pág. 62).
- [108] A. Stein, S. Niazi y L. N. Sankar. “*Computational Analysis of Centrifugal Compressor Surge Control Using Air Injection*”. AIAA 2000-3501, 2000. (Vid. págs. 5, 55).
- [109] A. Stein, S. Niazi y L. N. Sankar. “*Numerical Analysis of Stall and Surge in a High-Speed Centrifugal Compressor*”. AIAA Aerospace Sciences 38<sup>th</sup> Meeting y Exhibit. AIAA-2000-0226, 2000. (Vid. págs. 5, 55).
- [110] A. Stodola. “*Dampf-und Gasturbinen*”. Springer, Berlin, 1924. (Vid. pág. 14).
- [111] H. Tamaki. “*Effect of Piping Systems on Surge in Centrifugal Compressors*”. Springer, Journal of Mechanical Science y Technology, vol. 22, pp. 1857-1863, 2008. (Vid. págs. 39, 63, 159, 189).
- [112] H. Tange, N. Ikeya, M. Takanashi y T. Hokari. “*Variable Geometry Diffuser of Turbocharger Compressor for Passenger Vehicles*”. SAE paper 2003-01-0051. March 3-6, 2003. (Vid. pág. 26).
- [113] G. Theotokatos y N. P. Kyrtatos. “*Diesel Engine Transient Operation with Turbocharger Compressor Surging*”. SAE paper 2001-01-1241. March, 2001. (Vid. págs. 40, 51).
- [114] A. O. Tiseira. “*Caracterización experimental y Modelado de Bombeo en Compresores Centrífugos de Sobrealimentación*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2008. (Vid. págs. 7, 8, 16, 41, 52, 87, 119, 121, 159, 238, 239).
- [115] H. Uchida. “*Trend of Turbocharging Technologies*”. R&D Review of Toyota CRDL, vol. 41, pp. 1-8, 2006. (Vid. págs. 3, 19, 22, 25, 27).
- [116] H. Uchida, A. Kashimoto e Y. Iwakiri. “*Development of Wide Flow Range Compressor with Variable Inlet Guide Vane*”. R&D Review of Toyota CRLD, vol. 41, pp. 9-14, 2006. (Vid. págs. 58-61).

- [117] UNLP. “*Compresores Centrífugos*”. Apuntes de Motores II. Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata, 2006. (Vid. págs. 30, 38).
- [118] R. M. Vidal. “*El Motor de Aviación de la A a la Z*”. L’ Aeroteca. ISBN 978-84-612-7902-9, 2010. (Vid. págs. 17, 18).
- [119] N. Watson y M. S. Janota. “*Turbocharging the Internal Combustion Engine*”. Macmillan Publishers LTD. ISBN 0-333-24290-4, 1982. (Vid. págs. 16, 26, 27, 29-31, 34, 36, 85, 87, 89).
- [120] R. White y R. Kurz. “*Surge Avoidance for Compressor Systems*”. Solar Turbomachinery Technology Seminar, Paper N° 150, CA, USA, 2006. (Vid. pág. 45).
- [121] A. Whitefield, F. J. Wallace, A. J. Sutton y H. J. Leonard. “*The Development of Turbocharger Compressors With Improved Surge Margin*”. IMechE. C433/063, 1991. (Vid. págs. 56, 57).
- [122] F. Willems y B. Jager. “*Modeling and Control of Compressor Flow Instabilities*”. IEEE Control System. Vol. 19, pp. 8-18, 1999. (Vid. pág. 41).
- [123] P. R. Williams. “*An Examination of the Methods Used to Vary the Output of Centrifugal Compressors With Particular Reference to Part-Load Efficiency*”. Proc. IMechE, Euro Conference Development in Industrial Compressors, pp. 37, 1989. (Vid. pág. 56).
- [124] C. Yang, S. Chen, D. Li, C. Yang e Y. Wang. “*Inlet Recirculation Influence to the Flow Structure of Centrifugal Impeller*”. Chinese Journal of Mechanical Engineering, vol. 23, pp. 1-8, 2010. (Vid. pág. 60).
- [125] T. Yano y B. Nagata. “*A Study on Surging Phenomena in Diesel Engine Air-Charging System*”. JSME Bulletin. Vol. 14, N° 70, 1971. (Vid. págs. 63, 189).



# Capítulo 3

## Caracterización Experimental

### Índice

---

3.1	Introducción . . . . .	82
3.2	Instalaciones Experimentales . . . . .	83
3.3	Técnicas de Detección del Bombeo . . . . .	103
3.4	Conclusiones . . . . .	114
	Bibliografía del Capítulo 3 . . . . .	116

---

### 3.1. Introducción

UNO DE LOS métodos más efectivos, si no el más efectivo al momento de realizar un estudio de prestaciones de un turbo-grupo, es el ensayo experimental. Los ensayos experimentales siempre han sido el camino directo para conocer el comportamiento de un sistema, aunque actualmente se está recurriendo más a menudo a las simulaciones computacionales debido a las ventajas económicas y de otra índole que proporcionan. Sin embargo, como la topología de flujo que existe dentro de un compresor centrífugo es tridimensional y muy compleja, el grado de desarrollo actual de los programas de simulación aún no permite obtener resultados autosuficientes, por lo que se los debe apoyar con la correspondiente validación experimental. Por lo tanto, es oportuno mencionar que los ensayos experimentales han ocupado un espacio importante en los trabajos de investigación de la presente tesis. No obstante, cabe aclarar que el solo hecho de recurrir a la experimentación no asegura que los resultados sean representativos del fenómeno real en estudio; se debe seleccionar de manera adecuada la estrategia de ensayo a utilizar, puesto que esta tiene una marcada influencia en los resultados.

En este capítulo se describen los diferentes métodos de ensayo de compresores centrífugos de sobrealimentación utilizados en el corriente estudio. Se comienza por el banco de turbos de flujo continuo (BTFC), el cual es normalmente utilizado por los fabricantes de los turbo-grupos para caracterizar y obtener los mapas de compresor y turbina. Seguidamente se describe un método desarrollado en el departamento, llamado banco motor (BM), que permite determinar las prestaciones del turbo-grupo instalado directamente en el MCIA<sup>1</sup> que ha de sobrealimentar, con las ventajas que esto aporta. Además se exponen diferentes estrategias utilizadas en el BM que permiten alcanzar condiciones de bombeo en el compresor. En el BM es posible también realizar ensayos en transitorio de motor con el fin de evaluar las bondades de diversas instalaciones motor-compresor. Finalmente, se describen métodos prácticos para detectar y calcular con precisión y de forma sistemática el comienzo del fenómeno de bombeo.

---

<sup>1</sup>Motor de Combustión Interna Alternativo.

## 3.2. Instalaciones Experimentales

### 3.2.1. Banco de Turbos de Flujo Continuo

#### 3.2.1.1. Descripción

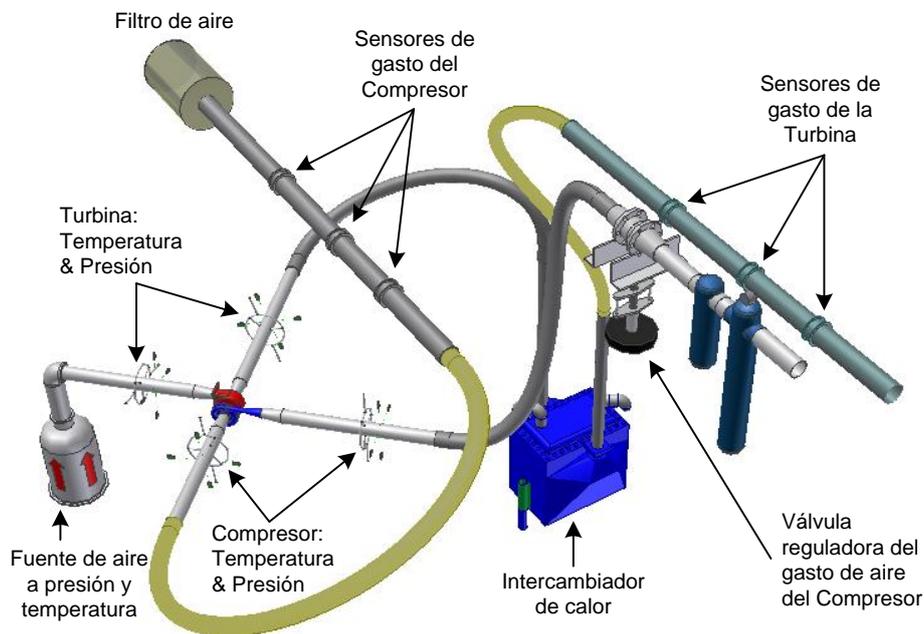


Figura 3.1: Banco de ensayos de flujo continuo

Los diseñadores de plantas motrices para vehículos turismo cuentan con mapas de prestaciones tanto del MCIA como del grupo turbo-compresor, con los que trabajarán para lograr las mejores relaciones de operación entre ambos. Como se deduce rápidamente, es muy importante que la información de los mapas sea lo más precisa posible. Normalmente, el sistema utilizado por los fabricantes de turbo-compresores para obtener los mapas de prestaciones consiste en un banco de ensayos de flujo continuo. En la figura 3.1 se puede ver un esquema general del BTFC utilizado en los ensayos concernientes a este trabajo de tesis, el cual ha

sido desarrollado en la tesis de Cervelló [15]. Este banco está equipado con una fuente de calor y aire a presión para alimentar de potencia a la turbina. Se tiene un compresor a tornillo de 9,84 m<sup>3</sup>/min de gasto máximo a una presión límite de 3,5 bar. El flujo de aire pasa a través de una batería de cinco resistencias eléctricas de 12,5 kW cada una, que lo calienta hasta temperaturas cercanas a las que se encuentran en el colector de escape de un motor diesel. Del lado del compresor hay, a la entrada, una sección de tubería instrumentada y normalizada para medir el gasto trasegado, la presión y la temperatura estática [8, 56, 57, 58]. De igual manera, se miden la presión y la temperatura a la salida del compresor; además se coloca una válvula que junto a la tubería de conexión harán las veces de circuito resistente, como se observa en la figura 3.1.

	Tipo	Marca	Modelo	Rango	Precisión
Presión	Piezoeléctrico	Kistler	RA5	0 a 6 bar -20 a 85 °C	0.1 %
	Piezorresistivo	Kistler	4053A5	0 a 5 bar -20 a 50 °C	0.1 %
Temperatura	Termopar	-	K	0 a 1260 °C	0.75 %
	Termorresistencia	-	PT100	-150 a 300 °C	0.5 °C
Gasto Másico	Hilo Caliente	Sensyflow	DN150	0 a 720 kg/h	0.72 kg/h
	Placa Caliente	Hitachi	AFH70 - 88	-	-
Régimen Turbo	Eddy Courrent	Picoturn	BM - V6	hasta 320 krpm -40 a 230 °C	0.009 %

Tabla 3.1: Características de los instrumentos del BTFC

En el circuito de turbina también se monitorizan la presión y la temperatura estática, antes y luego de la misma. Además se mide el gasto que trasiega la turbina, pero debido a las limitaciones que impone la fragilidad de los caudalímetros, los gases deben pasar previamente por un intercambiador de calor que los enfríe. La medición del gasto a través de la turbina sirve no solo para caracterización, sino también a los fines de control. La medición del caudal junto a la medición del régimen del turbo-grupo permite desarrollar un control que regule la potencia que se

inyecta a la turbina de acuerdo a los requerimientos necesarios. En la tabla 3.1 se describen las propiedades de los sensores utilizados.

### 3.2.1.2. Medición de las Curvas de Iso-Régimen

Mediante un sistema de control adecuado sobre la potencia que se inyecta a la turbina, se puede controlar la velocidad del turbo-grupo haciendo que permanezca constante a medida que se va cerrando progresivamente la válvula de contrapresión a la salida del compresor. El cierre de la mencionada válvula genera el buscado incremento en la relación de presiones entre la entrada y la salida del compresor, pero además disminuye el gasto que circula por el mismo. Esto provoca que el compresor demande menos potencia de la turbina, lo que a su vez podría reflejarse como un aumento en el régimen del turbo-grupo si no se contara con el control pertinente.

Normalmente, se dice que el ensayo de un turbo-grupo parte desde las condiciones de choque hacia las condiciones de bombeo, para un determinado iso-régimen [88, Cap. 1][119, pag. 129 a 134]. Sin embargo, es oportuno mencionar que rara vez se alcanzan las condiciones de choque en la instalación utilizada en este estudio, esto es, condiciones sónicas en alguna zona<sup>2</sup> que impidan seguir aumentando el gasto másico circulante. Lo que suele suceder a menudo es que, a pesar de abrir completamente la válvula reguladora de gasto, se tiene una importante pérdida de carga en el circuito de la instalación que imposibilita alcanzar las condiciones sónicas con la potencia disponible. Así que para hablar estrictamente, habría que decir que el ensayo estacionario parte de las condiciones de gasto máximo que permite la instalación en cuestión, y va hasta el límite de bombeo.

En caso de contar con una instalación de ensayos completamente automatizada, se podría partir con la adquisición de datos desde las condiciones de gasto máximo hasta el límite de bombeo. Sin embargo este no es el caso de la instalación empleada en este estudio. El sistema de

---

<sup>2</sup>Las condiciones sónicas pueden darse particularmente en las secciones de menor calibre de la instalación, por ejemplo en el inductor del rotor del compresor.

control es parcialmente automatizado, es decir, se debe cerrar la válvula reguladora de gasto del compresor de manera manual, dando tiempo al sistema de control para que adapte la velocidad del turbo-grupo al valor de referencia. Una vez que se logra que los parámetros sean estables, se lanza el sistema de adquisición durante unos 5 a 10 segundos. Con una frecuencia de muestreo de 10 a 100 Hz es suficiente para obtener los promedios de todos los parámetros medidos en el ensayo y finalmente, tener un punto de los que describen la curva de iso-régimen. El proceso se repite a lo largo de cada curva y para cada una de ellas. En la figura 3.2, en la gráfica izquierda, se presenta el mapa de un turbo compresor centrífugo instalado en un motor de 2000 cm<sup>3</sup> y 150 CV donde es posible observar las curvas de iso-régimen de 90 a 190 krpm. En la gráfica derecha, se muestran las evoluciones de la presión de salida del compresor para cada una de las velocidades de régimen.

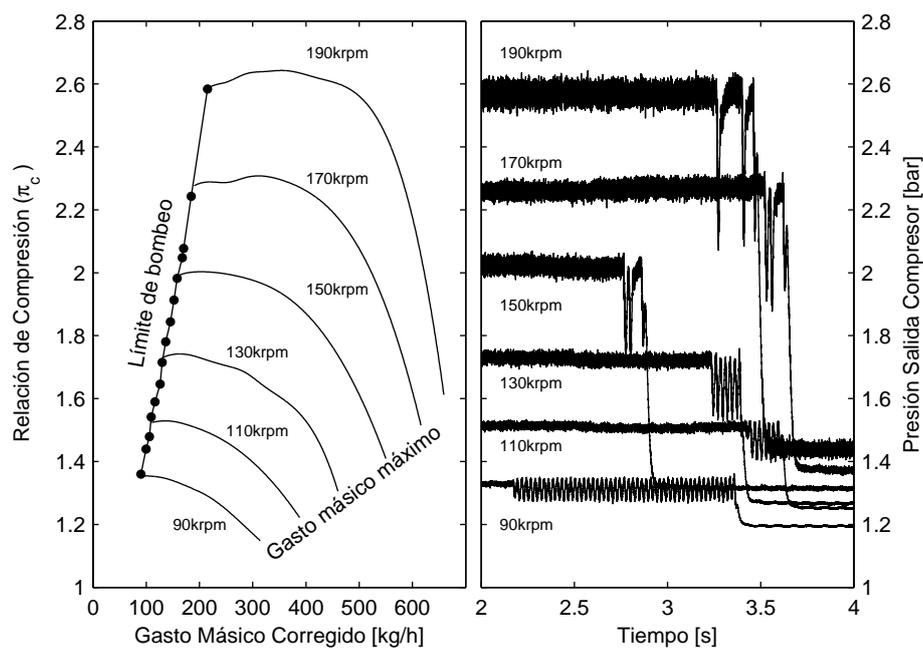


Figura 3.2: Mapa de un turbo-compresor y las evoluciones de la presión de salida del compresor medidas en un BTFC

### 3.2.1.3. Medición de la Línea de Bombeo

Una vez barrida toda la zona de evolución estable para un determinado iso-régimen del turbo-grupo, se ingresa a una zona de inestabilidad que finalmente terminará en bombeo. Si se unen estos puntos de cada iso-régimen donde comienza el bombeo, se generará una línea, a saber, la línea de bombeo. Sin embargo, por una cuestión práctica y de precisión en la medición, se separa el ensayo estacionario del transitorio. Para medir la zona de bombeo, se cierra la válvula reguladora de gasto del compresor para estar lo más cerca posible del comienzo de las inestabilidades. A partir de este punto, se lanza el sistema de adquisición y se continúa con el cierre de la válvula reguladora de gasto del compresor. El accionamiento de la válvula debe ser lo suficientemente lento como para tener una evolución cuasi-estable hacia el bombeo. Entre 30 y 50 segundos de adquisición a una frecuencia de muestreo de 100 Hz suelen ser suficientes para obtener un punto preciso de inicio del fenómeno. La figura 3.2, en la gráfica derecha, muestra algunas de las evoluciones de la presión de salida de compresor al momento de darse el fenómeno de bombeo. Para medir la línea de bombeo no es obligatorio hacerlo a una velocidad de turbo-grupo establecida; también puede hacerse seleccionando puntos de relación de compresión como consigna. Por lo tanto, se puede elegir el método que mejor se adapte al sistema de control de la sala de ensayos en cuestión. De manera que es así como se determinan dos de las características más importantes del mapa del compresor: el margen de bombeo y las curvas de iso-regímenes [88][119].

### 3.2.1.4. Medición del Mapa Extendido

De acuerdo a los requerimientos de los modelos unidimensionales utilizados en este trabajo de tesis, ha sido necesaria la medición de las prestaciones del compresor más allá de su límite de bombeo [114, Cap. 4]. En la figura 3.3 se observa el mapa extendido de un compresor centrífugo de menores prestaciones que el presentado en la figura 3.2. Aunque en una primera mención parezca contradictorio decir que se puede ‘superar el límite de bombeo’, hay que explicar que esto es posible si se realizan

ciertas modificaciones en el circuito del banco de ensayos.

Cuando se superan los límites de prestaciones de un compresor centrífugo o axial aparecen inestabilidades conocidas como “rotating stall”<sup>3</sup> y una acusada pérdida de la capacidad de compresión. Como se explica en el Capítulo 2, el fenómeno de bombeo es producto de la interacción entre la caída de prestaciones del compresor y las características del circuito resistente. Por lo tanto, para que ocurra el fenómeno de bombeo profundo se requiere de un volumen de tamaño considerable a la salida del compresor. Así, cuando se supera el límite de prestaciones del compresor, se descarga la masa de aire comprimida del volumen en sentido inverso de circulación, esto es, desde la salida hacia la entrada. Luego, al aliviarse la presión a la salida del compresor, este se recupera y vuelve a comprimir y llenar el volumen para dar lugar a un nuevo ciclo de descarga si no cambian las condiciones de resistencia. El fenómeno de carga y descarga se produce a la frecuencia natural acústica de las geometrías implicadas [37], las cuales son del orden de 5 a 15 Hz y de gran amplitud, pudiendo destruir rápidamente el compresor.

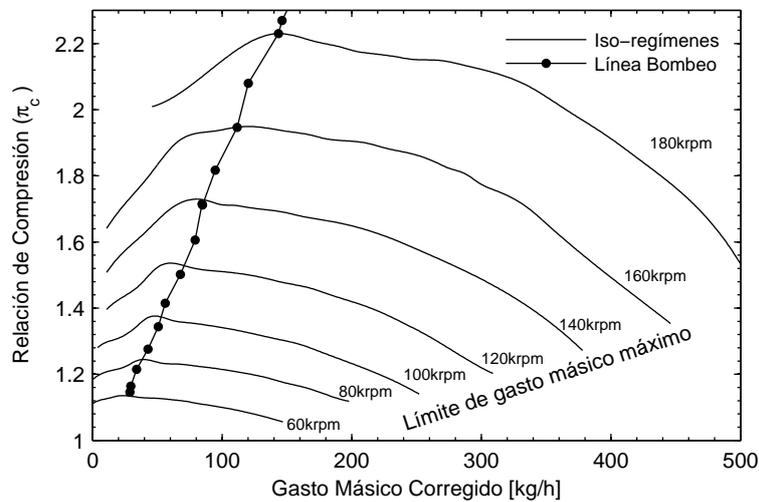
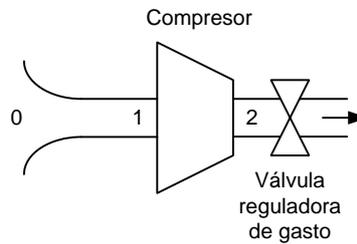


Figura 3.3: Mapa extendido de un turbo-compresor medido en un BTFC

<sup>3</sup>Desprendimiento rotativo en español.



*Figura 3.4: Detalle de las modificaciones del BTFC para medir el mapa extendido del compresor; comparar con la figura 2.10*

Si el volumen a la salida del compresor centrífugo se hace muy pequeño, no habrá una significativa masa de aire comprimida acumulada que pueda descargarse bruscamente en sentido inverso. Como se aprecia en la figura 3.4, se ubica la válvula reguladora de gasto muy cerca de la salida del compresor eliminando los volúmenes de la instalación estándar. Por consiguiente, cuando se superen los límites de prestaciones del compresor, las inestabilidades del fenómeno serán de tan alta frecuencia y baja amplitud que pueden considerarse como cuasi-estables. Sin embargo, dado que el gasto trasegado por el compresor se hace muy pequeño, la mayor parte del trabajo que aporta la turbina se disipa como calor, elevando mucho la temperatura del compresor. Por lo tanto, la tarea de medición debe ser lo suficientemente dinámica como para que la temperatura del compresor no dañe los sensores de adquisición de datos, en especial el de régimen de giro que tiene un límite de temperatura fácilmente alcanzable; ver tabla 3.1.

### 3.2.2. Banco de Ensayo Motor

Cuando se acopla el turbo-compresor al MCIA presenta un comportamiento diferente al que se predice mediante los ensayos en banco de flujo continuo, puesto que en este es muy difícil lograr el comportamiento fluido-acústico real del circuito resistente. Además, se sabe que el flujo pulsante del MCIA produce modificaciones sobre el límite de bombeo que no son reproducibles en el BTFC [63][119, pag. 132]. También, es

oportuno mencionar que los fabricantes suelen usar la misma planta motriz en diferentes configuraciones de vehículos, por lo que es normal que los circuitos de acoplamiento entre el compresor y el MCIA usualmente cambien, con las posibles modificaciones que esto puede producir en el mapa del compresor.

Por lo tanto, a pesar de lo cómodo que resulta el uso del BTFC para determinar las prestaciones del compresor centrífugo, no es razonable esperar que provea datos muy precisos relacionados especialmente al límite de bombeo. Lo más acertado sería ensayar el turbo-grupo directamente instalado en el MCIA, junto a los accesorios de acoplamiento de cada configuración.

Llevar el compresor centrífugo a la zona de bombeo de forma controlada cuando está instalado en el MCIA requiere de cierta manipulación sobre el calculador (ECU<sup>4</sup>) un tanto compleja, y de todas formas no es posible barrer todo el rango de presiones de trabajo. Dado que el desplazamiento volumétrico del MCIA es el que hace las veces de “válvula reguladora de gasto”, este debe trabajar a bajas velocidades de cigüeñal. Sin embargo, esto disminuye la cantidad de potencia disponible en los gases de escape para inyectar en la turbina, por lo que se debe cuidar de tener relaciones aire-combustible exactamente estequiométricas<sup>5</sup> de manera de alcanzar la máxima potencia para ese gasto de aire dado. Luego, para barrer la zona de presiones a medir se controla la TGV<sup>6</sup> de la turbina. En el caso de los modelos más antiguos de turbina sin TGV, se hacía impracticable este método. De manera que jugando con la velocidad de cigüeñal del motor, la relación estequiométrica y la regulación de la TGV se puede lograr el bombeo en la zona media del mapa del compresor. No obstante, en las zonas de menores relaciones de presiones, la TGV se cierra por completo debido a la escasa potencia disponible en los gases de escape y aun así no es posible alcanzar el bombeo. En la zona de mayores relaciones de presiones se debe aumentar la velocidad del MCIA, lo que aumenta la potencia disponible en los gases de escape que alimentan al

---

<sup>4</sup>Electronic Control Unit.

<sup>5</sup>La relación estequiométrica dice que a 14,5 partes en peso de aire le corresponde 1 parte de combustible.

<sup>6</sup>Turbina de Geometría Variable.

turbo-compresor y así este puede alcanzar la presión demandada. Pero con el aumento del régimen del motor se desplaza más volumen de aire, es decir, la “válvula reguladora de gasto” está más abierta, alejándose cada vez más de la zona de bombeo cuanto más se continúe aumentando el régimen. Razón por la cual, se logra medir el fenómeno de bombeo solo en una pequeña porción del mapa del compresor.

Otra forma sería recurrir a ensayos transitorios. Estos consisten en disminuir bruscamente la carga y el régimen del motor desde un determinado punto de operación a plena carga del MCIA. Cuando se hace esto, se obliga al compresor a pasar momentáneamente por bombeo, de manera que identificando cuándo comienza el fenómeno para cada ensayo, se podría describir la línea de bombeo. Sin embargo, este método no ha demostrado factibilidad debido a que es muy difícil determinar las condiciones termodinámicas del fluido justo cuando se inicia el bombeo, no pudiendo establecerse la posición exacta del comienzo del mismo. No obstante, el ensayo transitorio ha sido usado en este estudio con el objetivo de caracterizar diferentes instalaciones, por lo que se habla de él en el apartado **Ensayos en Transitorio** de este capítulo.

### 3.2.2.1. Inyección de Aire

En vista de lo expuesto hasta aquí, se puede ver que, estando el motor en algún punto de plena carga y a una velocidad de giro de cigüeñal moderada, se debería aumentar de alguna manera la presión en el colector de admisión de forma externa sin modificar la configuración del conjunto motor y turbo-compresor. Al aumentar así la presión del colector se consigue que el compresor trasiegue menos gasto a mayor relación de compresión, es decir, se lo obliga a evolucionar hacia la izquierda del mapa. Es posible lograr tal cosa si se inyecta aire comprimido en algún punto entre la salida del compresor y el motor, como se propone en la figura 3.5 donde se expone el motor con su circuito de renovación de la carga, y además, el circuito de inyección de aire [40].

El aire que se inyecte debe provenir de alguna fuente externa, a una presión mayor que la máxima presión de trabajo del compresor centrífugo

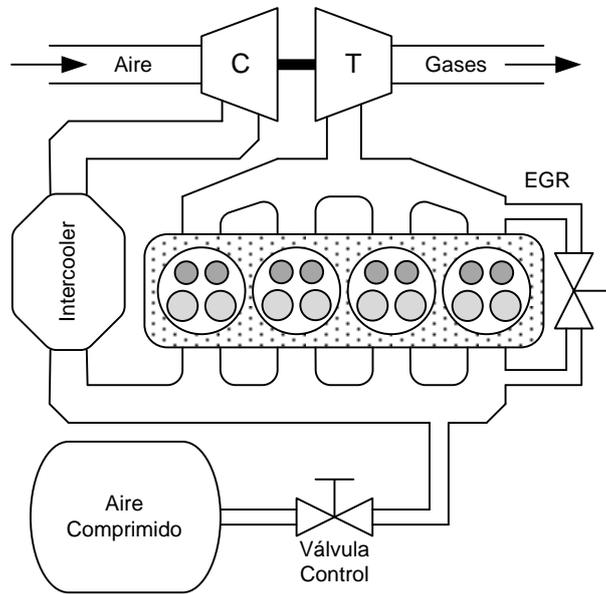


Figura 3.5: Sistema de inyección de aire

a ensayar; la temperatura puede ser preferiblemente la atmosférica y se debe contar con un caudal másico acorde al desplazamiento volumétrico del MCIA. La cantidad de aire necesaria será relativa a la distancia que existe en el mapa del compresor centrífugo entre la línea de bombeo y la línea de plena carga del motor; esto se esboza en la figura 3.6 como la distancia entre el punto 'A', perteneciente a la línea de plena carga del motor y 'B', un punto de la línea de bombeo. Así, cuando se inyecta aire entre el compresor centrífugo y el colector de admisión se incrementa ligeramente el gasto másico que trasiega el motor, pues aumenta levemente la densidad del aire debido al aumento de presión. Pero dicho aporte extra de aire a presión en colector también hace que el gasto que pasa por el compresor disminuya. Esto lleva a la turbo-máquina a operar cada vez más a la izquierda en el mapa, resultando en que terminará pasando obligadamente por la zona de bombeo. La experiencia ha demostrado que de esta manera se logra controlar con mucha precisión cuándo comenzará el bombeo, pudiéndose así determinar fácilmente los parámetros termodinámicos necesarios para el cálculo de la línea de bombeo.

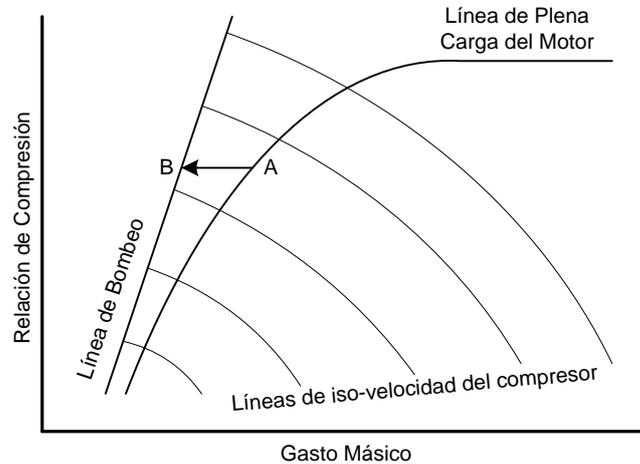


Figura 3.6: La distancia entre la curva de plena carga y la línea de bombeo es lo que determina cuanto aire debe inyectarse en la admisión

El control de la inyección de aire puede realizarse mediante una válvula manual ordinaria o bien por una asistida. Es recomendable que la válvula de control esté montada cerca del colector de admisión del motor para influenciar lo menos posible en la acústica del circuito, aunque no es importante el punto donde se inyecte el aire comprimido a lo largo de dicho circuito. En los actuales motores diesel, es posible usar como válvula controlada la válvula de EGR<sup>7</sup>. Esto tiene sus ventajas puesto que ésta está colocada generalmente en la zona fría de EGR, muy cercana al colector de admisión. Además, se puede controlar fácilmente accediendo a la ECU del motor, aunado a que tiene una operación muy proporcional que la hace idónea para graduar correctamente la cantidad de aire inyectado.

El método de inyección de aire presenta interesantes ventajas. Primero, la configuración del conjunto motor y turbo-compresor junto a sus accesorios de conexión es la original, por lo que en el mapa resultante se tienen en cuenta los fenómenos fluido-acústicos de todos los componentes. Segundo, como se está proveyendo aire de forma externa, el motor no se ve sometido a las inestabilidades del compresor cuando está cercano

<sup>7</sup>Exhaust Gas Recirculation.

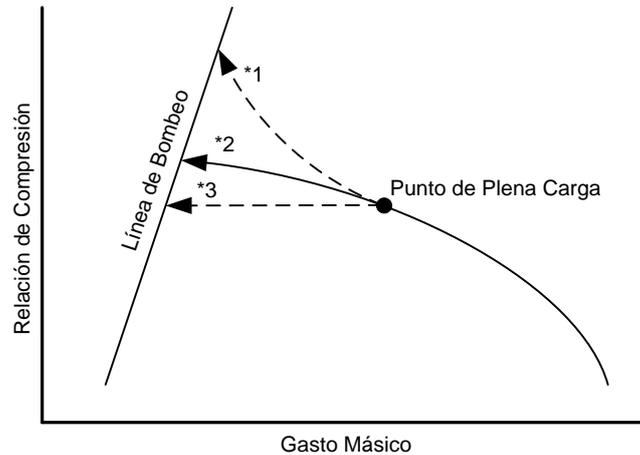


Figura 3.7: Diferentes trayectorias seguidas según el criterio de control de TGV seleccionado

al fenómeno bombeo, con lo cual la entrada en bombeo se hace de forma estable, algo muy deseable a la hora de realizar mediciones. Se puede ver en el mapa de la figura 3.7 que la trayectoria de operación se efectúa perpendicular a la línea de bombeo a medida que se inyecta aire (trayectoria \*2), de manera que la transición de la zona estable a la de bombeo queda bien definida [34]. Además, es posible realizar el barrido completo de la zona de trabajo del compresor si se mantiene el régimen del MCIA dentro de un rango relativamente bajo, puesto que este continúa haciendo las veces de 'válvula de contrapresión o reguladora de gasto'.

### 3.2.2.2. Procedimiento de Ensayo

El procedimiento de ensayo sugerido, tomando en consideración la experiencia ganada en los laboratorios de ensayos, podría ser el siguiente: se lleva el motor a plena carga manteniendo una baja velocidad de cigüeñal. Hay que aproximarse a la zona de bombeo inyectando aire gradualmente o bien cerrando de forma progresiva la TGV, especialmente en la zona alta del mapa, puesto que la distancia entre la curva de plena carga y

el límite de bombeo son mayores. Es recomendable acercarse cuanto sea posible a la zona en cuestión; esto es para que la medición no se prolongue mucho en el tiempo y deba tomarse una cantidad innecesaria de datos. Una vez que se está cerca de la zona de bombeo, se inician los sistemas de adquisición y se comienza a abrir la válvula de inyección de aire lentamente de manera que la evolución hacia el bombeo sea cuasi-estacionaria. Es muy importante controlar que la presión en los cilindros no supere la especificada por el fabricante del motor. Cuando se alcance el bombeo se apreciará un sonido característico. Si se sigue la evolución mediante osciloscopios, podrá verse un cambio brusco en las amplitudes del gasto de aire y la presión de salida del compresor; la temperatura de entrada del compresor sufrirá un marcado incremento debido al flujo reverso a alta temperatura que viene de la zona de alta presión. Una frecuencia de muestreo de 100 Hz es suficiente para registrar el fenómeno con buen detalle.

En la figura 3.8 se puede ver la evolución del gasto de aire, la presión de salida del compresor y la temperatura a la entrada del mismo. Se puede apreciar que alrededor del segundo 10, que es el momento en el que se comienza a inyectar aire en el colector de admisión del motor, hay un cambio de tendencia en las tres señales representadas.

Luego, al segundo 25 aproximadamente ocurre el bombeo, que se exhibe como un cambio drástico en la evolución de las tres señales. La señal está compuesta de ciclos de flujo directo y flujo reverso, y para el caso de la figura 3.8 con una frecuencia de unos 6 Hz aproximadamente. En la ampliación de la señal de gasto de aire se observan los cambios tanto en la amplitud como en la frecuencia al darse el bombeo. Al establecerse completamente el flujo reverso, la temperatura del aire de salida de compresor afecta destacadamente a la temperatura en la zona de medición de los termopares, advirtiéndose un pico que supera los 60 °C; esto significa un salto de temperatura de unos de 30 °C, con lo cual está dentro de lo que se predice en [62][88, pag. 2-90].

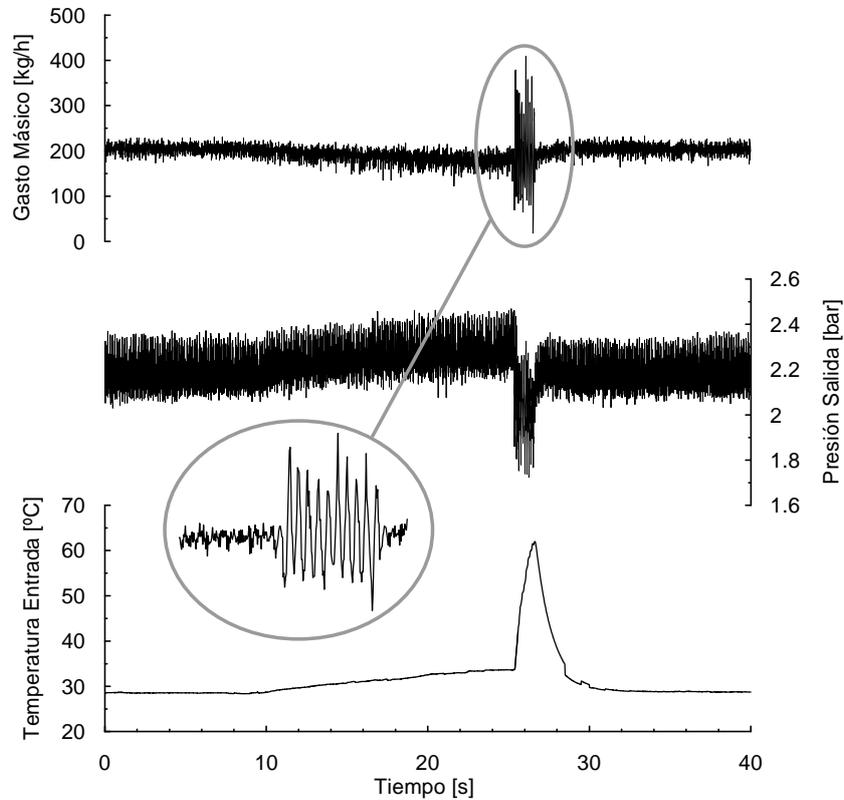


Figura 3.8: Evolución del gasto, la presión y la temperatura en un ensayo de bombeo con el método de inyección de aire

### 3.2.2.3. Control de la TGV y la Evolución en el Mapa

La estrategia de control mediante la ECU que se aplique sobre la TGV cuando se inyecta aire al circuito de admisión, hace que se tengan diferentes trayectorias de desempeño en el mapa, como se divulga en [40]. Las tres posibilidades principales son:

- Si se mantiene la geometría variable o la waste-gate<sup>8</sup> en posición

<sup>8</sup>Válvula de by-pass entre la entrada y la salida de la turbina para regular la cantidad de gases de escape que circulan por la misma. Es una tecnología actualmente reemplazada por la TGV, aunque podrían complementarse.

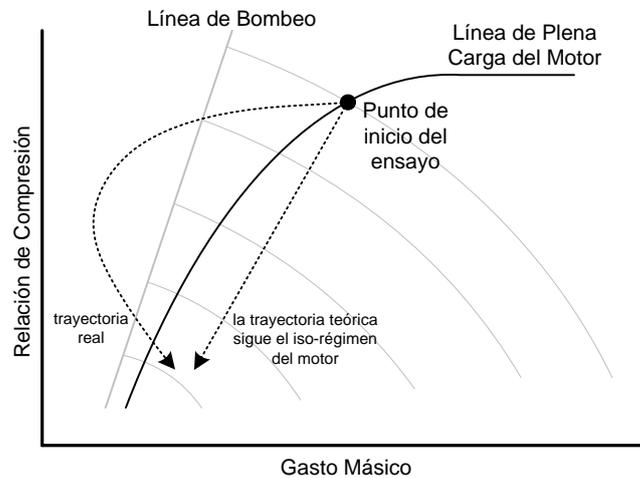
constante, el proceso se realizará a potencia de turbina aproximadamente constante. De manera que, cuando el gasto a través del compresor centrífugo disminuya, su demanda de potencia a la turbina disminuirá y como resultado se tendrá un ligero aumento del régimen de giro del conjunto como se muestra en la trayectoria \*1 de la figura 3.7. El control se logra accediendo a los mandos de turbina mediante la ECU.

- Si en cambio se mantiene constante la presión de sobrealimentación (trayectoria \*3 de la figura 3.7), cuando se inyecta aire externo el sistema de control detecta mayor presión que la consignada, entonces disminuye la potencia que se inyecta en la turbina mediante la apertura de la TGV. Esta es una de las estrategias más usadas dado que permite medir puntos específicos de relación de presión en el mapa. El control se logra mediante acceder a la ECU y consignar un valor deseado de presión de colector de admisión.
- Como se muestra en la trayectoria \*2 de la figura 3.7 también es posible, mediante la TGV o la waste-gate, mantener constante el régimen de giro del turbo-grupo. Así se ingresa a bombeo siguiendo la curva de iso-régimen del mapa.

#### 3.2.2.4. Ensayos en Transitorio

Una alternativa diferente a la presentada hasta aquí para el estudio del fenómeno de bombeo, son los ensayos en transitorio de motor. Este tipo de ensayo no ha demostrado capacidad para establecer los puntos de inicio de manera que se pueda trazar la línea de bombeo. Sin embargo, ha demostrado ser competente al tiempo de determinar el comportamiento frente al fenómeno de diferentes instalaciones motor-compresor.

Si se tiene el motor a plena carga y se le aplica un levantamiento del pedal del acelerador instantáneo junto a una rampa de disminución del régimen de giro del mismo, la trayectoria seguida debería ser aproximadamente por la recta de iso-régimen del motor, como se ve en la figura 3.9. Sin embargo, debido a la inercia de la masa de aire que circula por el



*Figura 3.9: Trayectorias de la demanda de gasto del motor en un ensayo transitorio*

circuito de admisión, la trayectoria real seguida pasa obligadamente por la zona de inestabilidad del mapa del compresor, es decir, a la izquierda de la línea de bombeo.

De acuerdo al tipo de geometría que se tenga a la entrada del compresor, se obtienen líneas de bombeo que serán más o menos favorables, es decir, que estarán más a la izquierda o más a la derecha respectivamente [104]. Por lo tanto, se puede concluir que una instalación más favorable desde el punto de vista de bombeo hará que el sistema pase menos tiempo en la zona inestable que una menos favorable. De manera que contar la cantidad de ciclos de bombeo que se tiene para cada geometría, provee información sobre las bondades que posee cada una sin necesidad de recurrir a la medición de la línea de bombeo.

Este es un método práctico y rápido utilizado por algunas automotrices para caracterizar los distintos tipos de accesorios que implementarán en la instalación del conjunto motor-compresor. Basándose en los estudios experimentales realizados en este trabajo de tesis, se puede decir que el método tiene buena concordancia con la medición del límite de bombeo mediante la técnica de inyección de aire. En la gráfica izquierda

de la figura 3.10 se puede ver en trazo negro continuo la evolución del ensayo para una determinada geometría; parte de plena carga y supera el límite de bombeo (línea negra de trazos medida mediante el método de inyección de aire), generando ciclos de flujo directo y flujo reverso. En la misma gráfica, en trazo gris se ve la evolución de una geometría más favorable, además de su línea de bombeo medida con inyección de aire, la cual refleja una menor amplitud y cantidad de ciclos.

En la gráfica derecha de la figura 3.10 se puede ver cómo para un mismo ensayo, aplicando igual escalón de descarga y rampa de disminución de régimen de motor, la configuración menos favorable tiene mayor cantidad de ciclos, unos nueve, mientras que la más favorable tiene unos cinco. De manera que el conteo de ciclos permite comparar las prestaciones entre diferentes configuraciones.

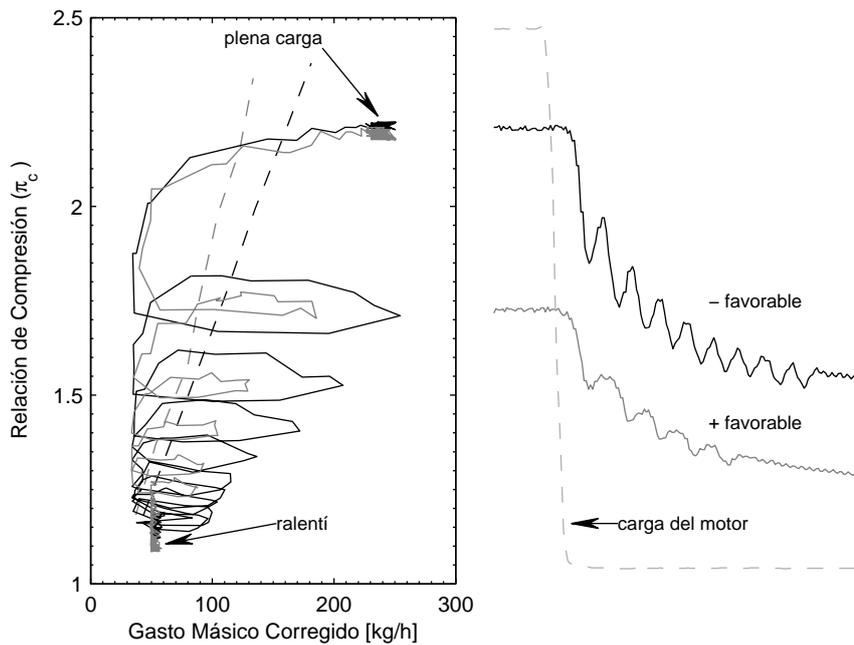


Figura 3.10: Gráficas de un ensayo en transitorio en BM

### 3.2.3. BTFC y otros Métodos versus BM

La técnica de inyección de aire tiene varias ventajas respecto del BTFC y de otros métodos para establecer el límite de bombeo. Primero, la línea de bombeo es medida en condiciones reales de motor, lo cual no es posible en el BTFC. Es cierto que la línea de inyección de aire produce alguna modificación en la acústica de la línea del motor, pero si la válvula de control es colocada lo más próximo posible al colector de admisión, o la línea de salida del compresor, el efecto será despreciable. Aquí es donde se hace recomendable usar la válvula de EGR como válvula de control.

Una segunda ventaja del método de inyección de aire es que se pueden medir puntos de bombeo en la zona de altas relaciones de compresión. Mientras se mantiene el gasto de aire que ingresa al motor durante el ensayo, la energía liberada por la combustión y el trabajo de la turbina también lo harán, permitiendo así llegar a la zona de máxima relación de compresión del compresor. Otros métodos para llevar el compresor a bombeo reducen el consumo de aire haciendo que se tenga un menor trabajo de turbina, y por lo tanto una menor relación de compresión para una misma velocidad de cigüeñal.

Un tercer beneficio de este método propuesto es que la transición de la operación estable a la zona inestable es suave. Como ya se mencionó, esto es muy apropiado para lograr determinar con precisión los parámetros termodinámicos del flujo al momento de iniciarse el fenómeno de bombeo. Una vez que se alcanza el bombeo, todos los parámetros del motor pueden mantenerse cuasi-constantemente puesto que la pérdida de prestaciones del compresor es compensada por el sistema de inyección de aire. Con otros métodos, una vez que el funcionamiento del compresor entra en la zona inestable, el gasto de aire trasegado hacia el motor decae haciendo que se active el sistema de control de humos y la ECU limite la cantidad de combustible inyectado, lo que se traduce en pérdida de torque. Además, dependiendo del sistema de control del freno del banco de ensayos, cuando se ingresa a bombeo pueden aparecer oscilaciones en el régimen de giro del motor haciendo inviable una medición aceptable de los parámetros termodinámicos del fluido.

Para materializar lo comentado hasta aquí, se presentan los resultados obtenidos de mediciones de líneas de bombeo realizadas en un BM con el método de inyección de aire y las realizadas en BTFC. El mapa del compresor es el presentado en la figura 3.2, el cual está acoplado a un motor diesel de 2000 cm<sup>3</sup> y 150 CV de potencia. El objetivo principal del ensayo ha sido la comparación de las líneas de bombeo obtenidas con diferentes configuraciones de entrada de compresor<sup>9</sup>. El circuito original de entrada al compresor está compuesto por el filtro de aire de un determinado volumen, y del tubo de acoplamiento al compresor. Este tubo presenta la característica de ser cónico justo en el extremo que se liga al compresor. Los cambios planteados fueron: incrementar el volumen del filtro de aire en 4 litros y cambiar el tubo de acoplamiento original por otro de igual longitud pero sin conicidad en el extremo de ligadura al compresor. La siguiente tabla resume la combinación de ensayos propuestos:

Tipo de Filtro	Tubo de Acoplamiento
original	cónico
original	no cónico
original+4 litros	cónico
original+4 litros	no cónico

En la figura 3.11 se contrastan los resultados de las mediciones, donde se aprecian los efectos sobre el límite de bombeo causados por las diferentes configuraciones de entrada al compresor, habiéndose realizado las medidas con el método de inyección de aire. La configuración más favorable es la compuesta por el filtro original y el tubo de acoplamiento con extremo cónico. La menos favorable se logra aumentando el volumen del filtro en 4 litros y usando el tubo de acoplamiento sin extremo cónico. Las otras dos combinaciones tienen un comportamiento similar entre sí con tendencia a la configuración más desfavorable.

A pesar de que el grupo turbo-compresor y el MCIA son los mismos, es necesario destacar que dependiendo del tipo de geometría que se utilice a la entrada del compresor se puede ganar o perder relación

<sup>9</sup>El tema del efecto sobre el margen de bombeo de diferentes geometrías en la instalación motor-compresor se trata con detalle en el Capítulo 5.

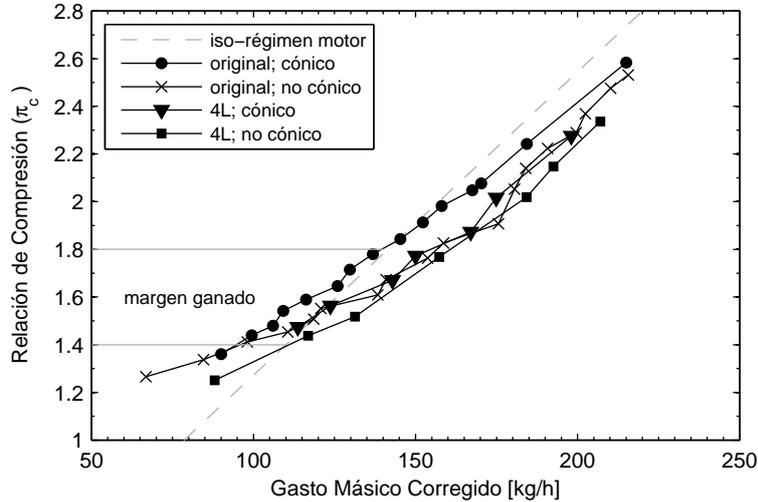


Figura 3.11: Líneas de bombeo medidas con el método de inyección de aire en BM, generadas por diferentes configuraciones de acoplamiento motor-compresor

de compresión, algo que no es posible detectar mediante el BTFC. A simple vista pudiera parecer que el margen ganado no es relevante, pero es oportuno mencionar que las líneas de demanda de presión del motor para diferentes iso-régimenes del mismo, son cuasi-rectas que pasan por el origen del mapa del compresor<sup>10</sup>. De manera que desde esa óptica, el margen ganado en la zona central entre la configuración más favorable y la menos favorable es de alrededor de 400 mbar (ver figura 3.11), y esto puede afectar significativamente al torque final que producirá el motor a bajo régimen.

En la figura 3.12 se presenta la línea de bombeo de la configuración más favorable medida con inyección de aire, la menos favorable y la medida en el BTFC. Notar que las pendientes de las líneas de bombeo medidas en el BM con inyección de aire son similares, mientras que la del BTFC es inferior, lo que restringe significativamente el límite al que se podría llegar en la zona superior del mapa con la configuración real. En la zona

<sup>10</sup>Ver Capítulo 2, sección 2.2.1.4.

baja del mapa se puede ver concordancia entre la línea de bombeo del BTFC, y la más favorable medida con inyección de aire. Sin embargo, si la comparación se hace entre la línea del BTFC y la configuración menos favorable medida con inyección de aire, se intuye que el motor trabajaría en zona de bombeo si se toman como referencia los márgenes dados por la primera.

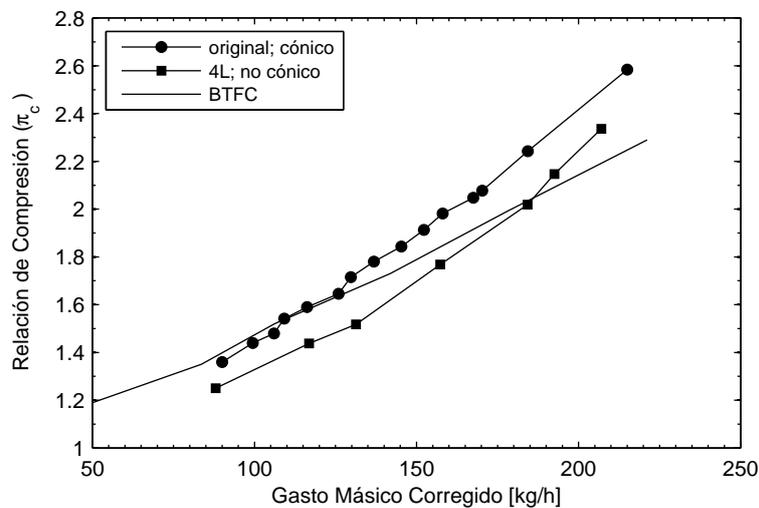


Figura 3.12: Líneas de bombeo medidas en BM con el método de inyección de aire versus la medida en BTFC

### 3.3. Técnicas de Detección del Bombeo

Como se menciona en el artículo SAE [2], los síntomas del bombeo son: ruido característico, cambios bruscos de temperatura y presión tanto a la entrada como a la salida del compresor, así como fuertes fluctuaciones del gasto másico. Por lo tanto, es oportuno realizar un breve análisis del tipo de comportamiento de cada uno de los parámetros físicos principales con el objetivo de proveer métodos adecuados para detectar con precisión el comienzo del fenómeno.

### 3.3.1. Parámetros Asociados al Compresor

#### 3.3.1.1. Ruido

El colector de admisión del motor y los conductos de acoplamiento entre el motor y el compresor generan un importante volumen a la salida del mismo. De manera que el compresor mantiene una considerable presión sobre una significativa masa de aire. Al momento de producirse el bombeo, gran parte de esa masa de aire a alta presión retrocede desde la salida hacia la entrada del compresor. Esto produce un sonido característico generado por el pasaje de grandes gastos alternativos a través de los componentes del compresor. Junto a lo expuesto también se tiene una severa oscilación de las partes flexibles de la instalación debido a los cambios de presión [20].

Adicionalmente hay que decir que el flujo reverso que existe poco antes de que se dé el bombeo también genera ruido. En [2] se habla de un trabajo de predicción del límite de bombeo mediante la apreciación del ruido. Los resultados que se exponen muestran que la apreciación del sonido del flujo reverso por parte del operario no parece ser un buen camino para los objetivos.

#### 3.3.1.2. Temperatura

En la figura 3.13 se exhibe la evolución de la temperatura de entrada y de salida del compresor. Parten de una zona estable estando el motor a plena carga. Se observa que previo al segundo 10 la temperatura de entrada es la atmosférica, de unos 27 °C aproximadamente; luego comienza a incrementarse. Este incremento se debe al fenómeno de flujo parcialmente invertido. Poco antes de que suceda el bombeo, existe flujo de aire que circula de la zona de alta presión a la zona de baja del circuito a través de la periferia del rotor, ocupando un porcentaje de la sección del ojo del rotor que irá incrementándose cuanto más cerca de bombeo se esté. Dado que el aire proveniente de la salida del compresor se encuentra a temperatura superior a la atmosférica, al combinarse con el flujo

que ingresa se tiene un incremento de la temperatura de la mezcla, que será tanto mayor cuanto mayor sea la presión de salida del compresor, y por ende, la cantidad de aire en retroceso.

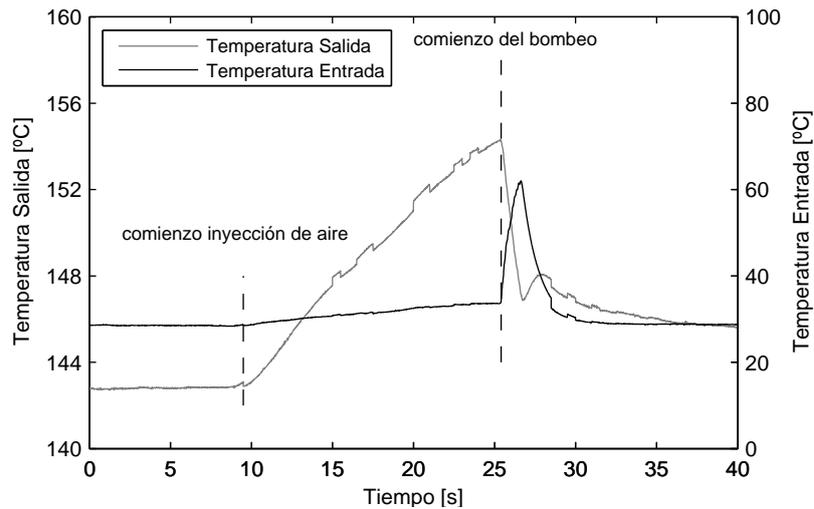


Figura 3.13: Tendencias de las temperaturas de entrada y salida del compresor en un ensayo con inyección de aire

Respecto a la temperatura de salida, una vez que comienza la inyección de aire, esta experimenta un incremento obvio, dado que la presión aumenta y de acuerdo a la ley de estado de los gases, la temperatura también ha de hacerlo.

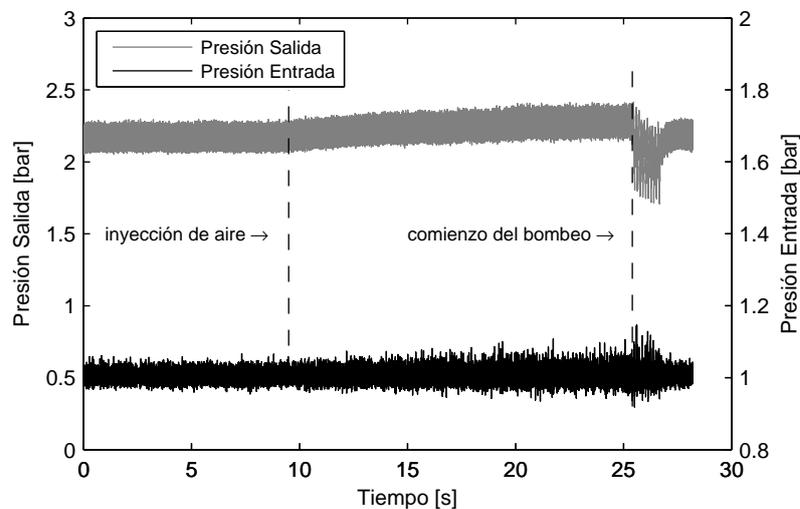
A partir del inicio de bombeo, señalado con la segunda línea discontinua, se observa un cambio abrupto en la tendencia de la temperatura de entrada. Se debe a que se descarga la masa de aire que hay a la salida del compresor mezclándose con la que hay a la entrada, de manera que los termopares acusan un pico que no se encuentra justo en el tiempo de comienzo del bombeo, sino algo desplazado debido a las inercias térmicas puestas en juego.

En cuanto a la temperatura de salida, que viene con una tendencia creciente desde que se comienza a inyectar aire, alcanza el máximo justo en el límite de bombeo. Esto es natural puesto que la presión a la sali-

da del compresor disminuye bruscamente y por lo tanto la temperatura también lo hace.

El trabajo central difundido en [2] se focaliza en, mediante la temperatura de entrada del compresor, encontrar un medio que permita predecir el ingreso en bombeo poco antes de que suceda. El trabajo concluye que es posible lograr lo propuesto elaborando un análisis de desviación estándar de la señal, y también es viable usar esta señal para predecir el bombeo. Sin embargo, también menciona que es muy difícil generalizar los resultados. Por lo tanto, aunque en este trabajo no se ha realizado, es posible mediante algoritmos sencillos determinar el punto de inicio del bombeo mediante el análisis de la señal de temperatura, tanto de entrada como de salida.

### 3.3.1.3. Presión



*Figura 3.14: Tendencias de las presiones de entrada y salida del compresor en un ensayo con inyección de aire*

Las señales de presión dibujadas en la figura 3.14 provienen de sensores piezo-resistivos de presión instantánea (ver tabla 3.1), colocados

próximos al compresor centrífugo. Cuando comienza la inyección de aire, se observa que la presión de salida tiene una tendencia creciente, como es de esperar. En cambio, en la señal de la presión de entrada solo se aprecia un leve incremento de la amplitud.

Una vez que se alcanza el límite de bombeo, se observa que la presión de salida acusa un cambio abrupto de tendencia; tanto la amplitud como la frecuencia de la zona estable y de la zona de bombeo son destacadamente diferentes. Esto es muy oportuno para identificar eficazmente el punto de comienzo de bombeo. En el apartado **Análisis Espectral de la Señal de Presión de Salida del Compresor** se habla más extensamente de las posibilidades que provee el análisis de la presión de salida.

En cuanto a la presión de entrada, una vez que comienza el bombeo se aprecia que la señal sufre un pequeño incremento. Sin embargo, en líneas generales se puede decir que la señal de presión de entrada no provee un buen contraste entre el periodo estable y el bombeo, por lo que no se perfila como un medio eficaz para determinar el punto de comienzo del fenómeno de bombeo.

#### 3.3.1.4. Gasto Másico y Régimen del Turbo-Grupo

En el BM se usa el sensor de gasto de aire de serie del motor pre calibrado con caudalímetros patrón para tener la certeza de que las medidas estén bajo el rigor experimental. Por lo tanto, la ubicación del sensor en cuestión suele ser, para la mayoría de las configuraciones, inmediatamente después del filtro de aire del motor. Esto implica distancias de 6 a 10 diámetros hasta el compresor. Además, cabe mencionar que el sensor es del tipo de placa caliente unidireccional (ver tabla 3.1). Por lo tanto, no es posible tener medidas del gasto en sentido inverso cuando se da el bombeo profundo.

A partir del comienzo de la inyección de aire en el colector de admisión del motor, se advierte que el gasto másico disminuye puesto que se está proveyendo aire de forma auxiliar al circuito del motor, como se

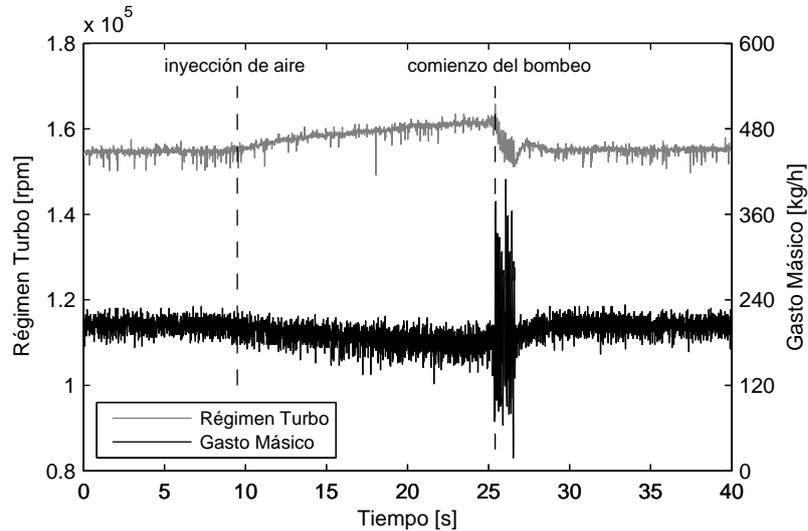


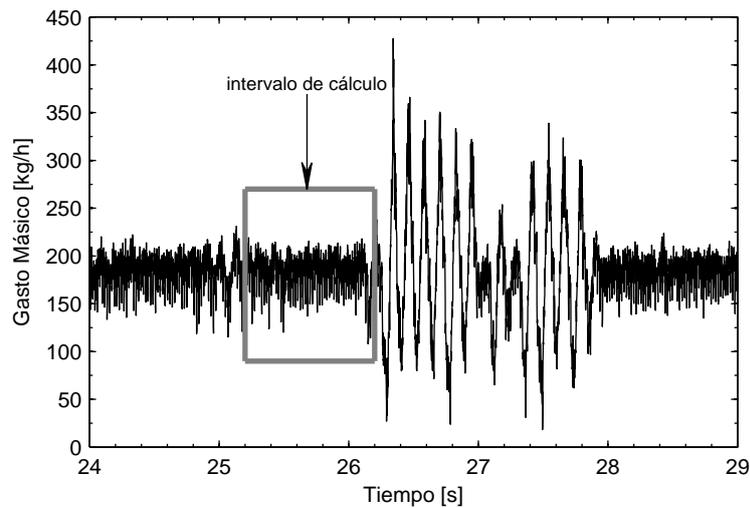
Figura 3.15: Tendencias del gasto másico de aire y del régimen del turbo-grupo en un ensayo con inyección de aire

observa en la figura 3.15. A medida que se aproxima el límite de bombeo se aprecia un ligero incremento de la amplitud. Finalmente, cuando se alcanza el bombeo se distingue un gran incremento en la amplitud de la señal debida al típico comportamiento del fenómeno. La señal de gasto de aire también provee un buen medio para determinar exactamente el punto de comienzo del bombeo. Sin embargo, debido a las características de los sensores empleados, no ha sido utilizada a esos fines en este trabajo de tesis.

En cuanto a la señal de régimen del turbo-grupo, exhibe cierto nivel de ruido proveniente de su electrónica. No obstante, esto no afecta la vista general de la tendencia, observándose un incremento a partir de la inyección de aire. Este comportamiento es de esperar puesto que el gasto trasegado por el compresor es decreciente, y por lo tanto demanda menos potencia. Dado que el trabajo por unidad de tiempo que recibe la turbina proveniente de los gases de escape es aproximadamente constante, da como resultado que el régimen del grupo aumente ligeramente. Luego, cuando se produce el bombeo, el régimen disminuye para finalmente estabilizarse al valor inicial del ensayo.

### 3.3.2. Análisis Espectral de la Señal de Presión de Salida del Compresor

A los fines prácticos, para calcular el punto en el cual comienza el bombeo se toma el intervalo justo antes de que se dé el primer ciclo de flujo reverso. Se toma un intervalo y no un punto, para tener una medida media de todos los parámetros envueltos en el fenómeno. Como se observa en la figura 3.16 el intervalo tomado es de 1 segundo, unos 100 puntos si se usa una frecuencia de adquisición de 100 Hz; las barras verticales grises del cuadrado señalan el comienzo y el final del mismo. La elección del tamaño del intervalo se basa en que sea lo suficientemente grande como para tener muestras de comportamiento medio, pero no excesivamente de manera que se vea afectado por la pendiente que genera la inyección de aire en la evolución de los parámetros.



*Figura 3.16: Intervalo de cálculo de los parámetros termodinámicos del fluido antes de ingresar a bombeo*

La parte estable de la señal, es decir antes de que comience el bombeo, está dominada por una frecuencia y una amplitud muy diferentes de las que se tienen cuando el fenómeno se ha desarrollado. La componente principal de frecuencia en la zona estable está compuesta principalmente

por los pulsos que generan las válvulas de admisión del MCI, y rondan entre los 30 y 60 Hz para un motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros de un automóvil. Cuando se alcanza el bombeo, la frecuencia preponderante es la del fenómeno, y va de los 5 a los 15 Hz, dependiendo de factores como el tamaño del intercooler, el múltiple de admisión y la tubería vinculante, temperatura del aire, etc.

De acuerdo a lo que se observa en la figura 3.16 el fenómeno podría ser fácilmente identificable, matemáticamente hablando, mediante cualquier algoritmo simple debido a que la señal sufre un marcado cambio entre la zona estable y la de bombeo. Sin embargo, hay configuraciones y zonas de operación, especialmente a bajo régimen del turbo-grupo, donde la amplitud de los pulsos de bombeo son muy similares a la amplitud en régimen estacionario, razón por la cual, se hace más difícil identificar cuándo ocurre el bombeo. La clave para salvar este inconveniente está en que las frecuencias del régimen estacionario y las de bombeo son suficientemente diferentes, como se ha mencionado anteriormente, por lo que un análisis en frecuencia de la señal permitiría saber si se está en fase estacionaria o en bombeo.

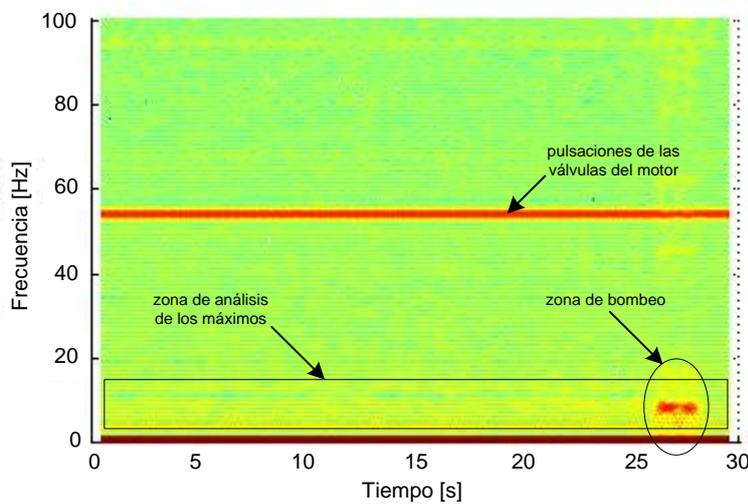


Figura 3.17: Vista bidimensional del espectrograma de la señal de presión

Una herramienta práctica a los fines de realizar un análisis espectral de la señal lo provee una función llamada “*spectrogram*” del software MatLab (© MathWorks, Inc.). Esta función calcula la FFT<sup>11</sup> de la señal agregando a la visualización una dimensión más, el dominio temporal, a las ampliamente conocidas frecuencia versus potencia espectral. Esto es ventajoso puesto que permite ubicar en el tiempo los instantes en que se dan los fenómenos en las frecuencias buscadas. En la figura 3.17 se exhibe el análisis espectral de la presión de salida del compresor centrífugo. La banda que se encuentra a una frecuencia constante de 55 Hz es generada por los pulsos de apertura y cierre de válvulas del MCIA<sup>12</sup>. La zona de bombeo comienza a partir del segundo 27; se distingue por un color más concentrado en la zona de frecuencias más bajas. Luego, sus armónicos se extienden a lo largo de todo el espectro.

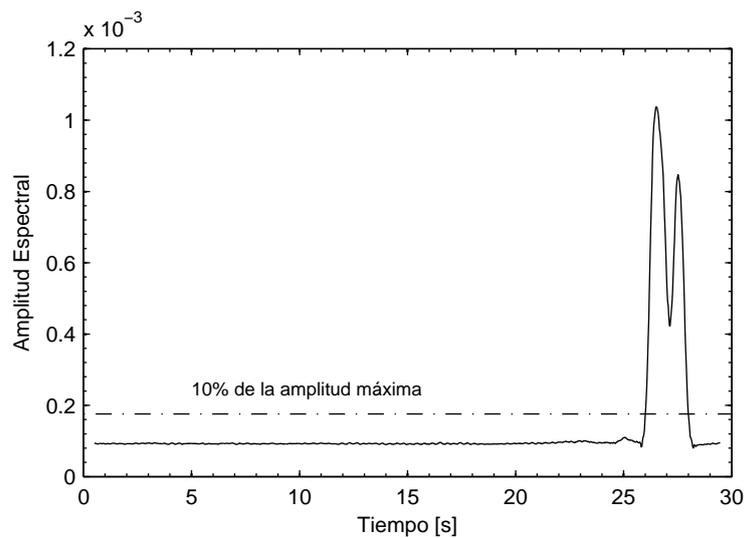


Figura 3.18: Análisis de los máximos entre 2 y 15 Hz

A fin de lograr determinar de forma precisa cuándo comienza el bombeo, se realiza un análisis de los máximos de potencia espectral entre la banda de frecuencias que comprende de 2 a 15 Hz. Así se obtiene el gráfico de la figura 3.18 donde se advierte el inicio del bombeo mediante

<sup>11</sup>Fast Fourier Transform.

<sup>12</sup>Motor de cuatro tiempos y cuatro cilindros

un acusado pico. Aunque para el caso presentado parece muy evidente el momento de comienzo del fenómeno, es necesario establecer un criterio que permita determinar sistemáticamente cuándo se da el bombeo. Por ejemplo, se puede decir que este ha comenzado cuando se supera un cierto porcentaje de la amplitud máxima del pico. La premisa que debe cumplir el umbral que se elija es que debe evitar indicar bombeo por picos anteriores a bombeo profundo. En la práctica, un umbral de 10% de la amplitud espectral máxima dio un resultado aceptable; es posible encontrar una explicación detallada al respecto en [34].

A fin de profundizar algo más en el problema de la detección del bombeo en diferentes condiciones de operación del compresor, se presentan los siguientes resultados prácticos. En la figura 3.19 se exponen la evolución del gasto másico y los máximos del espectrograma para un régimen del turbo de 100 krpm.

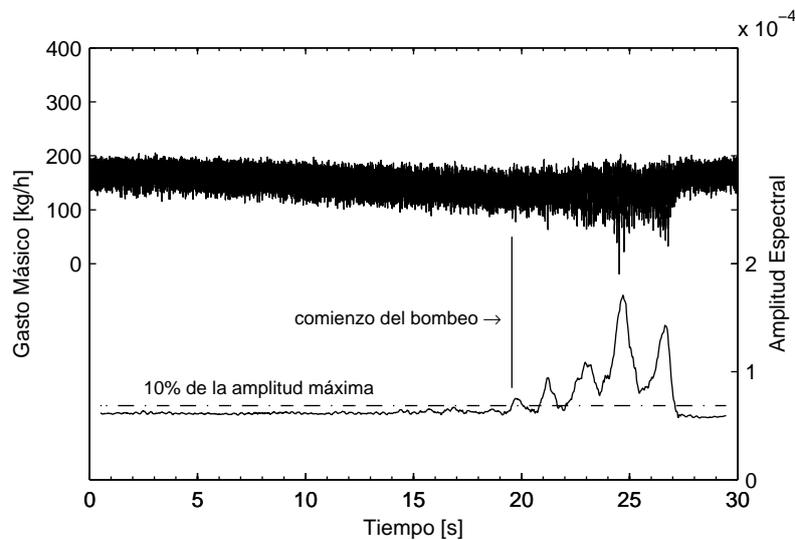


Figura 3.19: Detalle de la detección del bombeo mediante el uso del espectrograma para un régimen del turbo de 100 krpm

Como se mencionó en párrafos anteriores, cuando el compresor centrífugo trabaja a bajo régimen, en comparación con su máximo<sup>13</sup>, suele hacerse dificultosa la detección del bombeo. Se puede ver que la amplitud de la señal de gasto másico es aproximadamente uniforme durante todo el ensayo, salvo algunos picos hacia el final; sucede algo semejante con la presión. Sin embargo, no es posible asegurar que estos picos marquen el comienzo de bombeo. Es entonces cuando se hace importante el análisis espectral de la señal. La señal dibujada en la parte inferior de la figura 3.19 corresponde a los máximos del espectro entre la banda de 2 a 15 Hz. Apelando al criterio de umbral de 10 % de la amplitud máxima, se observa que el punto de comienzo de bombeo está alrededor del segundo 20. Así se aprecia cómo el método permite una detección sistemática del fenómeno. En la figura 3.20 se exponen los resultados de un análisis semejante al anteriormente descrito pero esta vez para un régimen del turbo-grupo de 160 krpm.

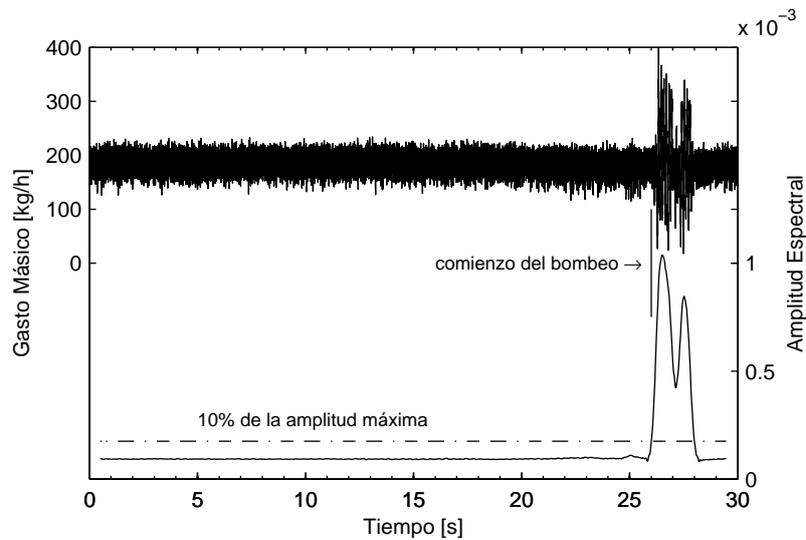


Figura 3.20: Detalle de la detección del bombeo mediante el uso del espectrograma para un régimen del turbo de 160 krpm

<sup>13</sup>El turbo-grupo del ensayo expuesto en este capítulo tiene un máximo sostenido recomendado de 190 krpm.

## **3.4. Conclusiones**

Se ha presentado un método para medir la línea de bombeo en compresores centrífugos. Esta técnica permite la medición del límite de bombeo en condiciones reales de motor tomando en consideración los accesorios y sistemas de acoplamiento con el grupo turbo-compresor. El procedimiento consiste en inyectar aire a alta presión en el circuito de admisión del MCIA, luego del compresor centrífugo. De esta manera es posible llevar el compresor a bombeo de manera suave y controlada, haciendo más sencilla la medición de los parámetros termodinámicos del fluido de trabajo. Dependiendo de la estrategia de control empleada en la turbina con geometría variable (TGV), se tendrán curvas que seguirán diferentes trayectorias en el mapa del compresor.

También se han presentado los resultados de los ensayos para determinar la línea de bombeo en un motor con diferentes entradas de compresor, comparándola con la medición de las prestaciones en un banco de ensayos de flujo continuo. Los análisis muestran que la técnica de inyección de aire lleva a resultados más realistas en términos del margen de bombeo, permitiendo además la comparación entre diferentes geometrías de entrada. Asimismo se ha tratado el tema de los ensayos en transitorio de motor realizados en BM, y cómo estos permiten comparar las prestaciones de diversas configuraciones mediante un método experimental sencillo.

La técnica de inyección de aire tiene varios beneficios. Permite tener en cuenta la acústica de la configuración original del conjunto motor, turbo-compresor y sus accesorios y sistemas de acoplamiento. Además, permite medir la línea de bombeo en todo el intervalo de trabajo del compresor centrífugo. Y finalmente, este método permite llevar el conjunto a bombeo de una forma controlada y estable.

## Bibliografía del Capítulo 3

- [2] J. Andersen, F. Lindström y F. Westin. “*Surge Definitions for Radial Compressors in Automotive Turbochargers*”. SAE paper 2008-01-0296. April 14-17, 2008. (Vid. págs. 44, 103, 104, 106).
- [8] ASME PTC 10-1997. “*Performance Test Code on Compressors and Exhauster*”. ASME PTC 10-1997. Issued September 30, 1998. (Vid. págs. 42, 84).
- [15] C. Cervelló. “*Contribución a la Caracterización Experimental y al Modelado de Turbinas de Geometría Variable en Grupos de Sobrealimentación*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2005. (Vid. págs. 8, 84, 161).
- [20] H. P. Dickmann, T. S. Wimmel, J. Szwedowicz, D. Filsinger y C. H. Roduner. “*Unsteady Flow in a Turbocharger Centrifugal Compressor: Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Simulation and Numerical and Experimental Analysis of Impeller Blade Vibration*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 128, pp. 455-465, 2006. (Vid. págs. 53, 104, 125).
- [34] J. Galindo, F. J. Arnau, A. Tiseira, R. Lang, H. Lahjaily y T. Gimenes. “*Measurement and Modeling of Compressor Surge on Engine Test Bench for Different Intake Line Configurations*”. SAE paper 2011-01-0370. April, 2011. (Vid. págs. 94, 112, 204).
- [37] J. Galindo, J. R. Serrano, S. Guardiola y C. Cervelló. “*Surge Limits Definitions in a Specific Test Bench for the Characterizations of Automotive Turbochargers*”. Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 30, pp. 449-462, 2006. (Vid. págs. 8, 45, 46, 88, 194, 204).
- [40] J. Galindo, A. Tiseira, F. J. Arnau y R. Lang. “*On-Engine Measurement of Turbocharger Surge Limit*”. Experimental Techniques. Society for Experimental Mechanics, 2011. (Vid. págs. 91, 96).
- [56] SAE J1723. “*Supercharging Testing Standards*”. SAE J1723, Issued August, 1995. (Vid. págs. 42, 84).
- [57] SAE J1826. “*Turbocharger Gas Stand Test Code*”. SAE J1826v001, Issued April 1989, Reaffirmed March, 1995. (Vid. págs. 42, 84).

- [58] SAE J922. “*Turbocharger Nomenclature and Terminology; Surface Vehicle Recommended Practice*”. SAE J922v001, Reaffirmed June, 1995. (Vid. págs. 42, 84).
- [62] D. Japiske y N. C. Baines. “*Introduction to Turbomachinery*”. Concepts ETI Inc. y Oxford University Press. ISBN 0-933283-10-5, 1997. (Vid. pág. 95).
- [63] E. Jenny. “*Über Instationäre Vorgänge in Radial-Verdichtern, Insbesondere in Aufladegruppen von Verbrennungsmotoren*”. Schweizerische Bauzeitung, vol. 79, pp. 812-817, 1961. (Vid. pág. 89).
- [88] R. Pampreen. “*Compressor Surge and Stall*”. Concepts ETI, Inc. Norwich, Vermont, USA 05055. ISBN 0-933283-05-9, 1993. (Vid. págs. 39, 44, 85, 87, 95, 188).
- [104] H. Schulte, N. Schorn, H. Kindl, J. R. Serrano, X. Margot y C. Donayre. “*Influence of Various Compressor Inlet Designs on Compressor Performance*”. Springer-Verlag, Berlin. Thermo y Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, pp. 103-116, 2004. (Vid. págs. 57, 98, 163, 194).
- [114] A. O. Tiseira. “*Caracterización experimental y Modelado de Bombeo en Compresores Centrífugos de Sobrealimentación*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2008. (Vid. págs. 7, 8, 16, 41, 52, 87, 119, 121, 159, 238, 239).
- [119] N. Watson y M. S. Janota. “*Turbocharging the Internal Combustion Engine*”. Macmillan Publishers LTD. ISBN 0-333-24290-4, 1982. (Vid. págs. 16, 26, 27, 29-31, 34, 36, 85, 87, 89).

# Capítulo 4

## Modelado del Bombeo

### Índice

---

4.1	Introducción . . . . .	118
4.2	Modelado 1D . . . . .	119
4.3	Modelado 3D del Compresor . . . . .	125
4.4	Conclusiones . . . . .	150
	Bibliografía del Capítulo 4 . . . . .	155

---

## 4.1. Introducción

EN LA ÚLTIMA década, el pronunciado progreso de los procesadores computacionales en el ámbito informático ha permitido abordar pesados cálculos matemáticos. Esto ha propiciado el desarrollo de una diversidad de programas de ingeniería para la simulación de diversos fenómenos y mecanismos. Tal es el caso de las turbo-máquinas de gas, que a partir de la segunda mitad del siglo XX han conseguido un papel preponderante en el transporte y la generación de potencia. Concerniente al estudio fluido-termodinámico del compresor axial y posteriormente el centrífugo, se vienen proponiendo diversos modelos físico-matemáticos desde la década de 1970 [29, 44, 49, 82]. Sin embargo, debido a la complejidad de los campos fluidos, especialmente en el compresor centrífugo, los resultados a menudo no eran del todo representativos del fenómeno real estudiado. No obstante, se ha proseguido con la investigación dando como resultado que la simulación numérica se afiance a tal grado, que hoy es una herramienta de uso obligado para el diseño y puesta a punto del compresor centrífugo en sus diversas aplicaciones, como es la sobrealimentación de los MCI<sup>1</sup>.

En este trabajo de tesis se ha utilizado la simulación numérica, no como el objetivo central de la investigación, sino más bien como una herramienta para el estudio del fenómeno de bombeo en el compresor centrífugo de sobrealimentación. La simulación tridimensional (3D) mediante un código comercial como es Ansys FLUENT Inc., ha tenido como objetivo principal la evaluación de su capacidad para predecir el bombeo, así como el estudio de los patrones de flujo que se desarrollan en los distintos componentes del compresor. Por otro lado, también se ha utilizado un programa de simulación unidimensional llamado WAM<sup>2</sup> (desarrollado en el instituto CMT de Universidad Politécnica de Valencia), principalmente con motivo de validación. De manera que a continuación se comienzan exponiendo detalles del modelado unidimensional, y posteriormente se presenta el tridimensional.

---

<sup>1</sup>Motores de Combustión Interna Alternativos.

<sup>2</sup>Wave Action Model.

## 4.2. Modelado 1D

El código WAM, desarrollado en el Centro de Motores Térmicos del departamento de Máquinas y Motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia, se basa en un modelo matemático gas-dinámico unidimensional, capaz de representar la propagación de las ondas de presión en tubos de diversas geometrías. Originalmente fue desarrollado para estudiar el comportamiento de los conductos de admisión y escape de un motor.

Uno de los primeros aportes para el modelo fue hecho por Payri et al. [90] donde se proponía una teoría matemática para representar el comportamiento de las ondas generadas por los procesos de aspiración y escape de los cilindros. Luego se incorporaron otros factores como el efecto de las ondas sobre el sentido de flujo, las leyes de liberación de calor, la ley de movimiento de las válvulas, etc. [17]. Otro hito importante ha sido la implementación de un modelo de depósitos al ya desarrollado modelo de acción de ondas en conductos [32], lo que permite representar los elementos volumétricos que existen en el sistema de renovación de la carga de cualquier motor. Y finalmente, en trabajos más recientes se incorpora un modelo del sistema de sobrealimentación [114].

El modelo unidimensional implementado en el código WAM está gobernado por la ecuación para un gas compresible (se supone un gas perfecto de  $R$  y  $\gamma$  constante), no estacionario y no homentrópico<sup>3</sup>, donde los vectores  $D$ ,  $G$  y  $C$  contienen las tres variables conservativas: masa, cantidad de movimiento y energía.

$$\frac{\partial D}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial x} + C = 0 \quad (4.1)$$

$D$ : término de estado.

$G$ : término de flujo.

$C$ : término fuente que incluye factores de transferencia de calor, fricción y cambios de área.

---

<sup>3</sup>Fluido de entropía constante y uniforme.

Este sistema de ecuaciones hiperbólicas no homogéneo es discretizado y resuelto por diferencias finitas mediante el método de dos pasos de Lax-Wendroff [5][91]. En este, se toma al modelo de compresor como una condición de contorno entre los conductos simulados. Se utilizan las variables de Riemann para la definición de las mencionadas condiciones de contorno, lo que reduce a primer orden la precisión, pero desacopla y simplifica la solución del compresor y los conductos conectados al mismo. También, además de las variables de Riemann  $\lambda$  y  $\beta$  calculadas en cada unión para conocer el comportamiento del gasto másico, se debe obtener el nivel de entropía  $A_A$ , calculado como una función adimensional de la velocidad del sonido y la presión.

$$\lambda_i = A_i + \frac{\gamma - 1}{2} U_i \quad (4.2)$$

$$\beta_i = A_i - \frac{\gamma - 1}{2} U_i \quad (4.3)$$

$$\frac{A_i}{A_{A_i}} = \left( \frac{P_i}{P_{ref}} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad (4.4)$$

Se necesitan seis ecuaciones para resolver el problema del compresor acoplado a los conductos (acoplado a la salida de uno y a la entrada del otro). Tomando en consideración que la variable  $\lambda$  de Riemann y el nivel de entropía son conocidos para el conducto con flujo saliente, y que  $\beta$  es conocida para el conducto de flujo entrante, se necesitan tres ecuaciones más para definir el comportamiento del compresor. La primera es la ecuación de conservación de la masa a través del compresor:

$$\rho_1 v_1 S_1 = \rho_2 v_2 S_2 \quad (4.5)$$

La siguiente ecuación representa la condición estacionaria a través del mapa estacionario del compresor, con las fases estacionarias descritas por medio de un modelo de primer orden:

$$\frac{d\pi}{dt} = \frac{\pi_{st} - \pi}{\tau} \quad \text{con} \quad \tau = \frac{L_c}{v} \quad (4.6)$$

$\pi$ : relación de compresión.  
 $\tau$ : tiempo de retardo.  
 $L_c$ : longitud del compresor.  
 $v$ : velocidad media a través del compresor.

La ecuación final introduce información sobre el incremento de temperatura a través del compresor. Se deben tomar en consideración dos situaciones. Cuando el flujo va en sentido directo, desde la entrada hacia la salida, se representa mediante la ecuación de eficiencia isoentrópica. El valor de eficiencia isoentrópica  $\eta_c$  se obtiene experimentalmente. Por otro lado, cuando se tiene flujo desde la salida hacia la entrada, es decir reverso, debido a que el proceso es altamente irreversible se supone una expansión isotérmica, entonces:

$$T_{02} = \begin{cases} T_{01} + \left( \pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) / \eta_c & \text{flujo directo} \\ T_{01} & \text{flujo inverso} \end{cases} \quad (4.7)$$

Además hay que mencionar que la relación de compresión se obtiene del mapa experimental para un valor estacionario equivalente, pero con un tiempo de retardo relacionado con la inercia del fluido dentro del compresor.

Una vez que se tienen todas las ecuaciones y datos pertinentes referidos a un punto particular de régimen de compresor, se resuelve el sistema mediante un proceso iterativo. La dinámica de la parte mecánica del turbo-grupo se calcula mediante la ecuación del momento angular aplicada al eje.

### 4.2.1. Modelado 1D del Bombeo en Transitorio

Respecto al modelo de compresor implementado en el ya desarrollado modelo de acción de ondas WAM, se han probado diferentes alternativas. El último aporte es producto del trabajo de investigación doctoral llevado adelante por Tiseira [114], donde propone un modelo de compre-

sor cerodimensional enfocado a predecir el comportamiento inestable del mismo.

Como ya se ha adelantado, el modelo de compresor propuesto es una condición de contorno impuesta entre dos tubos, que establece el valor de gasto másico que circula por el conjunto, como se esquematiza en la figura 4.1. El incremento de presión en el compresor se expresa en dependencia del gasto másico y la velocidad de rotación del mismo. Por lo tanto, el mapa experimental del compresor debe ser cargado al programa como una función; solo es pertinente hacerle alguna modificación producto de los requerimientos del programa. Como se ve en la figura 4.2, se extienden las curvas de iso-regímenes desde los puntos de bombeo hasta valores negativos de gasto en el mapa. El estado termodinámico en el volumen se calcula idénticamente al modelo de depósito vinculado al compresor 3D, que se explica en los apartados venideros.

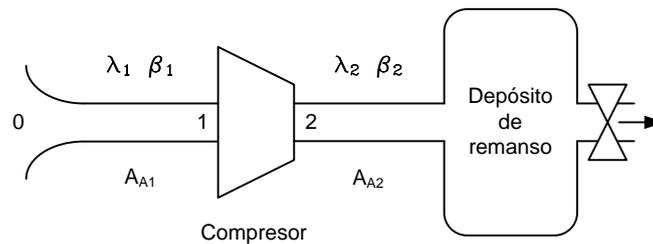


Figura 4.1: Esquema del modelo del sistema de renovación de la carga implementado en WAM para simular el bombeo

Dado que el modelo está ideado para predecir el comportamiento del compresor en zona inestable, más precisamente en bombeo, la información de relación de compresión versus gasto másico que se provee al código no puede circunscribirse al límite de bombeo. Es por ello que surge la necesidad de extender el mapa hacia zonas donde no se realizan mediciones con un BTFC<sup>4</sup> convencional. En los modelos de compresor anteriores implementados en WAM, se utilizaban mapas extendidos que prolongaban las curvas de iso-regímenes mediante rectas de relación de

<sup>4</sup>Banco de Turbos de Flujo Continuo.

compresión constante. Sin embargo, mediciones de las prestaciones del compresor más allá del límite de bombeo (ver Capítulo 3, sección 3.2.1.4), han permitido ver que la relación de compresión desciende una vez que se supera el mencionado límite, quedando en evidencia el desacierto de prolongar los iso-régimenes mediante rectas. Por lo tanto, la forma de extender el mapa presentada en la figura 4.2 ha resultado ser la más adecuada según la experiencia.

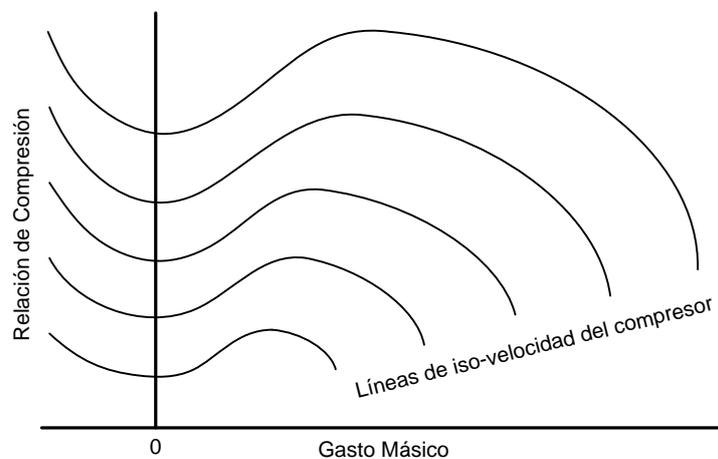


Figura 4.2: Mapa experimental extendido utilizado en WAM

### 4.2.2. Resultados

A título de plasmar las bondades del modelo, a continuación se presentan algunos resultados de la simulación de las prestaciones de un sistema de sobrealimentación, en contraste con ensayos experimentales. En primer lugar, en la figura 4.3 se exhiben tres gráficos con el detalle de la trayectoria de presión de salida, gasto másico y presión de entrada del compresor.

El régimen de giro del compresor es de 120 krpm, y a partir del segundo 0 se aplica un cierre escalonado de la válvula de control, que provoca que el gasto másico disminuya mientras la presión de salida aumenta.

La presión de entrada permanece aproximadamente constante hasta el ingreso en bombeo, evidenciado por la oscilación de la señal producto del reflujio. En cuanto al gasto y la presión de salida, se puede ver que el modelo es capaz de representar el fenómeno en coherencia con el comportamiento real, presentando una frecuencia de bombeo profundo de unos 6 Hz aproximadamente.

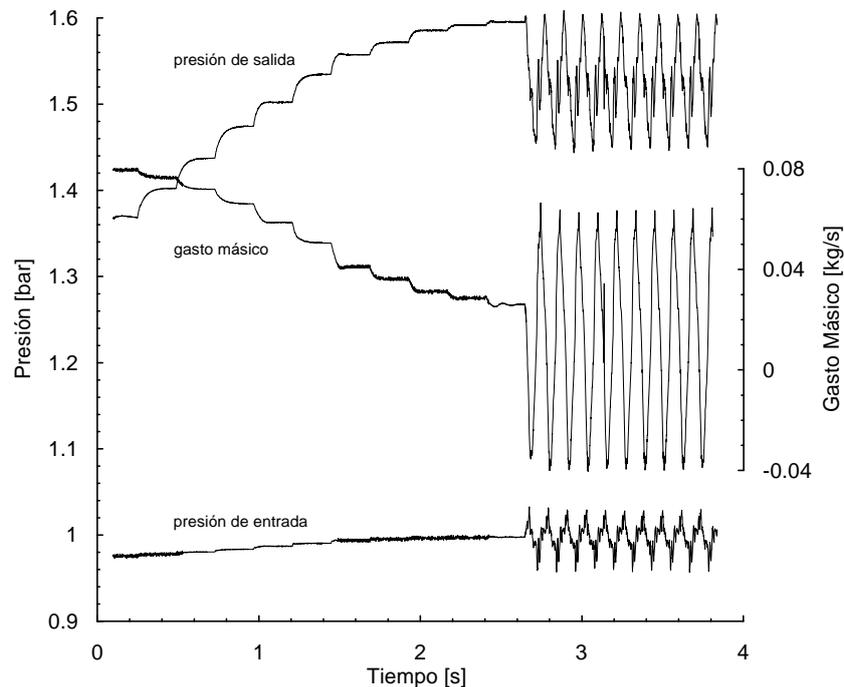


Figura 4.3: Resultado de la simulación de bombeo en WAM

En la figura 4.4 se exponen la evolución de la presión de salida y la de entrada, en contraste con los resultados de los ensayos experimentales realizados sobre la misma configuración simulada. Se puede decir, en líneas generales, que existe una buena concordancia tanto en amplitud como en frecuencia para la presión de salida. En cuanto a la presión de entrada, hay buena concordancia entre las frecuencias del fenómeno simulado y la señal medida. Sin embargo, se puede ver alguna diferencia entre las amplitudes, exhibiendo la señal simulada una amplitud ligeramente inferior a la media.

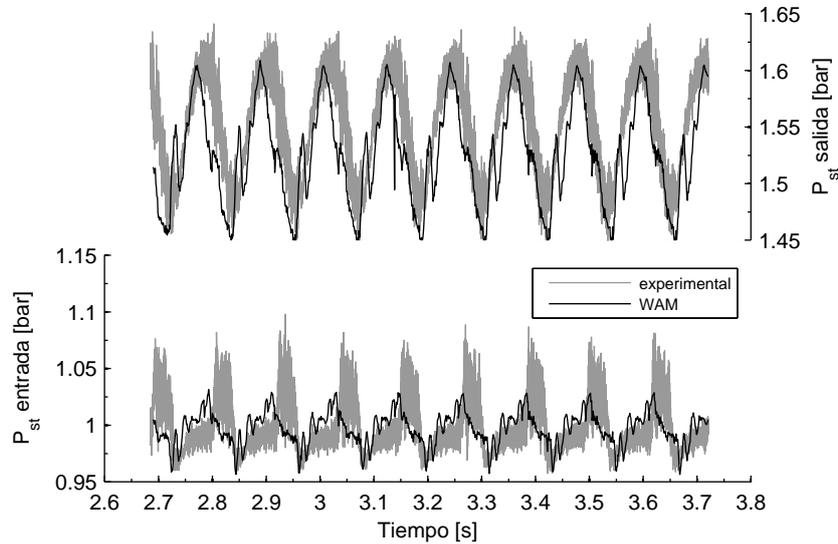


Figura 4.4: Comparación de los resultados de la simulación de bombeo en WAM y las mediciones experimentales

## 4.3. Modelado 3D del Compresor

### 4.3.1. Introducción

Desde que la sobrealimentación de los motores diesel, mediante turbo-compresores, se ha implantado como la solución tecnológica a los fuertes requerimientos que se imponen sobre los vehículos, muchos centros de investigación han emprendido campañas de estudio del compresor centrífugo mediante simulación numérica. Se han abordado diversos temas, como son el diseño del compresor centrífugo [95][126], las inestabilidades en el rotor [46], vibración del impulsor del rotor [20], el flujo a través de la voluta [16][48], el flujo en la sección de entrada [18], el sangrado del inductor a través de la carcasa [51], etc.

Margot et al. [78] realizan un trabajo de simulación numérica tridimensional de un compresor centrífugo y parte de la sección de entrada al mismo en operación próxima al límite de bombeo, buscando simular

precisamente dicho fenómeno. El cálculo se realiza en fase estacionaria abarcando desde la zona de máximo gasto del compresor hasta la de comienzo de las inestabilidades, y posteriormente una fase transitoria. El cálculo estacionario no es capaz de representar el comportamiento inestable del compresor, por lo que se recurre al análisis en transitorio usando como condiciones iniciales de contorno las finales del cálculo estacionario. Los resultados de la simulación son prometedores, aunque se hace muy evidente el hecho de que es necesario incluir en el modelo más elementos del circuito de renovación de la carga para representar correctamente el fenómeno real.

### 4.3.2. Modelo 3D

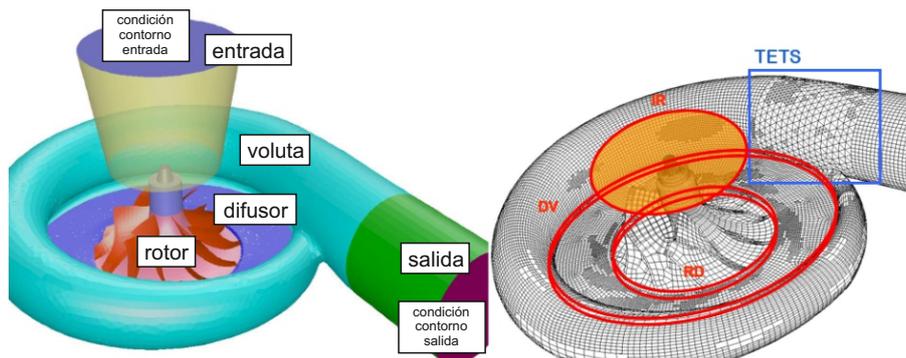
Como se ha explicado en el Capítulo 2 y 3, el fenómeno de bombeo es producto de la interacción entre las inestabilidades del compresor y la acústica del circuito de renovación de la carga. De forma que un análisis del compresor separado de la línea de admisión, no arrojará resultados útiles si lo que se desea es predecir su comportamiento en operación con el motor que sobrealimenta. Lo mismo es válido en la simulación tridimensional. Si únicamente se modela el compresor, no se puede esperar que los resultados representen el fenómeno real. Entonces la solución parece inmediata ¿por qué no se modela todo el circuito de renovación de la carga del motor, desde el filtro de entrada hasta las válvulas de admisión? Porque el coste computacional sería excesivamente alto incluso hoy día. Además, existen grandes volúmenes en el circuito donde no es relevante conocer el comportamiento del patrón de flujo. Es entonces cuando surge la idea de modelar cero-dimensionalmente parte de la instalación.

#### 4.3.2.1. Mallado

Los estudios llevados adelante en este trabajo de tesis son realizados mediante el programa informático comercial CFD Ansys FLUENT Inc 2001, versión 6.3.26. Seguidamente se describen los aspectos más importantes implicados en el modelado del compresor centrífugo y parte del

circuito que lo vincula al motor [59].

Por razones prácticas, el dominio computacional se divide en cinco zonas, como se observa en la figura 4.5, a saber, el conducto de entrada al inductor, el rotor del compresor, el difusor, la voluta y los elementos de acoplamiento entre la voluta y el conducto de salida. Cada zona fue mallada independientemente. Las primeras cuatro zonas mencionadas fueron malladas con celdas hexaédricas semi-estructuradas (HEX), mientras que la última lo fue con estructuras tetraédricas (TETS). Las zonas se conectan entre sí mediante interfaces arbitrarias. Además, se crea una malla móvil para el rotor que se conecta con las mallas estáticas circundantes mediante dos interfaces, la de entrada-rotor (IR) y la de rotor-difusor (RD). Y finalmente una interface que une dos mallas estáticas, la de difusor-voluta (DV). Por otro lado también se colocan dos superficies tanto a la entrada como a la salida del rotor donde se definen las condiciones de contorno de la simulación.



*Figura 4.5: Detalle de las cinco zonas de mallado en el modelado del compresor centrífugo*

La malla ha sido refinada en las proximidades de las paredes del modelo, y en las zonas aguzadas y de cambios abruptos en la geometría del compresor. Los valores finales de los elementos de la malla resultan de un estudio de convergencia numérica basada en varias simulaciones estacionarias. Un modelo de 200000 celdas parece dar un buen compromiso entre coste computacional y precisión de resultados, validado mediante ensayos experimentales. A continuación se describen las características

del modelado utilizadas para el cálculo, tomando siempre en consideración la relación de compromiso entre precisión y costo computacional:

- calculador 3D transitorio segregado (basado en presión en este caso) con declaración de doble precisión.
- discretización implícita de primer orden tiempo-dependiente del modelo, con tiempo de avance no iterativo.
- algoritmo de cálculo Gauss-Seidel con acoplamiento PISO de presión-velocidad, y esquema de discretización aguas arriba de segundo orden.
- malla móvil para el dominio de flujo del rotor.
- el fluido de trabajo es aire, considerado como gas ideal.
- las condiciones atmosféricas se asumen como estándar, donde la  $P_{\text{atm}}=101325$  Pa y la  $T_{\text{atm}}=300$  K.
- modelo de turbulencia  $k-\epsilon$  con tratamiento estándar en las paredes de las geometrías.
- uso del algoritmo SIMPLE para el cálculo estacionario y el PISO para el transitorio.
- como condiciones de contorno, se asume presión total constante a la entrada al inicio del cálculo estacionario. Luego se cambia, por problemas de convergencia, a gasto másico constante cuando el análisis se aproxima a la zona de inestabilidades. Para el cálculo transitorio se usa presión total constante a la entrada. A la salida se impone una presión estática constante en ambos casos.

Cuando durante la simulación ocurre el bombeo, las variables estacionarias se hacen muy inestables, por lo que el paso de tiempo debe ser lo suficientemente pequeño para capturar los detalles del proceso. El paso de tiempo seleccionado ha sido de  $5 \times 10^{-6}$  s.

### 4.3.2.2. Cálculo en Estacionario y Transitorio

A propósito de hacer evidente la diferencia entre los resultados obtenidos simulando solo el compresor y luego el compresor mas el modelo 0D, se presentan ambas conclusiones. Este apartado se focaliza en la primera de las configuraciones. Así que una vez cumplimentados los pasos de puesta a punto del modelo, se procede a la simulación en estacionario partiendo de condiciones estables obtenidas a partir de los estudios experimentales. En la figura 4.6 se presenta el mapa del compresor medido en un BTFC y la línea de bombeo correspondiente a una configuración de entrada recta. En trazo continuo y con marcadores se presenta el resultado de la simulación en estacionario, que llega hasta muy cerca de la zona de bombeo. En la ampliación, en trazo continuo, se puede apreciar cómo la señal entra en bombeo de alta frecuencia cuando se realiza el cálculo transitorio. Se observa cómo hacia el final de la simulación se tiene un aceptable nivel de precisión en los resultados, aunque no se logra el ciclo de bombeo profundo de baja frecuencia.

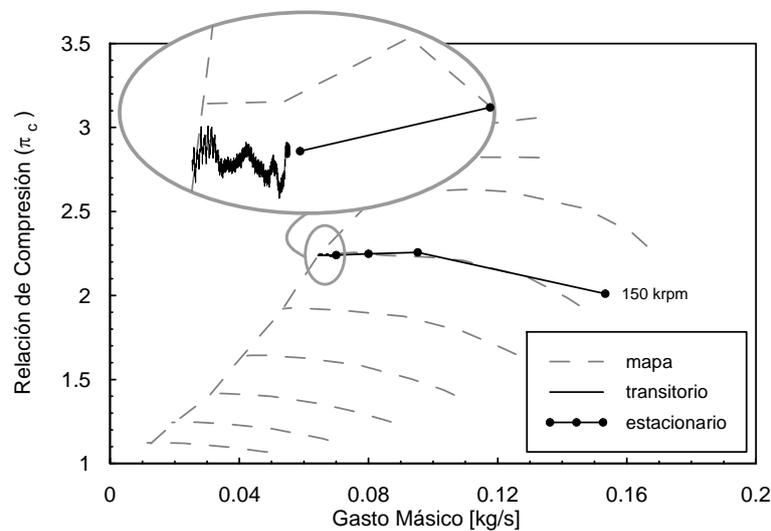


Figura 4.6: Resultados de la simulación CFD/URANS sobre el mapa experimental del compresor

### 4.3.3. Modelado 3D-0D

Como se ha discutido anteriormente, para lograr el bombeo profundo en una instalación de sobrealimentación, es necesario tener un volumen a la salida del compresor que se llenará y vaciará conforme a las características fluido-acústicas del sistema. Tal como se da en el sistema real, así también sucede en el modelo tridimensional; es necesario acoplarle un volumen a la salida del compresor.

Los programas computacionales de simulación numérica permiten definir las condiciones de contorno del modelo, como son la presión, temperatura, gasto másico, etc. Pero además, hay algunos programas como es el caso del utilizado para este trabajo, que permiten programar en algún lenguaje específico una serie de funciones o ecuaciones (UDF<sup>5</sup>) que pueden interactuar con el modelo tridimensional. Así es como surge la idea de crear un modelo cerodimensional de llenado y vaciado, basado en un volumen o depósito mas una válvula reguladora de gasto, que luego se acopla como una condición de contorno a la salida del modelo tridimensional del compresor. Mediante el modelo cerodimensional no es posible tener detalles del patrón de flujo que se desenvuelve dentro del volumen ni a través de la válvula, aunque sí es viable tener para cada paso de tiempo los valores globales del fluido que lo atraviesa. Apelar a este recurso significa disminuir pronunciadamente el costo computacional respecto del que se tendría si se modelan tridimensionalmente las geometrías a la salida del compresor.

Una vez unido el modelo 0D al 3D, se le aplica una rampa de variación de área a la válvula de control de gasto, de manera que a medida que avanza el tiempo de cálculo se reduce la cantidad de fluido que circula por la instalación. Esto hace que el compresor vaya hacia el límite de bombeo. Las propiedades termodinámicas dentro del volumen son representadas por ecuaciones que se alimentan en cada paso de tiempo de los valores de la superficie de condición de contorno de salida del modelo 3D. A su vez, los resultados del modelo 0D realimentan la superficie de condición de contorno de salida del compresor definiendo así los nuevos parámetros

---

<sup>5</sup>User Defined Function.

para el siguiente paso de tiempo.

#### 4.3.3.1. Descripción del Modelo Matemático 0D

Las condiciones termodinámicas dentro del volumen están definidas por la “ecuación de conservación de la masa” y la “ecuación de conservación de la energía”. Como se asume que el fluido de trabajo es un gas perfecto, aire a moderada presión y temperatura, se utiliza también la “ecuación de estado de los gases” y las “relaciones isoentrópicas”.

Si el volumen modelado es lo suficientemente grande (para el caso en particular es de 15 L), se puede asumir que la velocidad del fluido dentro del mismo es aproximadamente nula, y por lo tanto, no es necesario tener en cuenta la ecuación del momento. A la salida, se supone que la válvula reguladora de gasto descarga a la atmósfera. La apertura de válvula está controlada por una ecuación que hace variar su área de paso en función del tiempo. Al inicio de la simulación, el área de paso se mantiene constante para estabilizar los parámetros termodinámicos. Luego se le aplica una reducción de área lineal con una pendiente de  $0,067 \text{ kg/s}^2$  hasta que se produce el bombeo. Cabe señalar que esta tasa implica reducir el gasto másico a cero en menos de 1 s, es decir, muy bruscamente. No obstante, se ha tomado este valor para no prolongar excesivamente el cálculo.

Para iniciar los cálculos, el modelo 0D necesita información proveniente del 3D. Tomando en cuenta que la superficie de salida del compresor está compuesta por una malla en la cual cada elemento tiene información de presión, temperatura y gasto másico, es necesario obtener un único valor de tales parámetros para que puedan ser utilizados por el modelo 0D. Para ello se realiza un promedio de los parámetros tomando las celdas para las cuales el fluido es saliente, mientras no se consideran las de flujo inverso. Entonces, para una variable  $f$  se tiene que:

$$\bar{f}_{\text{entrada}} = \frac{\sum_j^K f_j m_i S_i}{\sum_j^K m_i S_i} \approx \frac{\sum_j^K f_j \rho_i S_i}{\sum_j^K \rho_i S_i} \quad \text{con } \dot{m}_{3D_j} > 0 \quad (4.8)$$

$j$ : es el índice de cada  $K$  celda de la superficie de salida.

$m$ : es la masa.

$S$ : es el área.

$\rho$ : es la densidad.

$\dot{m}_{3D_j}$ : es el gasto másico de la celda correspondiente.

Una vez que se tiene la media de los parámetros que provee el 3D, ya es posible vincular la UDF al compresor. Cuando el sistema entre en bombeo, el proceso será reverso, puesto que habrá fluido procedente del volumen que ingresará al compresor. Por lo tanto, los parámetros del volumen serán los iniciales del compresor en el próximo paso de tiempo.

**Masa de Aire en el Depósito:** para determinar cuál es la masa de aire reinante en el depósito en cada instante, se recurre a la ecuación de conservación de la masa:

$$\boxed{\frac{dm_d}{dt} = \dot{m}_{3D} - \dot{m}_v} \quad (4.9)$$

$m_d$ : es la masa de aire en el depósito.

$\dot{m}_{3D}$ : es el gasto másico proveniente del compresor.

$\dot{m}_v$ : es el gasto másico que sale del depósito a través de la válvula de control.

**Flujo a Través de la Válvula de Control:** si se conocen las condiciones termodinámicas del gas dentro del depósito y las condiciones atmosféricas, es posible calcular el gasto másico que atraviesa la válvula de control. Considerando un proceso isoentrópico y estacionario se tiene que, por la ecuación de conservación de la masa:

$$\dot{m}_v = \rho_v v_v S_{ef} \quad (4.10)$$

$\rho_v$ : es la densidad del gas en la válvula.

$v_v$ : es la velocidad del gas en la válvula.

$S_{ef}$ : es el área efectiva de paso de la válvula tomando en consideración las pérdidas de calor debido a fricción.

Por la ecuación de conservación de la energía para un proceso estacionario, sin trabajo, adiabático y con efecto gravitatorio despreciable:

$$h + \frac{v^2}{2} = cte \quad (4.11)$$

Luego, aplicando esta ecuación 4.11 a ambos lados de la válvula, asumiendo que la velocidad del gas en el depósito es nula y reemplazando la entalpía  $h = C_p T$ , se tiene:

$$C_p T_d + 0 = C_p T_v + \frac{v_v^2}{2} \quad (4.12)$$

Despejando para obtener la velocidad en la válvula:

$$v_v = \sqrt{2 C_p (T_d - T_v)} \quad (4.13)$$

Tomando en consideración las relaciones isentrópicas  $\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^\gamma = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ , se llega a:

$$v_v = \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} R T_d \left[1 - \left(\frac{P_v}{P_d}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \quad (4.14)$$

Reemplazando la ecuación 4.14 en la 4.10 se tiene el gasto másico a través de la válvula de control:

$$\dot{m}_v = S_{ef} \rho_v \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1} R T_d \left[1 - \left(\frac{P_v}{P_d}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} \quad (4.15)$$

Si se utiliza la relación isentrópica y la ecuación de estado, y se agrupan los términos convenientemente se llega a:

$$\dot{m}_v = S_{ef} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \frac{P_d}{\sqrt{R T_d}} \sqrt{\left(\frac{P_v}{P_d}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_v}{P_d}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad (4.16)$$

Si se toma en consideración que la presión a la salida de la válvula es la atmosférica, la expresión final es:

$$\dot{m}_v = S_{ef} \sqrt{\frac{2\gamma}{\gamma-1}} \frac{P_d}{\sqrt{R T_d}} \sqrt{\left(\frac{P_{atm}}{P_d}\right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_{atm}}{P_d}\right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad (4.17)$$

**Balance de Masa y Energía en el Depósito:** una vez que se establece el flujo no estacionario en el depósito, con un cierto gasto proveniente del compresor ( $\dot{m}_{3D}$ ) y otro gasto que sale por la válvula ( $\dot{m}_v$ ), se tiene que por conservación de la masa:

$$dm_d = \sum_i^N dm_i - \sum_e^P dm_e \quad (4.18)$$

siendo  $i$  el índice de los  $N$  elementos entrantes conectados al depósito y  $e$  el de los  $P$  elementos salientes.

Por conservación de energía en un sistema abierto e ignorando las fuerzas gravitacionales, se tiene:

$$d(m_d e_d) = dQ_d - dW_d + \sum_i^N dm_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} \right) - \sum_e^P dm_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} \right) \quad (4.19)$$

Si se asume que la entalpía en el depósito es la total o de estancamiento porque la velocidad del fluido es aproximadamente nula, se puede decir que  $h_d = h_e + \frac{v_e^2}{2}$ . Entonces se puede llegar a la siguiente expresión:

$$d(m_d e_d) = dQ_d - dW_d + \sum_i^N dm_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} \right) - \left( \sum_i^N dm_i - dm_d \right) h_d \quad (4.20)$$

Derivando por regla de la cadena el lado izquierdo de la igualdad y agrupando los términos similares, se tiene:

$$dm_d(e_d - h_d) + de_d m_d = dQ_d - dW_d + \sum_i^N dm_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} - h_d \right) \quad (4.21)$$

Considerando la definición de entalpía  $h_d = e_d + P_d V_d$ , la de energía interna  $de_d = C_v dT_d$  y la del trabajo  $dW_d = P_d dV_d$ , se puede reescribir la ecuación 4.21 de la siguiente manera:

$$-p_d \nu_d dm_d + m_d C_v dT_d = dQ_d - P_d dV_d + \sum_i^N dm_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} - h_d \right) \quad (4.22)$$

Dividiendo a ambos lados de la igualdad por el término  $P_d V_d = m_d P_d \nu_d$ , pues  $\nu_d$  es el volumen específico en el depósito, y reagrupando:

$$-\frac{dm_d}{m_d} + \frac{C_v dT_d}{P_d \nu_d} + \frac{dV_d}{V_d} = \frac{dQ_d}{P_d V_d} + \frac{1}{P_d V_d} \sum_i^N dm_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} - h_d \right) \quad (4.23)$$

Ahora, utilizando la ecuación de estado  $P_d \nu_d = R T_d$ , la definición de entalpía  $h = C_p T$  y la del calor específico a volumen constante  $C_v = \frac{R}{\gamma-1}$ , la expresión 4.23 queda:

$$-\frac{dm_d}{m_d} + \frac{1}{\gamma-1} \frac{dT_d}{T_d} + \frac{dV_d}{V_d} = \frac{dQ_d}{P_d V_d} + \frac{1}{P_d V_d} \sum_i^N dm_i \left[ \frac{v_i^2}{2} + C_p(T_i - T_d) \right] \quad (4.24)$$

Integrando la expresión 4.24:

$$\ln(-m_d)|_1^2 + \frac{1}{\gamma-1} \ln(T_d)|_1^2 + \ln(V_d)|_1^2 = \int_1^2 \frac{dQ_d}{P_d V_d} + \int_1^2 \frac{1}{P_d V_d} \sum_i^N \left[ \frac{v_i^2}{2} + C_p(T_i - T_d) \right] dm_i \quad (4.25)$$

Operando la ecuación 4.25 según las propiedades de los logaritmos, se llega a la expresión:

$$\ln \left[ \frac{V_{d,2}}{V_{d,1}} \frac{m_{d,1}}{m_{d,2}} \left( \frac{T_{d,2}}{T_{d,1}} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \right] = \int_1^2 \frac{dQ_d}{P_d V_d} + \int_1^2 \frac{1}{P_d V_d} \sum_i^N \left[ \frac{v_i^2}{2} + C_p(T_i - T_d) \right] dm_i \quad (4.26)$$

Tomando en consideración que el depósito es adiabático, de volumen constante, sin transferencia de trabajo en sus fronteras, se puede escribir la ecuación 4.26 de la siguiente manera:

$$\boxed{\ln \left[ \frac{m_{d,1}}{m_{d,2}} \left( \frac{T_{d,2}}{T_{d,1}} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \right] = \int_1^2 \frac{1}{P_d V_d} \sum_i^N \left[ \frac{v_i^2}{2} + C_p(T_i - T_d) \right] dm_i} \quad (4.27)$$

Conociendo las condiciones existentes en el gas dentro del depósito ( $P_{d,1}$  y  $T_{d,1}$ ), se puede calcular, mediante la ecuación 4.9 y la 4.27, la temperatura  $T_{d,2}$  del siguiente paso de tiempo. Con la  $T_{d,2}$  y la ecuación de estado de los gases perfectos se puede calcular la  $P_{d,2}$ :

$$\boxed{P_{d,2} = \frac{m_{d,2} R T_{d,2}}{V_d}} \quad (4.28)$$

Con la nueva condición de presión  $P_{d,2}$  se realimenta la condición de contorno de salida del compresor, para tener nuevamente las condiciones que darán lugar al siguiente paso de tiempo.

#### 4.3.3.2. Vinculación del Modelo 0D y el 3D

Una vez que se tienen todas las ecuaciones implicadas en el cálculo, es necesario explicar la mecánica del proceso numérico que vincula el modelo 0D al 3D. Cabe recordar que el cálculo en transitorio parte con unas condiciones de contorno iniciales provenientes de las finales de la simulación en estacionario. Por lo tanto, el primer paso de tiempo del modelo 0D toma estos datos como sus condiciones iniciales.

**Parámetros Iniciales:** la presión estática inicial del depósito es la que provee la superficie de salida del compresor; es precisamente la que se tiene al finalizar el cálculo en estacionario:

$$\boxed{P_{d,1st} = P_{3Dst}} \quad (4.29)$$

La temperatura estática inicial es obtenida según el mismo criterio que la presión estática inicial, con la salvedad de que como la temperatura en la superficie de salida del compresor no es homogénea, debe recurrirse a realizar el promedio según la ecuación 4.8:

$$\boxed{T_{d,1st} = \bar{T}_{3Dst}} \quad (4.30)$$

En cuanto al gasto másico proveniente del compresor ( $\dot{m}_{3D}$ ), se puede

conocer en cada paso de tiempo haciendo la sumatoria del aporte de cada celda de la superficie de salida, tomando en consideración que hay valores entrantes y salientes:

$$\dot{m}_{3D,t} = \sum_j^K \dot{m}_{3D,j} \quad (4.31)$$

Una vez que se tiene la presión, la temperatura y el gasto de aire que ingresa al depósito para el primer paso de tiempo, se selecciona una apertura de la válvula de control que permita un gasto saliente igual al entrante, esto es:

$$\dot{m}_{v,1} = \dot{m}_{3D,1} \quad (4.32)$$

Entonces, de acuerdo con la ecuación 4.17, el área efectiva inicial será:

$$S_{ef,1} = \dot{m}_{v,1} \sqrt{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \frac{\sqrt{RT_{d,1}}}{P_{d,1}} \left[ \left( \frac{P_{atm}}{P_{d,1}} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left( \frac{P_{atm}}{P_{d,1}} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]^{-\frac{1}{2}} \quad (4.33)$$

Una vez que se averigua el área inicial para el primer paso de tiempo, ya no es necesario seguir aplicando la fórmula 4.33. Para los siguientes pasos de tiempo se determina el gasto saliente mediante la ecuación 4.17, haciendo variar el área según una ley lineal, como ya se ha mencionado.

**Puesta en Régimen del Modelo:** hasta aquí se han presentado todos los parámetros iniciales para el lanzamiento de la simulación. Para el siguiente paso de tiempo que será en situación de régimen normal, se debe calcular la nueva masa de aire ( $m_{d,2}$ ) contenida en el depósito:

$$m_{d,2} = m_{d,1} + (\dot{m}_{3D,1} - \dot{m}_{v,1})\Delta t \quad (4.34)$$

Con  $m_{d,1}$  calculada a partir de la ecuación de estado de los gases:

$$m_{d,1} = \frac{P_{d,1} V_d}{R T_{d,1}} \quad (4.35)$$

Es importante remarcar que para el primer paso de tiempo, como el gasto entrante es el mismo que el que sale, la masa de aire en el depósito permanece constante. Esto será así hasta que se comience a actuar sobre la válvula.

Para calcular la nueva temperatura del gas dentro del depósito ( $T_{d,2}$ ) es necesario hacer algunas consideraciones sobre la ecuación 4.27, a saber:

- dado que el modelo es 0D, el elemento de cálculo es único y por lo tanto se puede decir:

$$\sum_i^N \left[ \frac{v_i^2}{2} + C_p(T_i - T_d) \right] dm_i = \left[ \frac{v_i^2}{2} + C_p(T_i - T_d) \right] dm_i$$

- si se asume un paso de tiempo lo suficientemente pequeño:

$$\int_1^2 f(t) dt \approx f_1 \Delta t \text{ y } dm_i = \dot{m}_{3D} \Delta t$$

- la velocidad de entrada del fluido al depósito se puede calcular mediante:

$$v_i = \frac{\dot{m}_i}{\rho_i A_i} = \frac{\dot{m}_i R T_i}{P_i A_i}$$

Tomando en consideración lo anterior, se puede reescribir la ecuación 4.27 de la siguiente manera:

$$\ln \left[ \frac{m_{d,1}}{m_{d,2}} \left( \frac{T_{d,2}}{T_{d,1}} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \right] = \frac{1}{P_{d,1} V_d} \left[ \frac{1}{2} \left( \frac{\dot{m}_{3D} R T_{3D}}{P_{3D} S_{3D}} \right)^2 + C_p (T_{3D} - T_{d,1}) \right] \dot{m}_{3D} \Delta t \quad (4.36)$$

Siendo el  $S_{3D}$  el área de salida de la voluta del compresor. Algo importante a reiterar es que la ecuación 4.36 es solo aplicable cuando el promedio del gasto a la salida del compresor es saliente ( $\dot{m}_{3D} > 0$ ). Si el gasto a la salida es entrante o nulo ( $\dot{m}_{3D} \leq 0$ ), todo el término de la derecha de la ecuación 4.36 desaparece. Así que en resumen, el cálculo de la temperatura  $T_{d,2}$  viene dado por dos expresiones que se usaran alternativamente

dependiendo de cuál es el balance del gasto:

$$T_{d,2} = \begin{cases} T_{d,1} \left\{ \frac{m_{d,2}}{m_{d,1}} \exp \left[ \frac{\dot{m}_{3D} \Delta t}{P_{d,1} V_d} \dots \right. \right. \\ \left. \left. \left( \frac{1}{2} \left( \frac{\dot{m}_{3D} R T_{3D}}{P_{3D} S_{3D}} \right)^2 + C_p (T_{3D} - T_{d,1}) \right) \right] \right\}^{\gamma-1} & \text{si } \dot{m}_{3D} > 0 \\ T_{d,1} \left( \frac{m_{d,2}}{m_{d,1}} \right)^{\gamma-1} & \text{si } \dot{m}_{3D} \leq 0 \end{cases} \quad (4.37)$$

#### 4.3.3.3. Resultados

Seguidamente, se presentan los resultados de la simulación numérica mediante gráficas cartesianas, mapas de contornos y vectores de velocidad que describen la evolución del patrón de flujo dentro del compresor.

**Representación en el Mapa:** en la figura 4.7 se puede ver la superposición del ciclo de bombeo simulado en CFD/URANS, sobre el mapa experimental del compresor. Si se compara este con el de la figura 4.6 se nota inmediatamente la aparición del ciclo teórico del que se habla en el Capítulo 2. En la figura 4.7 se obvia el cálculo en estacionario puesto que es el mismo que el de la figura 4.6. Respecto del resultado del cálculo en transitorio luego del acoplamiento del modelo 0D, se puede ver cierta oscilación en la fase inicial además de una diferencia algo menor al 1% por debajo del iso-régimen experimental.

Una vez que se comienza el cierre de la válvula de control, se puede ver que la curva sigue una trayectoria de descenso aproximadamente lineal. Se podría decir que este proceso es relativamente lento comparado al momento en el cual se invierte el sentido del flujo (a partir del valor de gasto negativo). Al alcanzar el extremo izquierdo, se aprecia que la curva vuelve a caer en relación de compresión mientras disminuye el gasto másico que circula en sentido reverso. Cuando se consigue llegar al valor de gasto nulo, el compresor recupera su capacidad operativa bruscamente, transportándose rápidamente hacia la zona de máximo gasto másico para la velocidad de 150 krpm. Aquí se nota una evidente diferencia entre el iso-régimen calculado por simulación y el medido experimentalmente (el

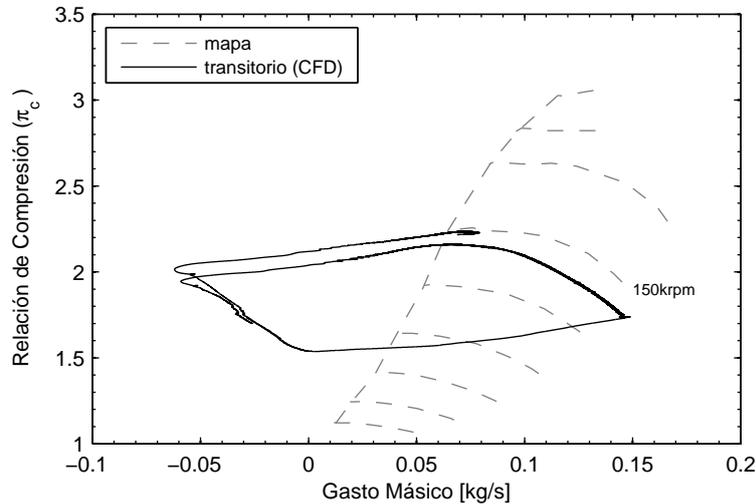


Figura 4.7: Resultados de la simulación CFD/URANS 3D-0D sobre el mapa experimental del compresor

error promedio en todo el iso-régimen es de aproximadamente un 5%). No es posible presentar aquí una explicación acabada del porqué de tal discrepancia. Solo se han formulado ciertas hipótesis que no han podido comprobarse como la verdadera causa.

**Gasto Másico:** la figura 4.8 exhibe la trayectoria del promedio del gasto másico a la salida del compresor en función del tiempo. También está representado el gasto a través de la válvula y su rampa de cierre, con el eje de ordenadas a la derecha. El gasto másico de entrada y en la interface rotor-difusor, no se dibujan puesto que se superponen exactamente con el gasto másico de salida. Solo cuando se da el bombeo se aprecia algún cambio en la fase de las señales, pues existe un cierto retardo en la transmisión de la señal de presión dentro del compresor.

La solución necesita algún tiempo para estabilizarse de acuerdo al gasto impuesto por la válvula de control. Esto es debido al cambio brusco de condición de contorno, que pasa de “gasto másico a la entrada” a “presión a la entrada”, y a la salida la implementación de la UDF. El patrón de flujo dentro del compresor se muestra sensible a pequeñas

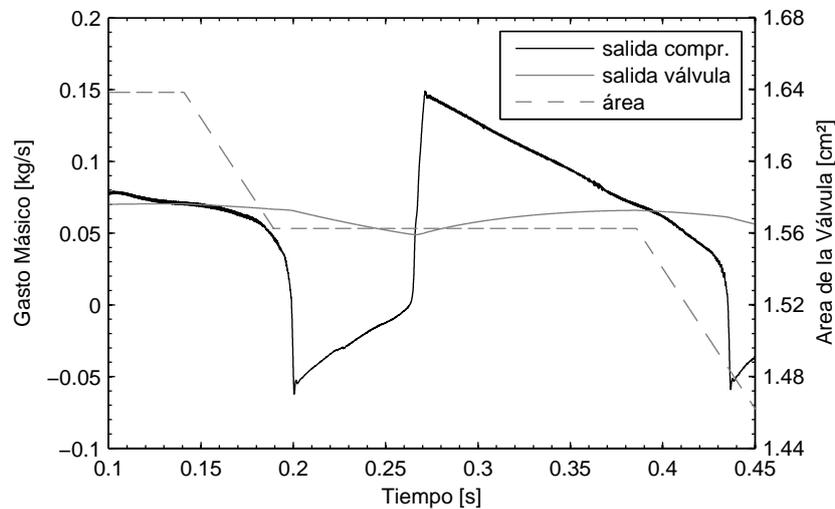


Figura 4.8: Evolución del gasto másico a la salida del compresor simulado mediante CFD/URANS

variaciones, pero es oportuno recordar que se está operando en zonas muy próximas a bombeo y por lo tanto no se puede descartar que haya alguna inestabilidad. Sin embargo, debido a que la solución necesita algún tiempo para estabilizarse a las nuevas condiciones, no es acertado concluir que las inestabilidades sean de carácter físico, sino más bien son de carácter numérico. Una vez que se alcanzan nuevamente el gasto inicial (0,07 kg/s), se vuelve a aplicar la rampa de cierre de la válvula de control. Se observa cómo el gasto másico del compresor sigue lo impuesto por la válvula durante algunas centésimas de segundo, luego diverge pronunciadamente debido a la entrada en bombeo.

En la figura 4.9 se presenta una vista global del compresor con el detalle vectorial del patrón de flujo que se desarrolla en su interior. La gráfica muestra la evolución del fluido en régimen normal. Notar que debido a la disposición de los ejes cartesianos, los valores negativos de la gama indican sentido normal de circulación, en tanto que los valores positivos indican flujo reverso. Para tener una vista más detallada se exhibe la figura 4.10 con el desarrollo del campo de velocidades alrededor del rotor; se toma un marco de referencia relativo respecto del rotor y

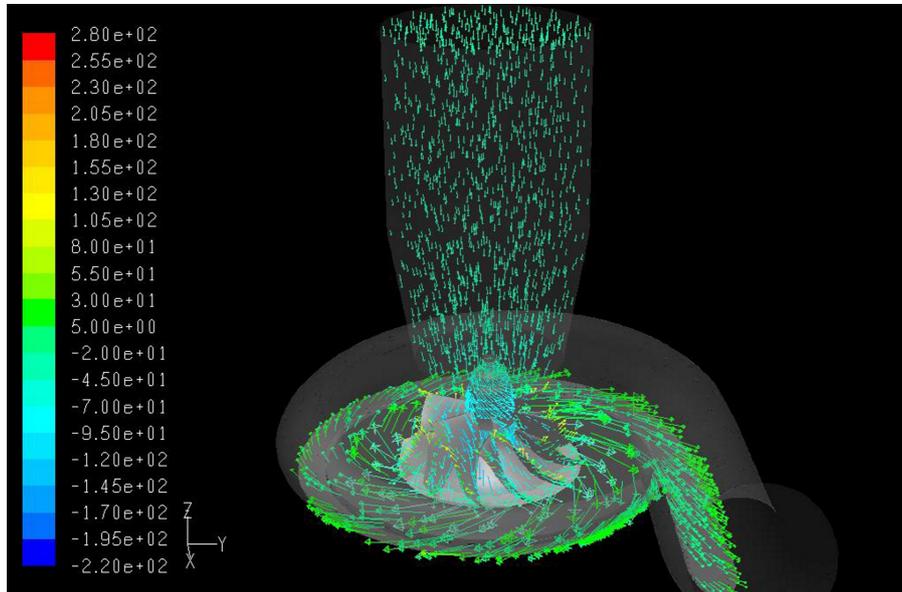


Figura 4.9: Vectores de velocidad en operación estable

uno absoluto. Se puede ver un cierto reflujo en la punta de pala del rotor, particularmente en el inductor que es donde comienzan las inestabilidades conocidas como *stall*. No obstante, el fenómeno es solo local pues no hay flujo retrocediendo en la entrada del compresor.

En cierto momento, de acuerdo con la figura 4.8, el gasto másico cae abruptamente a valores negativos. Es un fenómeno muy rápido en comparación con otras fases del ciclo; en pocos milisegundos se pasa de gastos positivos a grandes gastos negativos. Este es el proceso de flujo reverso, y como se observa en la figura 4.11, en la zona periférica del conducto de entrada, los vectores de velocidad están casi totalmente en dirección opuesta a la normal de circulación.

En la figura 4.12 se puede observar más detalladamente cómo el flujo cercano a las paredes del conducto es reverso, mientras que en la zona central del mismo se desarrolla en sentido normal. La magnitud de la velocidad decrece a medida que se aleja del rotor debido a que la geometría del conducto favorece la difusión en ese sentido de flujo. En la

voluta, las estructuras vorticosas vistas anteriormente son mucho menos significativas debido a que la mayor parte del fluido se está bombeando en sentido inverso.

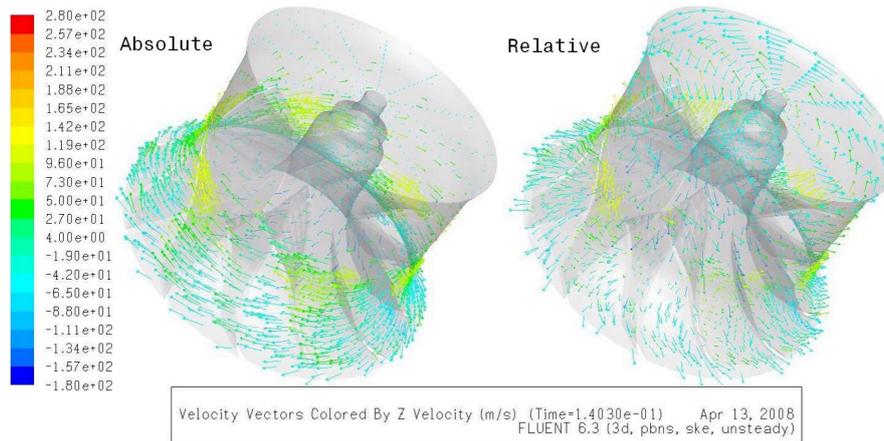


Figura 4.10: Vectores de velocidad alrededor del rotor en operación estable

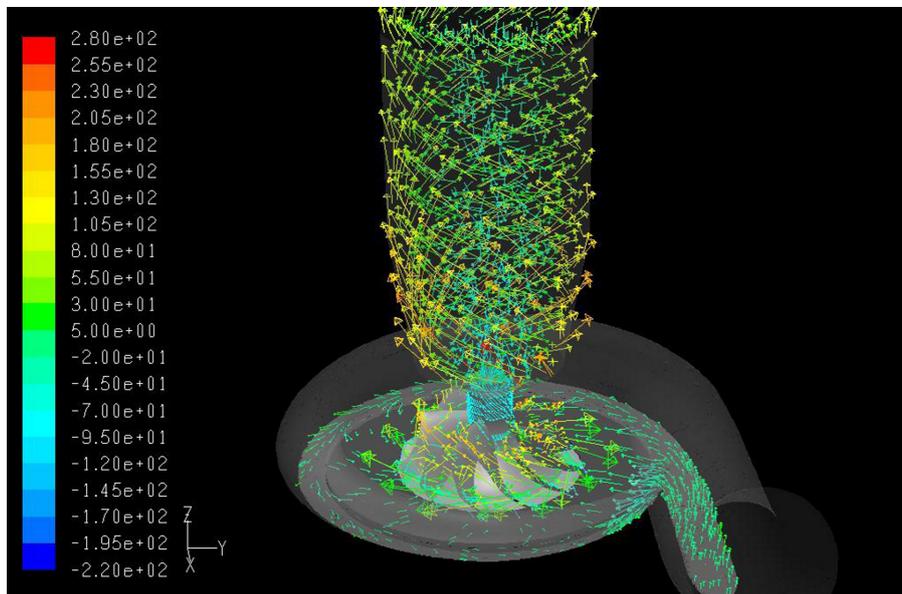


Figura 4.11: Vectores de velocidad durante el flujo reverso

En la figura 4.13 se ve nuevamente una gran sección de flujo reverso en el borde de ataque del inductor. Además, los vectores de velocidad exhiben un patrón de flujo más distorsionado dentro de los canales de impulsión. En ciertos puntos, la sección bloqueada alcanza la totalidad del canal, obligando al fluido a retroceder sin más alternativa. También se observa algún reflujos desde el difusor ingresando al impulsor. Como es obvio, en esta condición de operación el compresor no es capaz de generar presión sobre el circuito de carga y por ende la operación es muy inestable.

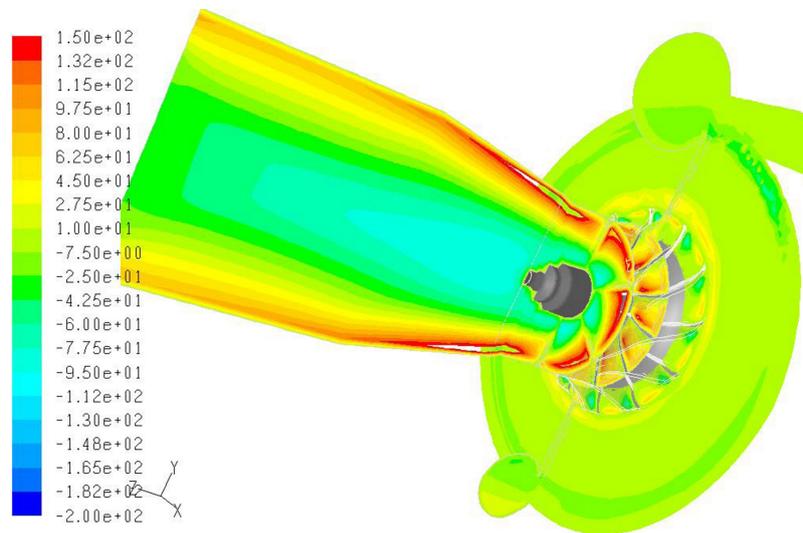


Figura 4.12: Contorno de velocidad sobre el flujo reverso

Si siguiendo la evolución de la masa de aire esbozada en la figura 4.8, cuando la trayectoria pasa nuevamente a la zona positiva significa que el flujo retoma el sentido directo, pero con una alta velocidad respecto del régimen normal. El gasto de aire se incrementa drásticamente hasta un valor de 0,15 kg/s aproximadamente, punto para el cual se alcanza nuevamente la relación de compresión indicada en el mapa de compresor. Posteriormente, se tiende a la situación inicial del comienzo del cálculo. Sin embargo, el periodo de estabilidad es muy breve, puesto que como no ha cambiado la condición de carga sobre el compresor, se incurre en un nuevo ciclo de flujo reverso. El periodo del ciclo es de aproximadamente

0,24 s, es decir de una frecuencia de 4,2 Hz, lo que significa que se ha alcanzado el bombeo profundo.

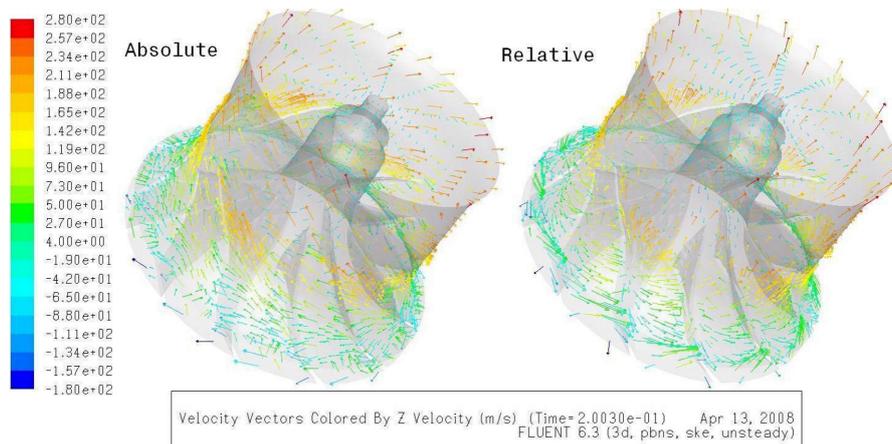


Figura 4.13: Vectores de velocidad alrededor del rotor durante el flujo reverso

Respecto de la válvula de control, permanece constante durante todo el ciclo de inicialización. Luego decrece su área linealmente y con ella también decrece el gasto a su través. Cuando se da el bombeo, el gasto queda completamente determinado por la evolución de la presión dentro del depósito. Se observa entonces una caída en su trayectoria debido a la pérdida de presión que sufre el depósito al entregar parte de su masa de aire al compresor. Una vez que se recupera el sentido positivo del flujo y se alcanza el gasto inicial, se vuelve a aplicar la rampa de cierre sobre al área de la válvula y un nuevo ciclo de bombeo comienza.

**Presión:** en la figura 4.14 se presenta la superposición de las funciones de presión y temperatura de entrada y de salida del compresor. Además, en la gráfica a) se vuelve a exponer la evolución del gasto másico y el cierre de válvula a título de servir como guía en las fases del desarrollo del fenómeno. La presión estática de salida tiene un valor aproximadamente constante al comienzo, como se ve en la gráfica b), que se mantiene mientras el área de la válvula no varía. En cambio, en la presión estática de entrada se puede ver cierta variación debido a que se debe adaptar a las condiciones de contorno; la presión total de entrada se debe conservar mientras el gasto másico fluctúa. Posteriormente, la presión estática de

entrada crece debido a que la válvula comienza a cerrarse, y por lo tanto la componente dinámica decrece. Para conservar constante la presión total impuesta, la componente estática debe seguir incrementándose hasta que el gasto cambia de sentido, o sea, se pasa de gastos positivos a negativos. Es entonces cuando se cambia la condición de contorno de las celdas que sufren reflujo, de presión total a presión estática.

Una vez que se retorna al sentido de flujo directo, el compresor es capaz de generar incremento de presión nuevamente, siguiendo la trayectoria del iso-régimen del mapa desde el gasto másico máximo hasta el bombeo; entonces se iniciará un nuevo ciclo. Cuando sucede el cambio de flujo reverso a flujo directo, la presión estática de entrada sufre una importante caída, producto de la expansión que ocurre en la entrada del compresor; gran parte del volumen de fluido contenido en el sistema se eyecta por la entrada. Posteriormente, como la presión de entrada recupera las condiciones atmosféricas, el gasto másico decrece.

En la misma figura 4.14, pero en la gráfica c), se puede observar el comportamiento de la presión total tanto de entrada como de salida. La presión total de salida exhibe un comportamiento similar a la estática de salida, dado que es mayoritariamente dominada por esta.

En cuanto a la presión total de entrada, como es una condición de contorno, permanece constante durante todo el proceso, salvo cuando hay flujo reverso. Cuando esto sucede, la evolución del parámetro es directamente vinculada al gasto másico, dado que la condición de contorno de entrada de las celdas toma los valores de presión de los elementos que fluyen a través de la superficie. Cuando se recupera el flujo directo, la presión total de entrada decrece con una tendencia lineal hasta que no haya más celdas con flujo reverso. Es entonces cuando la condición de contorno toma nuevamente un valor constante.

**Tempratura:** en la figura 4.14 d) se exponen los resultados de las evoluciones de temperatura de salida y también la del depósito. Contrario a lo que sucede con la presión, la temperatura de salida no es igual a la del depósito. La temperatura total de entrada se comporta de la misma forma que la presión total de entrada, pues es también una condición de contorno. También está vinculada al gasto másico cuando se da el flujo

reverso, de forma análoga a la presión.

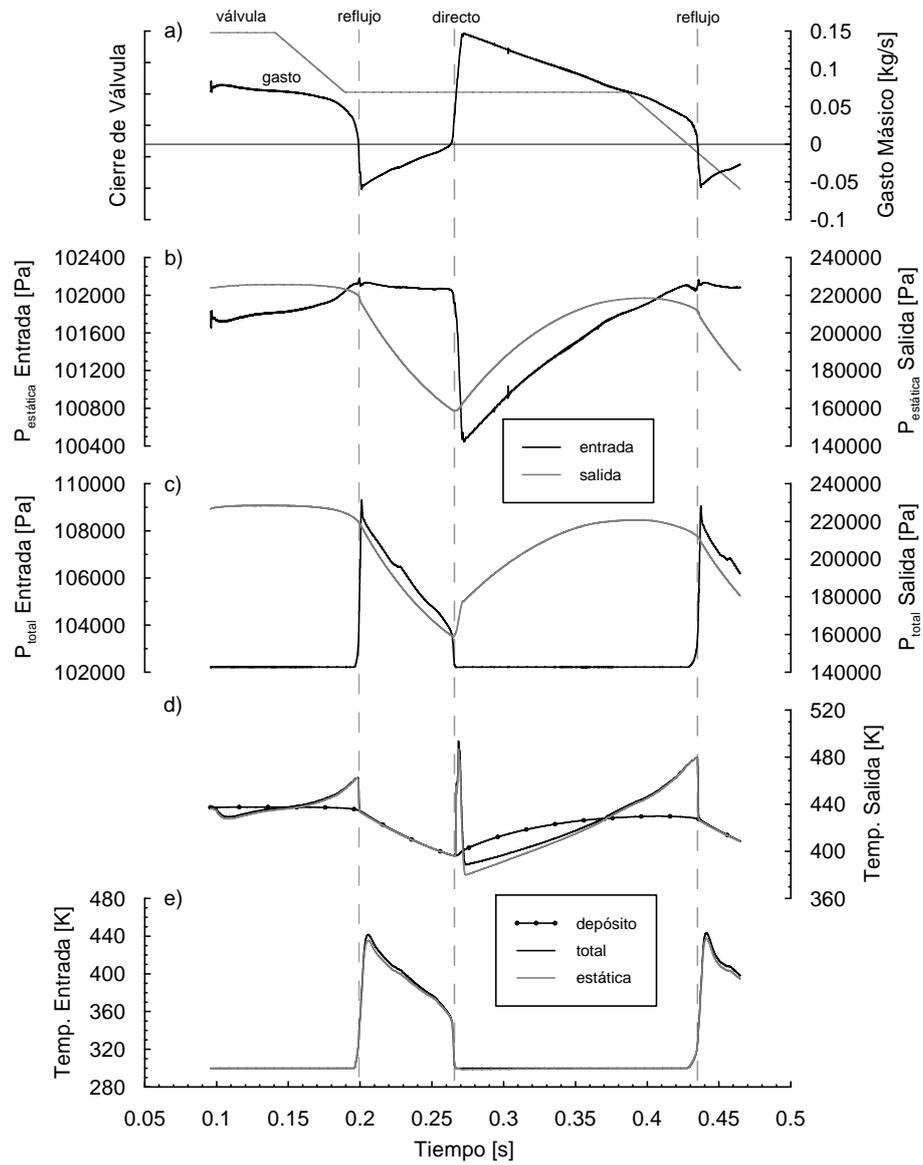


Figura 4.14: Resultados de presión y temperatura de entrada y salida del compresor calculados mediante CFD/URANS

Las temperaturas de salida, tanto la estática como la total, exhiben una considerable variación durante todo el ciclo. Durante la inicialización muestran un comportamiento justamente reverso al del gasto másico, debido a que el fluido se comprime y aumenta cada vez más su temperatura. Se considera que la condición es estacionaria cuando la temperatura total de salida alcanza nuevamente la del depósito. A partir de ese momento, la válvula comienza a cerrarse y por lo tanto decrece el gasto másico así como las temperaturas de salida.

Cuando sucede el ciclo de bombeo, la condición de contorno de salida del compresor toma como suyo el valor de la temperatura del depósito, y por lo tanto se observa un fuerte pulso. El fluido contenido en el depósito se descarga en sentido inverso a través del compresor. También se corresponde exactamente con el momento en el cual la presión estática de entrada cae súbitamente.

Una vez que se descarga el depósito, el compresor se posiciona en la zona derecha del mapa, con lo cual se presenta un alto gasto en circulación a relativamente bajas relaciones de compresión. Por lo tanto, el flujo inmediato es más frío, lo que explica la caída de temperatura respecto de la que se tenía antes del reflujó. Luego, la temperatura se recupera lentamente mientras que el gasto másico decrece siguiendo la curva de iso-régimen del mapa.

Respecto a la temperatura dentro del volumen, permanece aproximadamente constante a pesar de que el gasto másico fluctúa. Como se mencionó anteriormente, el volumen del depósito es de 15 L, es decir, lo suficientemente grande como para que su temperatura no se vea afectada por las variaciones de gasto. Luego, el gasto másico del compresor se ve obligado a seguir el que impone la válvula, por lo que no hay cambios significativos dentro del depósito. La temperatura permanece constante hasta que se da el flujo reverso y el volumen se vacía. Cabe mencionar que debido a la gran masa de aire contenida, el pico de temperatura que se da a la salida del compresor no afecta a la temperatura dentro del depósito. En la figura 4.14, e) se exponen las evoluciones de temperatura en la sección de entrada al compresor, antes y durante el flujo reverso. Se puede observar cómo el flujo reverso afecta a los parámetros.

#### 4.3.3.4. Validación

Los obligados trabajos de validación de los resultados obtenidos mediante el análisis CFD/URANS, se llevan adelante por medio de la experimentación y por simulación unidimensional. Respecto de esta última, se utiliza el código WAM presentado en los apartados anteriores de este capítulo. El sistema modelado es el que se presenta en la figura 4.1, con los parámetros adaptados a los valores del modelo estudiado en 3D. Las condiciones de contorno son de presión atmosférica constante a la salida y régimen de giro del compresor de 150 krpm.

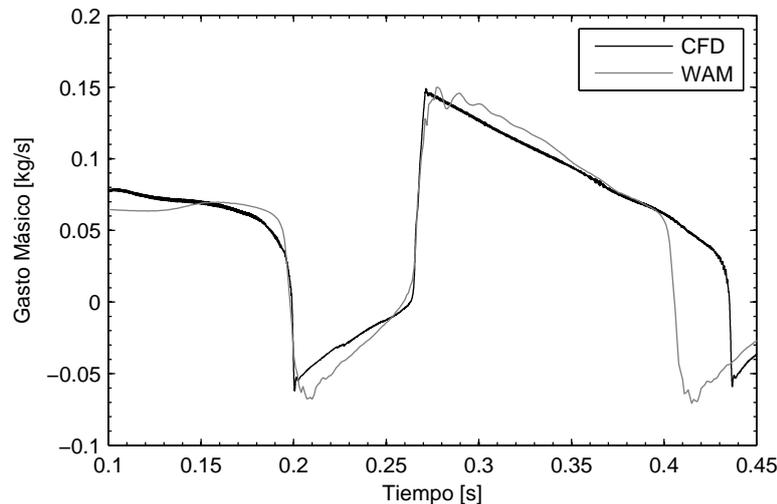


Figura 4.15: Comparación de los resultados de gasto másico obtenidos mediante CFD/URANS y WAM

En la figura 4.15 se expone nuevamente la evolución del gasto másico, producto de la simulación tridimensional, junto al resultado del análisis unidimensional realizado mediante WAM. Se puede ver una buena concordancia en toda la evolución, salvo por la parte final donde se aprecia una cierta diferencia en el periodo que resulta de WAM, lo cual implica un ciclo de bombeo de una frecuencia ligeramente mayor.

Finalmente, en la figura 4.16 también se expone la comparación en-

tre la presión estática de salida del compresor obtenida mediante CFD/URANS. Además, en color gris se presenta el resultado del ensayo experimental del compresor en un BTFC. La superposición de las tres trayectorias es aceptablemente buena. La amplitud de la trayectoria obtenida mediante CFD/URANS es muy similar a las otras dos durante la fase estacionaria del cálculo. Luego, durante el ciclo de bombeo se aprecia una caída más rápida que WAM y la experimental, mientras que hacia el final muestra una frecuencia de evolución un tanto menor.

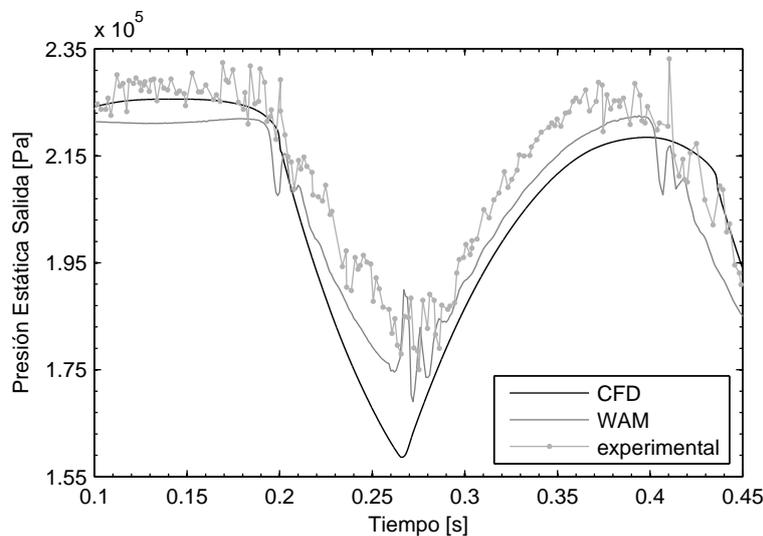


Figura 4.16: Comparación de los resultados de presión estática de salida obtenidos mediante CFD/URANS, WAM y ensayos experimentales

## 4.4. Conclusiones

En este capítulo se han presentado los trabajos de simulación numérica realizados para el estudio del fenómeno de bombeo en compresores centrífugos de sobrealimentación. En primer lugar, se expone un resumen de los detalles conceptuales más importantes implicados en el código unidimensional WAM, utilizado principalmente como una herramienta

de validación para el modelo tridimensional. WAM tiene una larga trayectoria de desarrollo y funcionamiento, que lo hacen fiable a la hora de simular los fenómenos que se producen en el sistema de renovación de la carga de los MCIA. Los resultados presentados hasta aquí del modelo 3D-0D de un compresor de sobrealimentación propuesto, han demostrado estar muy próximos de los resultados obtenidos del estudio del fenómeno real. Se puede observar cómo la simulación del bombeo es sensible al grado de apertura de la válvula de control de gasto, y a la presencia de un volumen a la salida del compresor. La estrategia de unir el cálculo 3D a una condición de contorno modelada cerodimensionalmente, ha resultado ser un acierto tanto desde el punto de vista funcional, como desde el ahorro en recursos informáticos que representa respecto del cálculo de un modelo completo del sistema de admisión de un motor.

Respecto a algunos detalles técnicos de la puesta a punto de la simulación, hay que decir que han sido necesarias una importante cantidad de pruebas hasta lograr un trabajo robusto del calculador. El estudio ha convergido, con la experiencia ganada, a una elección de parámetros adecuados que minimizaron los problemas de estabilidad del cálculo. No obstante, como ya se ha mencionado, en ciertas fases de la simulación se puede ver sobre los resultados alguna influencia del proceso numérico. Este es el caso de la activación del URF<sup>6</sup> para mejorar la robustez del cálculo en algunas zonas de comportamiento inestable. Sin la activación del URF, se podía ver un inicio más suave y más rápido de los parámetros termodinámicos calculados. Pero una vez que estos comenzaban a variar drásticamente en el tiempo, surgían serios problemas de convergencia en la solución. Además, el camino seguido hacia el ciclo de bombeo demostró ser similar con o sin URF, por lo que el uso de esta función no afecta los resultados físicos de la simulación.

A pesar de que los resultados han sido aceptables, como se mencionó anteriormente, es oportuno sugerir ciertas mejoras a tener en cuenta para trabajos futuros. Los tiempos de estabilización tomados en el presente trabajo no han sido suficientes como para lograr eliminar las inestabilidades numéricas que se generan en cada inicio de una nueva

---

<sup>6</sup>Under Relaxation Factors: conjunto de parámetros del calculador destinados a mejorar la estabilidad numérica de la solución.

condición de contorno. Así que una solución inmediata consiste en simplemente darle más tiempo al cálculo antes de comenzar el cierre de la válvula. Otra alternativa podría ser adaptar las condiciones de contorno antes de conectar la UDF, es decir, continuar calculando el caso estacionario cambiando la condición de contorno de gasto másico a presión total de entrada, para luego conectar la UDF y pasar al cálculo transitorio.

Tomando en consideración que el objetivo de este trabajo de tesis es el estudio de métodos para mejorar el margen de bombeo en compresores de sobrealimentación, un aporte interesante por parte de la simulación numérica sería dar el punto preciso de inicio de bombeo. De esta manera se podrían diseñar diversas geometrías virtuales para ser simuladas junto al compresor, y prever el punto de inicio de bombeo sin tener que recurrir a la experimentación. A pesar de que los resultados han sido aceptablemente precisos, la acción sobre la válvula de control es excesiva respecto del fenómeno real. Aplicar una rampa más suave de cierre de válvula daría más tiempo al proceso de estabilización y se acercaría más al fenómeno real, aunque también es cierto que aumentaría considerablemente el tiempo de cálculo. Y finalmente, también se podría mencionar la posibilidad de extender el modelo 0D programado como UDF, a un modelo 1D que sería capaz de brindar información lineal del comportamiento del fluido a la salida del compresor.

## Bibliografía del Capítulo 4

- [5] F. J. Arnau. “*Aportaciones al Cálculo Numérico para el Modelado del Flujo Unidimensional en Conductos de MCIA*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2003. (Vid. págs. 8, 120).
- [16] H. Che, S. Guo, X. Zhu, Z. Du y S. Zhao. “*Numerical Simulations of Onset of Volute Stall Inside a Centrifugal Compressor*”. ASME, Turbo Expo 2008. Power for Land, Sea, y Air. June 9-13, Berlin, Germany. GT2008-50036, 2008. (Vid. pág. 125).
- [17] J. M. Corberán. “*Contribución al Modelado del Proceso de Renovación de la Carga en Motores de Combustión Interna Alternativos*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 1984. (Vid. pág. 119).

- [18] M. M. Cui. “*Unsteady Flow Around Suction Elbow and Inlet Guide Vanes in a Centrifugal Compressor*”. Proc. IMechE, Vol. 220, pp. 11-18, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2006. (Vid. págs. 63, 125, 159).
- [20] H. P. Dickmann, T. S. Wimmel, J. Szwedowicz, D. Filsinger y C. H. Roduner. “*Unsteady Flow in a Turbocharger Centrifugal Compressor: Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Simulation and Numerical and Experimental Analysis of Impeller Blade Vibration*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 128, pp. 455-465, 2006. (Vid. págs. 53, 104, 125).
- [29] D. A. Fink, N. A. Cumpsty y E. M. Greitzer. “*Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 114, pp. 321-330, 1992. (Vid. págs. 40, 41, 50, 51, 64, 118, 190).
- [32] J. Galindo. “*Diseño de Uniones de Colectores de Escape de Motores Alternativos*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 1998. (Vid. pág. 119).
- [44] E. M. Greitzer. “*Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model*”. ASME, Journal of Engineering for Power. Vol. 98, pp. 190-198, 1976. (Vid. págs. 41, 49, 118, 190).
- [46] Q. Guo, H. Chen, X-C. Zhu, Z-H. Du e Y. Zhao. “*Numerical Simulations of Stall Inside a Centrifugal Compressor*”. Proc. IMechE, Vol. 221, pp. 683-693, Part A: Journal of Power y Energy, 2007. (Vid. págs. 55, 125).
- [48] D. Hagelstein, K. Hillewaert, R. A. Van den Braembussche, A. Engeda, R. Keiper y M. Rautenberg. “*Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 122, pp. 22-31, 2000. (Vid. págs. 53, 125).
- [49] K. E. Hansen, P. Jorgensen y P. S. Larsen. “*Experimental and Theoretical Study of Surge in Small Centrifugal Compressor*”. ASME, Journal of Fluids Engineering. Vol. 103, pp. 391-395, 1981. (Vid. págs. 50, 118).

- [51] L. Hu, C. Yang, H. Sun, E. Krivitzky, L. Larosiliere, J. Zhang y M-C. Lai. “*Experimental and Computational Analysis of Impact of Casing Treatment on Turbocharger Compressor*”. SAE paper 2010-01-1224. April, 2010. (Vid. págs. 54, 125).
- [59] E. Jacquemoud. “*3D-CFD Simulation of Surge in a Centrifugal Compressor Coupled With the 0D-model of a Virtual Plenum Volume Control*”. Turbomachinery Laboratory. Swiss Federal Institute of Technology, Zurich, 2008. (Vid. pág. 127).
- [78] X. Margot, A. Gil, A. Tiseira y R. Lang. “*Combination of CFD and Experimental Techniques to Investigate the Flow in Centrifugal Compressors Near the Surge Line*”. SAE paper 2008-01-0300. April, 2008. (Vid. págs. 125, 233).
- [82] F. K. Moore y E. M. Greitzer. “*A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression System. Part I: Development of Equations*”. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 108, pp. 68-76, 1986. (Vid. págs. 51, 118).
- [90] F. Payri, J. M. Corberán y F. Boada. “*Modification to the Method of Characteristics for the Gas Exchange Process in the Internal Combustion Engines*”. Proc. IMechE, Vol. 200, pp. 259-266, Part D-J: Journal of Automotive Engineering, 1986. (Vid. pág. 119).
- [91] F. Payri, J. Galindo, J. R. Serrano y F. J. Arnau. “*Analysis of Numerical Methods to Solve One-Dimensional Fluid-Dynamic Governing Equations Under Impulsive Flow in Tapered Ducts*”. International Journal of Mechanical Sciences, vol. 46 (7), pp. 981-1004, 2004. (Vid. pág. 120).
- [95] M. Qi, C. Ma y C. Yang. “*Numerical Optimization on a Centrifugal Turbocharger Compressor*”. SAE paper 2008-01-1697. June 23-25, 2008. (Vid. págs. 54, 125).
- [114] A. O. Tiseira. “*Caracterización experimental y Modelado de Bombeo en Compresores Centrífugos de Sobrealimentación*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2008. (Vid. págs. 7, 8, 16, 41, 52, 87, 119, 121, 159, 238, 239).

- [126] M. Zangeneh, M. Schleer, F. Ploger, S. S. Hong, C. Roduner, B. Ribi y R. S. Abhari. “*Investigation of an Inversely Designed Centrifugal Compressor Stage - Part I: Design and Numerical Verification*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 126, pp. 73-81, 2004. (Vid. pág. 125).



# Capítulo 5

## Efecto de la Línea de Admisión Sobre el Margen de Bombeo

### Índice

---

5.1	Introducción . . . . .	158
5.2	Efecto de la Aerodinámica a la Entrada . . . . .	159
5.3	Efecto de la Línea de Admisión . . . . .	194
5.4	Bombeo en Transitorio . . . . .	204
5.5	Conclusiones . . . . .	224
	Bibliografía del Capítulo 5 . . . . .	228

---

## 5.1. Introducción

LOS ESTUDIOS presentados en los capítulos anteriores han sido la base para los resultados que se exponen consecutivamente. Como se ha venido explicando, la instalación donde se emplaza el turbo-grupo tiene una importante influencia en su desempeño. Hasta hace relativamente poco tiempo, los diseños geométricos de los conductos tanto de entrada como de salida del compresor, se regían por la arquitectura del habitáculo de motor. Sin embargo, debido a que hay geometrías menos favorables que otras desde el punto de vista aerodinámico, se fueron detectando diferencias en el desempeño de los turbo-compresores que motivaron a realizar un estudio concienzudo de los fenómenos involucrados.

Por otro lado, los cada vez más exigentes requerimientos sobre los niveles de polución de los motores y el alto par a bajo régimen demandado, han devenido en la necesidad de aumentar la sobrealimentación. Razón por la cual, el compresor centrífugo se encuentra trabajando más menudo sobre su límite de bombeo. Es por esto que se hace muy importante cualquier aporte en la ampliación del margen operacional del compresor, sobre todo a mínimos gastos y alta relación de compresión para un determinado régimen.

Se han diseñado o adaptado numerosos mecanismos en pos de mejorar el desempeño del compresor que opera a gastos máxicos reducidos. Son de especial interés en este trabajo de tesis los mecanismos pasivos de retraso del bombeo, es decir, aquellos que no requieran de sistemas de control alguno para su funcionamiento. No necesariamente hay que pensar que estos mecanismos pasivos sean cuerpos aerodinámicos de complejo diseño, pues a menudo, solo la correcta elección de las formas de los conductos de la instalación es ya suficiente a los objetivos. Debido a esto, el estudio se centra particularmente en el efecto aerodinámico de las geometrías de la instalación, a saber, todos los componentes, desde el filtro de aire de admisión, pasando por los conductos de acoplamiento de entrada y salida del compresor, hasta el enfriador de aire (intercooler) y el conducto que lo vincula al colector de admisión del motor. A continuación se realiza una síntesis de los resultados de los trabajos efectuados.

## 5.2. Efecto de la Aerodinámica a la Entrada del Compresor

Como se menciona en el Capítulo 2 y 3, la forma geométrica inmediatamente anterior a la entrada del compresor tiene un importante efecto sobre su desempeño [24][111]. Se han estudiado diferentes geometrías, dentro de las cuales las más destacadas son: el codo, el volumen, el cono y los resonadores.

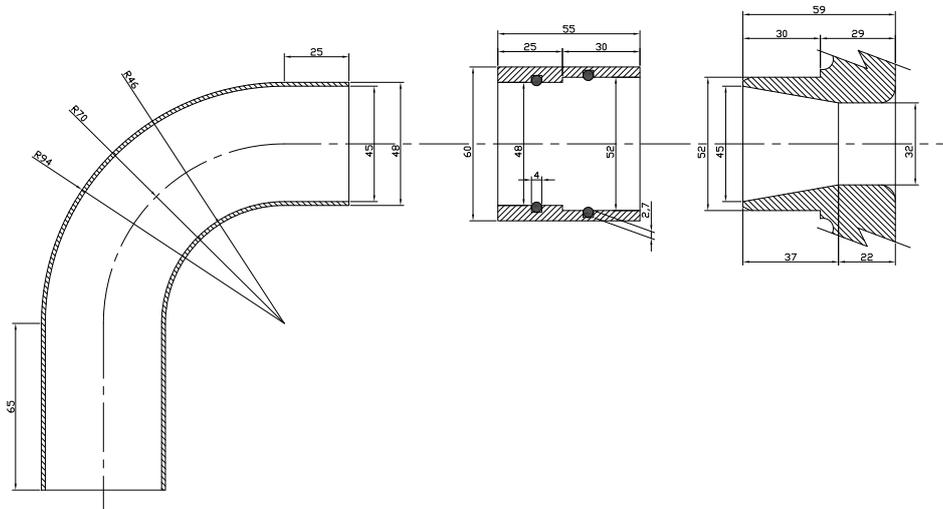
### 5.2.1. Codo

La presencia de un conducto curvo o codo justo a la entrada del compresor, genera un patrón de flujo distorsionado que afecta al desempeño aerodinámico del rotor [4, 13, 18, 66]. Además, el accesorio genera una pérdida de carga superior a la que se experimenta con un conducto de entrada recto de similares proporciones, debido a la propia naturaleza física del cambio de sentido de una masa, en este caso fluida. Por todo ello, se podría esperar a priori un comportamiento global menos eficiente que la entrada recta.

#### 5.2.1.1. Estudio Experimental

Los estudios de evaluación del comportamiento del codo en este trabajo de tesis han sido realizados en un turbo-compresor Garret GTA1244VZ, que equipa al motor PSA DV6-TED4 (1600 cm<sup>3</sup>; 80 kW @ 4000 rpm; 250 Nm @ 1600 rpm). En la figura 5.1 se puede ver el esquema en planta del conducto curvo con un ángulo de cambio de sentido de 90°. Está acoplado mediante un conector de aluminio inmediatamente a la entrada de sección interna cónica de la carcasa del compresor; la estanqueidad del sistema está lograda mediante juntas tóricas implementadas en el conector. Basado en estudios realizados con anterioridad, se decide que un radio de curvatura para el codo de 70 mm da un buen compromiso entre pérdida de carga y tamaño [114, pag. 174]. Como se puede observar en la

figura 5.1 (a), por razones constructivas y de acoplamiento es necesario alejar el inicio de la curvatura del codo mediante unos 25 mm de tubo recto; a partir de entonces, el fluido se encuentra con la sección cónica de entrada al compresor, propia del diseño de la carcasa.



(a) Despiece del acoplamiento codo-compresor



(b) Fotografía del acoplamiento

Figura 5.1: Detalle del sistema de acoplamiento del codo a la carcasa del compresor

El mapa del compresor ha sido generado en el BTFC<sup>1</sup> descrito en el Capítulo 3, en la sección 3.2.1 [15]. La configuración de entrada para el ensayo en dicho banco es siempre la de una entrada recta estandarizada. En la siguiente figura, la 5.2, se puede ver en color gris y con trazo interrumpido el mapa del compresor GTA1244VZ. Superpuestas aparecen, en color negro y sin marcadores, la línea de bombeo con entrada recta medida en el BM<sup>2</sup>, y en color negro y con marcadores, la medida con el codo a la entrada.

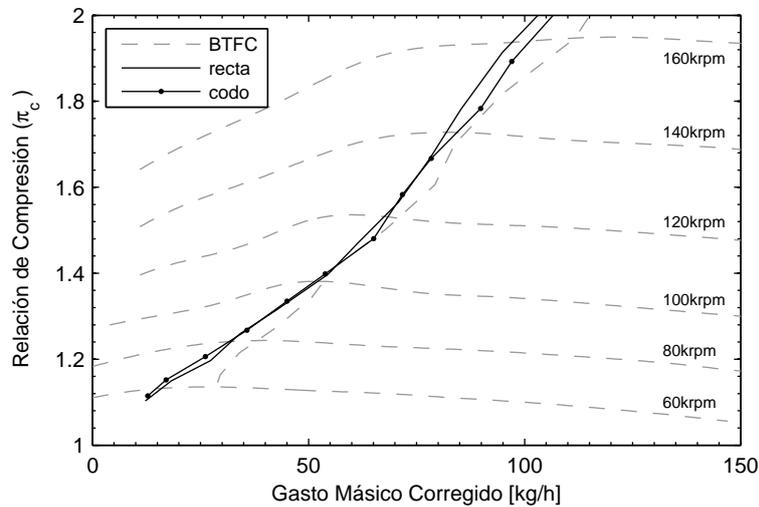


Figura 5.2: Superposición sobre el mapa del compresor de las líneas de bombeo medidas con la entrada recta y con el codo de 90° en el BM

Lo primero a resaltar de la figura 5.2 es la diferencia que existe entre la línea de bombeo medida en el BTFC y la medida en BM para la configuración de entrada de tubo recto. Se puede decir que la tendencia general es aproximadamente paralela, pero exhibiendo la línea BTFC un menor margen que la de BM. Es decir que, si el fabricante automotriz toma en consideración la curva que se le provee de los ensayos en BTFC, su diseño será conservador pero conllevará alguna pérdida en el margen operacional del compresor.

<sup>1</sup>Banco de Turbos de Flujo Continuo.

<sup>2</sup>Banco Motor.

Al comparar las líneas de bombeo generadas en el BM con la configuración de entrada recta, y por otro lado con el codo, se puede ver una tendencia global muy similar. Sobre todo en la zona de bajos regímenes se percibe una superposición casi perfecta de las trayectorias de ambas curvas. Luego, a medida que se incrementa el régimen de giro del compresor comienza a verse una bifurcación en la tendencia, que se debe sobre todo a la pérdida de carga que introduce el codo; la pérdida de carga se hace más pronunciada cuanto más gasto másico esté circulando. Así que en líneas generales se puede decir que, debido a la elección de un radio de curvatura optimizado, no existe una diferencia significativa en el comportamiento global frente al bombeo entre la entrada recta y el codo.

Llegado a este punto, es oportuno hacer una breve reseña de la experiencia ganada con las entradas curvas al compresor. Como se ha adelantado en párrafos anteriores, la elección del radio de curvatura seleccionado es producto de los conocimientos logrados en estudios previos. En los mencionados estudios se determinó que para los diámetros y gastos másicos asociados a los motores que se utilizan en los automóviles, aumentar el radio de curvatura sobre los 70 mm no trae beneficio apreciable. Es inmediato intuir que cuanto más se incrementa el radio de curvatura del codo de entrada, más próximo será el comportamiento de este al de una entrada recta, puesto que se disminuyen las distorsiones y la pérdida de carga. Pero por otro lado se tiene como desventaja el incremento en el tamaño del accesorio, algo indeseable en vista de que los automóviles actuales tienen un habitáculo de motor congestionado de equipamiento.

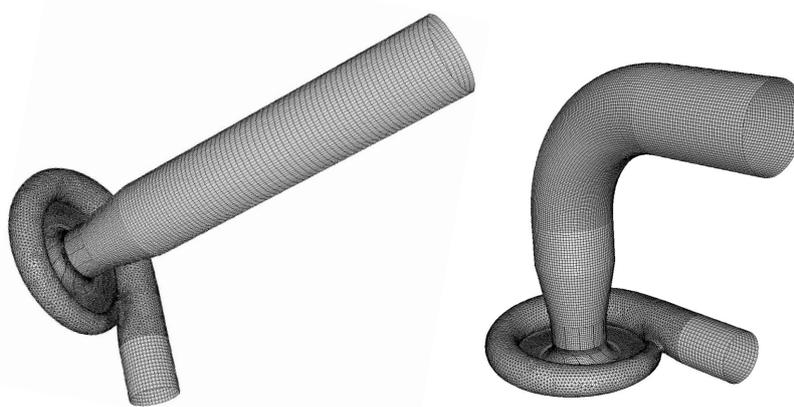
Por otro lado, los radios de curvatura inferiores a 70 mm generan, como es de esperar, una mayor pérdida de carga que se hace más evidente cuanto mayor es el gasto másico trasegado. No obstante, para radios de curvatura muy pequeños, del orden de un diámetro aproximadamente<sup>3</sup>, ocurre un fenómeno que no se pronostica intuitivamente. La fuerte distorsión y el brusco cambio de sentido que imprime el codo al fluido entrante, genera un chorro de alta velocidad que golpea la zona de máximos radios del impulsor. Como se ha venido explicando, los desprendimientos

---

<sup>3</sup>Tomando como referencia el diámetro del ojo del rotor.

y el flujo reverso comienzan justamente en esta zona. Por lo tanto, al energizar la sección crítica se logra mejorar a menudo sensiblemente el margen de bombeo, especialmente a bajos regímenes de compresor [104]. Sin embargo, debido a la pérdida de carga que provoca, no es el recurso más recomendable para mejorar el límite de bombeo, aunque si su implementación es obligatoria, un correcto diseño puede proveer un desempeño aceptable.

### 5.2.1.2. Simulación Numérica

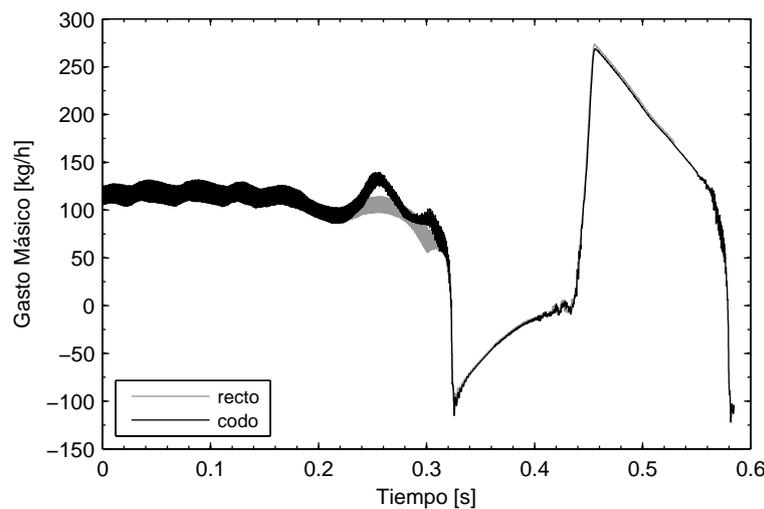


*Figura 5.3: Detalle de la malla utilizada en las configuraciones de entrada recta y con codo a 90°*

En vista de que el Capítulo 4 se ha centrado, en parte, a presentar los detalles de la herramienta de simulación numérica tridimensional, a continuación se exponen los resultados obtenidos de su aplicación al estudio de las geometrías de entrada propuestas. En la figura 5.3 se muestra el esquemático tridimensional de las mallas utilizadas para la configuración de entrada con tubo recto y con codo. Tomando como referencia la geometría de entrada recta, se exhiben en primer lugar las gráficas que describen la evolución del gasto másico, la presión y la temperatura a lo largo del tiempo. Por otro lado, se presentan también las imágenes de contorno de velocidades de ambas configuraciones como recurso principal

para entender los patrones de flujo reinantes justo antes que se dé el ciclo de bombeo.

Como se ha venido mencionando, la elección del codo de entrada al compresor con un radio de curvatura de 70 mm, da como resultado que se tenga un comportamiento muy similar entre la configuración base de entrada recta, y la configuración de entrada con el codo a  $90^\circ$ . La figura 5.4 expone los resultados de la evolución del gasto másico en función del tiempo para ambas configuraciones. Rápidamente se observa que hay un solapamiento casi perfecto de las trayectorias a partir de cuando sucede el ciclo de bombeo. En el periodo de estabilización existe alguna diferencia, pero es oportuno recordar que están presentes ciertas inestabilidades numéricas debidas al cambio de las condiciones de contorno de estacionario a transitorio.



*Figura 5.4: Trayectorias de gasto másico para las configuraciones de entrada recta y con codo a  $90^\circ$*

Respecto a la temperatura y la presión estáticas a la salida del compresor, la figura 5.5 exhibe la tendencia de ambas configuraciones. Al igual que para el gasto másico, se puede ver que las trayectorias son casi similares. Las mínimas diferencias que existen entre las curvas tanto de

presión como de temperatura, confirman una vez más la hipótesis expuesta que dice que un codo diseñado a buen criterio puede comportarse aproximadamente como la entrada recta. Esto es de particular interés para el fabricante automotriz, que a menudo se ve forzado a colocar entradas curvas a los compresores debido a la dificultosa implementación del motor y sus accesorios en el habitáculo motriz del vehículo.

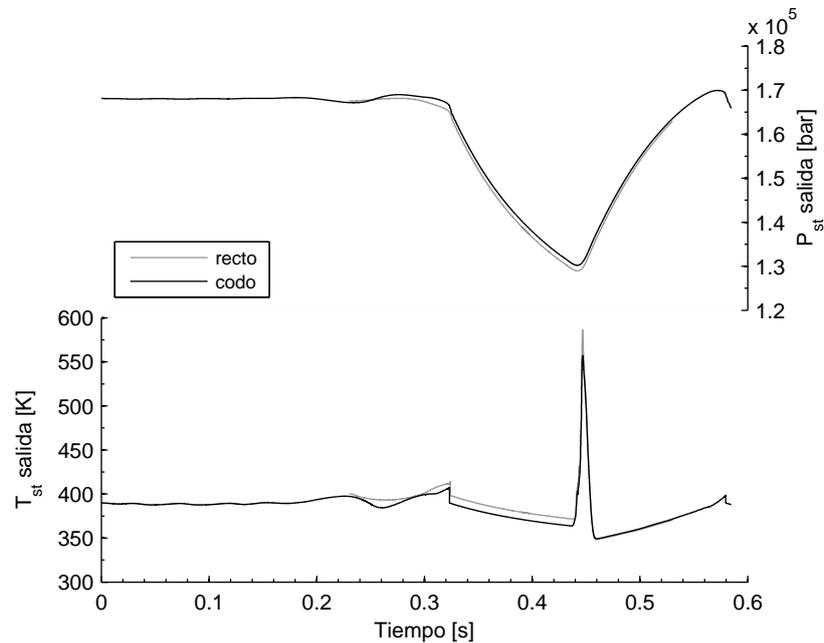
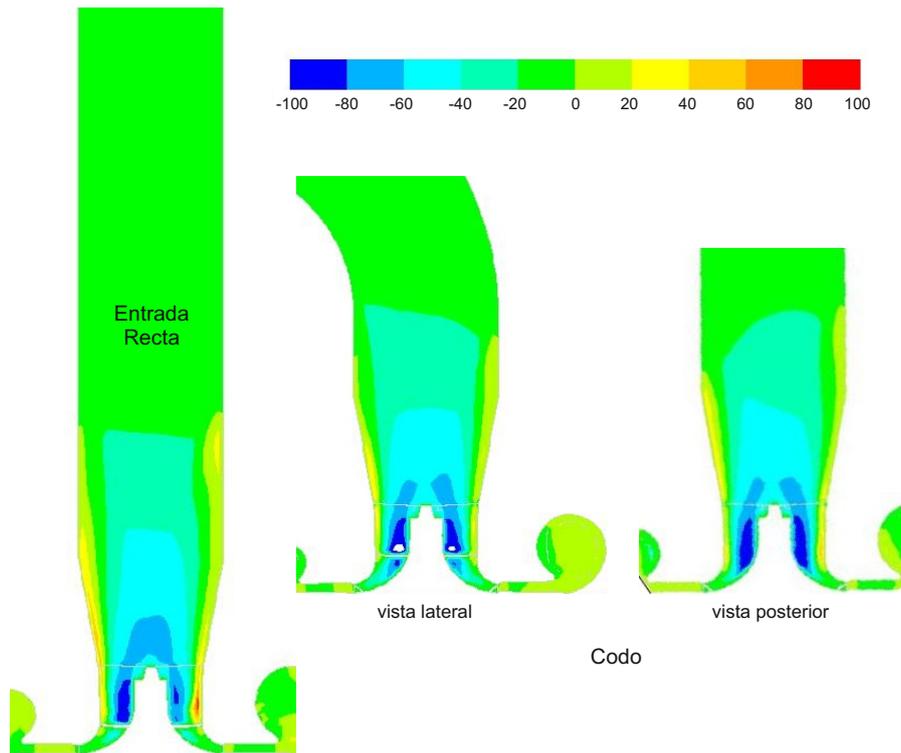


Figura 5.5: Trayectorias de presión y temperatura estáticas de salida para las configuraciones de entrada recta y con codo a  $90^\circ$

En la figura 5.6 se presentan los contornos de velocidad sobre un corte longitudinal del conjunto tomando como referencia el sentido axial, es decir, con el eje director coincidente con el del rotor, pero orientado en sentido inverso a la dirección de entrada normal del aire al compresor. Por lo tanto, el flujo directo estará siempre en la gama de colores negativos. El momento de captura es poco antes de que ocurra el bombeo, por lo que se observan zonas de sentido de flujo directo y reverso. Para ambas configuraciones, suficientemente alejado del rotor, la gama indica que el fluido va en sentido directo con una velocidad que está dentro

del intervalo de 0 a 20 m/s. A partir de una distancia de poco más de dos diámetros del ojo del rotor hasta luego del inductor, se observa una mezcla en el sentido del flujo.



*Figura 5.6: Contorno de velocidad axial para las configuraciones de entrada recta y con codo a 90° inmediatamente antes del bombeo*

En las proximidades del rotor se aprecia que existe en simultáneo flujo entrante y saliente, como se ha venido adelantando a lo largo de este documento. Los radios menores del ojo del rotor tienen gasto entrante con velocidades que están dentro de los 80 a 100 m/s, mientras que a través de las puntas de álabe hay flujo saliente o reverso con magnitudes que llegan hasta los 80 m/s. El tamaño de la vena fluida de entrada para ambas configuraciones es aproximadamente la misma, estando confinada dentro de la estructura cilíndrica que genera el reflujó.

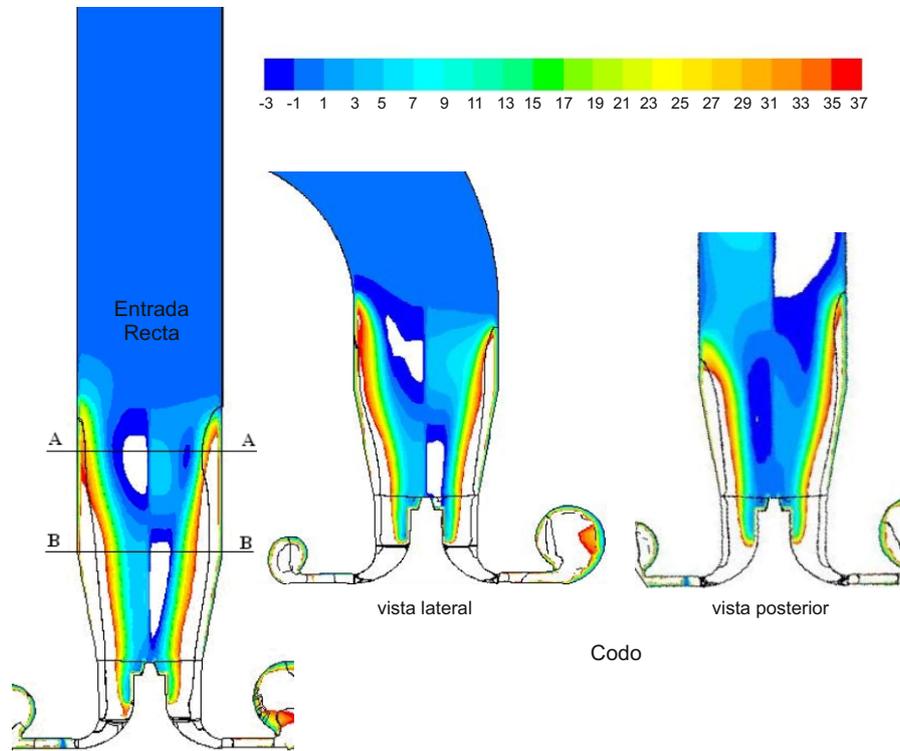


Figura 5.7: Contorno de velocidad tangencial para las configuraciones de entrada recta y con codo a  $90^\circ$  inmediatamente antes del bombeo

Otro gráfico interesante que aporta más luz sobre el fenómeno, es el de contorno de velocidad pero tomando como referencia el sentido tangencial; da una idea más clara de cuáles son las zonas que sufren las mayores componentes tangenciales de velocidad. Es lo que se muestra precisamente en la figura 5.7, siendo las instantáneas del mismo tiempo que la figura 5.6, es decir, de poco antes que ocurra el flujo reverso masivo. Se puede notar que lejos del rotor la gama de colores indica que la componente tangencial es nula, puesto que el intervalo está entre -1 y 1 m/s. Sin embargo, nuevamente a una distancia de poco más de dos diámetros del ojo del rotor, se observa que en la proximidad de las paredes del canal la componente tangencial en sentido de la rotación del rotor es muy fuerte, superando incluso la escala positiva de 37 m/s seleccionada. Con esto se entiende rápidamente que las condiciones del flujo que incide sobre el

inductor están lejos de ser la axial considerada en el diseño. Respecto a posibles diferencias en el patrón de flujo entre ambas configuraciones, se puede decir que no hay nada significativo que resaltar, pues en general, son muy similares.

### 5.2.1.3. Conclusiones

En vista de que la configuración de entrada curva es a menudo utilizada en el circuito de sobrealimentación de los motores de automoción, es importante resaltar algunos puntos principales:

- en contraposición a las conclusiones de Kim et al. [66], los resultados del presente trabajo demuestran que una configuración de entrada curva no necesariamente es más desfavorable que una entrada recta; un diseño cuidadoso incluso puede resultar en ventaja.
- existen diseños con radios de curvatura reducidos que presentan ganancias considerables en el margen de bombeo, posiblemente debido a su capacidad de energizar los radios máximos de las aspas del inductor.
- las entradas curvas aumentan las pérdidas de carga, fenómeno que se hace muy notorio en las zonas de máximos gastos máxicos del mapa del compresor, razón por la cual no es recomendable utilizar curvaturas reducidas.
- las curvas a  $90^\circ$  con un radio de curvatura de aproximadamente dos diámetros del ojo del rotor, presentan una buena relación entre pérdida de carga, tamaño y aptitud frente al bombeo.

### 5.2.2. Volumen

En busca de soluciones que permitan una implementación adecuada del turbo-grupo al motor y a su vez dentro del habitáculo motriz, Mercedes Benz descubrió de forma casual la ventaja que proveen los volúmenes

en la entrada del compresor. No obstante, no se divulgó una explicación acabada del porqué de tal ventaja, por lo que se justifica una investigación sistemática del fenómeno. En el presente apartado se exponen los resultados de los estudios experimentales y de simulación de volúmenes de diversas proporciones, que han permitido ofrecer una explicación cualitativa de los efectos aerodinámicos envueltos.

### 5.2.2.1. Estudio Experimental

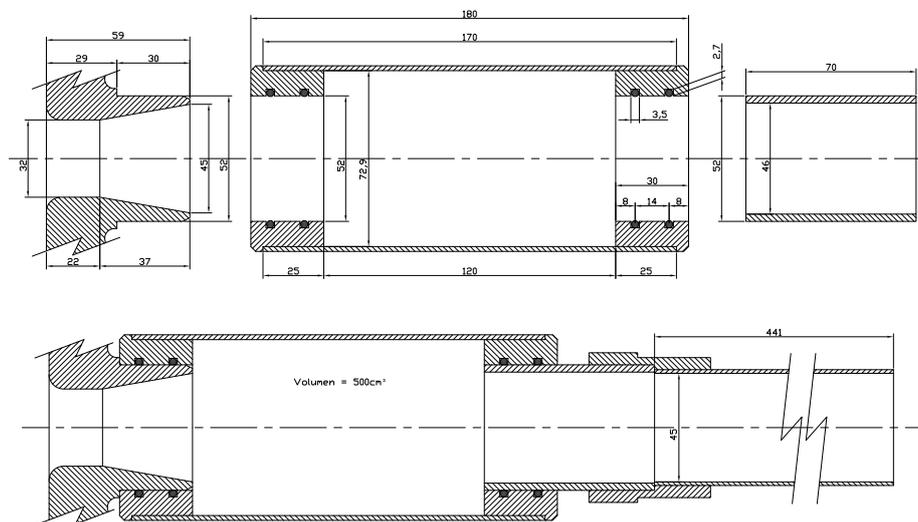


Figura 5.8: Detalle del sistema de acoplamiento del volumen de 0,5 L a la carcasa del compresor

**Volumen de 0,5 L:** Los primeros trabajos experimentales han sido realizados, al igual que para la entrada curva, alrededor del turbo-grupo GTA1244VZ y el motor PSA DV6-TD4. El volumen inicial del estudio fue cilíndrico, de entrada axial centrada, con una longitud neta de 120 mm y un diámetro de 72,9 mm, lo que hace una capacidad de 0,5 L. En la figura 5.8 se exhiben los planos de despiece y conjunto del volumen con el sistema de acoplamiento a la carcasa del compresor. Como se aprecia en el conjunto armado, el fluido procede de la sección de mediciones donde se encuentran los sensores de presión y temperatura, el diámetro de la cual

es aproximadamente el mismo que el del cono de entrada al compresor. Por lo tanto, una vez que el flujo abandona la sección de medida, ingresa al volumen donde se expande para luego contraerse bruscamente hasta el cono de entrada de la carcasa del compresor. Se presume rápidamente que esta geometría podría ser no muy recomendable desde el punto de vista de la eficiencia aerodinámica, puesto que la expansión y contracción abrupta del fluido en las aristas vivas del volumen podrían formar vórtices que provoquen pérdidas por turbulencias.

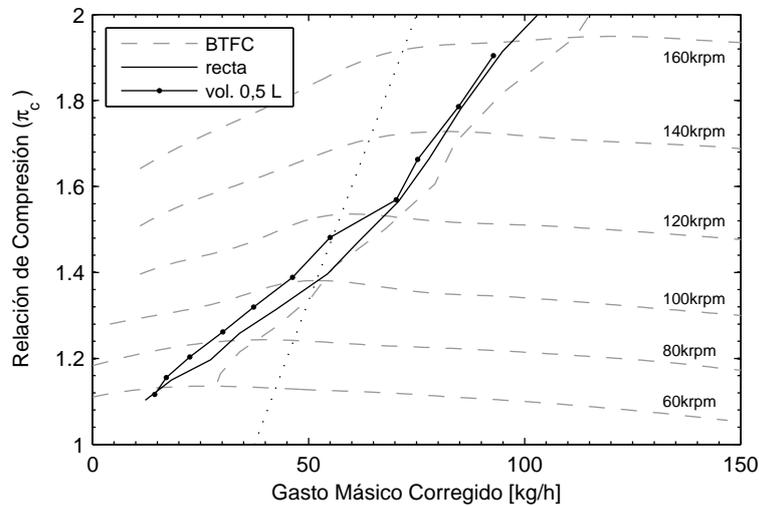


Figura 5.9: Superposición sobre el mapa del compresor de las líneas de bombeo medidas con la entrada recta y con el volumen de 0,5 L en el BM

Recurriendo nuevamente a la representación cartesiana del mapa de prestaciones del compresor medido en el BTFC, en la figura 5.9 se realiza la superposición de la línea de bombeo medida en el BM para la entrada recta, que se utiliza nuevamente como referencia, junto a la medida con el volumen de 0,5 L. Se observa en la zona de bajos regímenes del mapa, es decir desde las 60 a las 120 krpm, que el volumen provee un apreciable incremento del margen operacional del compresor. Es oportuno recordar que como se menciona en el Capítulo 3, en la página 101, la ganancia entre las curvas debe ser vista según las rectas de iso-régimen del motor. Tomando en consideración lo dicho, se observan unos 100 mbar de

ganancia aproximadamente en la zona más favorable.

A partir de la zona media del mapa, es decir desde las 120 krpm, se observa un comportamiento muy similar en ambas configuraciones comparadas. De esta manera se comienzan a visualizar algunas de las bondades de la implementación de este tipo de accesorio sobre la ampliación del margen operacional del compresor. No obstante y como ya se ha adelantado, los ángulos vivos del interior del volumen generan turbulencia disipativa que reciente el desempeño del compresor para los gastos máxicos elevados. En apartados venideros de este capítulo se proponen soluciones al inconveniente mencionado.

**Volumen de 0,5 L alejado:** En pos de tener una idea más acabada del efecto del volumen sobre el margen de bombeo, se decide colocarlo distanciado del cono de entrada del compresor. Se ensayaron dos configuraciones diferentes. La primera consistió en colocar el codo de radio de curvatura de 70 mm entre el compresor y el volumen. En la siguiente configuración se utilizó un tubo recto de 300 mm de longitud e igual diámetro que la entrada, entre el compresor y el volumen. Los resultados de ambos estudios se exhiben en la figura 5.10.

En primer lugar, la configuración con el codo entre el compresor y el volumen de 0,5 L evidencia una clara pérdida de la ganancia de margen que ostentaba el volumen por separado. Más aun, la línea de bombeo del codo en solitario y del codo más el volumen de 0,5 L se superponen muy bien (no se muestra en la figura por razones de legibilidad), lo que hace pensar que el codo o la distancia anulan los efectos del volumen. Respecto a la configuración con el tubo de 300 mm entre el compresor y el volumen de 0,5 L, se obtiene un resultado un tanto inesperado. La línea de bombeo se desplaza notoriamente hacia la derecha del mapa, reduciendo el margen operacional del compresor incluso por debajo de lo que se mide en el BTFC. Lo esperable, de acuerdo a los resultados de la configuración de codo más volumen, es que la tendencia de la línea sea aproximadamente igual a la de la entrada recta. Aunque no se obtuvo una explicación acabada que justifique este comportamiento, el motivo pudiera ser la turbulencia que genera la geometría del volumen dentro del tubo que se acopla al compresor. En resumen se puede decir, sin embargo,

que al alejar de la entrada del compresor la geometría favorable, se han perdido los efectos beneficiosos que esta tiene sobre el límite de bombeo.

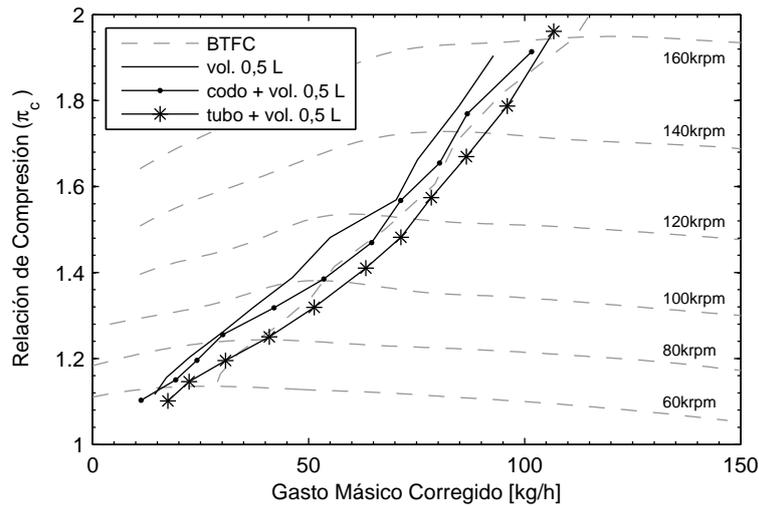


Figura 5.10: Líneas de bombeo del volumen de 0,5 L alejado del compresor mediante un codo de 90° y 300 mm de tubo recto

**Volumen de 1 L:** En vista del aporte realizado por el volumen de 0,5 L, se decide aumentar su tamaño hasta 1 L de capacidad, incrementando el diámetro interno sin modificar la longitud neta. En la figura 5.11 se presentan los planos del acoplamiento del volumen de 1 L con la carcasa del compresor. Al igual que su par de 0,5 L, el volumen de 1 L tiene ángulos vivos tanto a la entrada como a la salida del mismo, que para altos gastos másicos provocarán pérdidas por turbulencia.

Esta configuración genera la línea de bombeo que se expone en la figura 5.12, evidenciando una notoria mejoría en el margen operacional del compresor en comparación con la configuración de entrada recta. En las zonas más favorables se deduce una posibilidad de incremento de más de 300 mbar en la presión de sobrealimentación, lo que repercute notoriamente sobre el par del motor. Además, se observa que la ganancia es aproximadamente constante para los regímenes de compresor estudiados, ya que la distancia entre las curvas de ambas configuraciones se conserva, salvo para la zona más baja del mapa de 60 a 80 krpm.

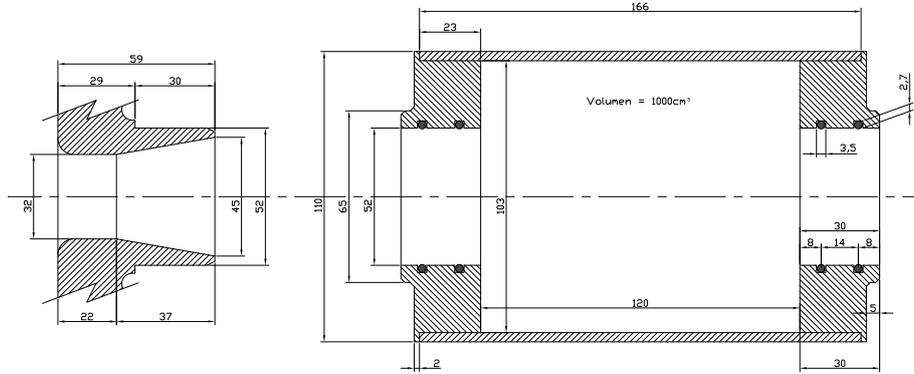


Figura 5.11: Detalle del sistema de acoplamiento del volumen de 1 L a la carcasa del compresor

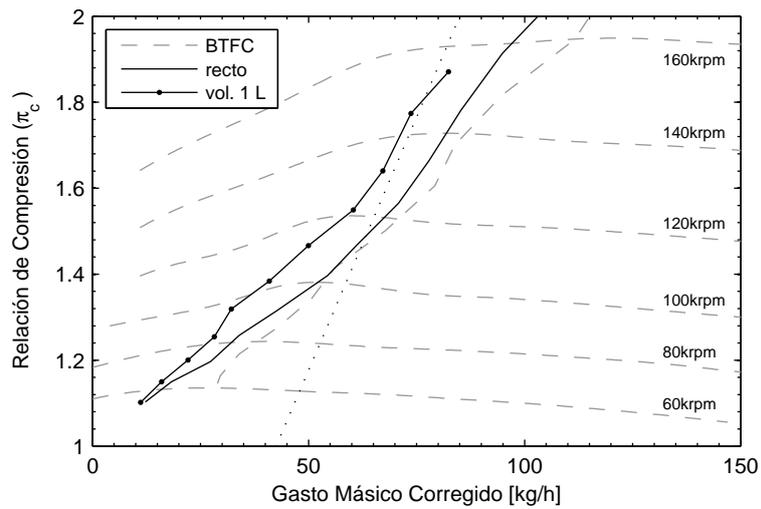
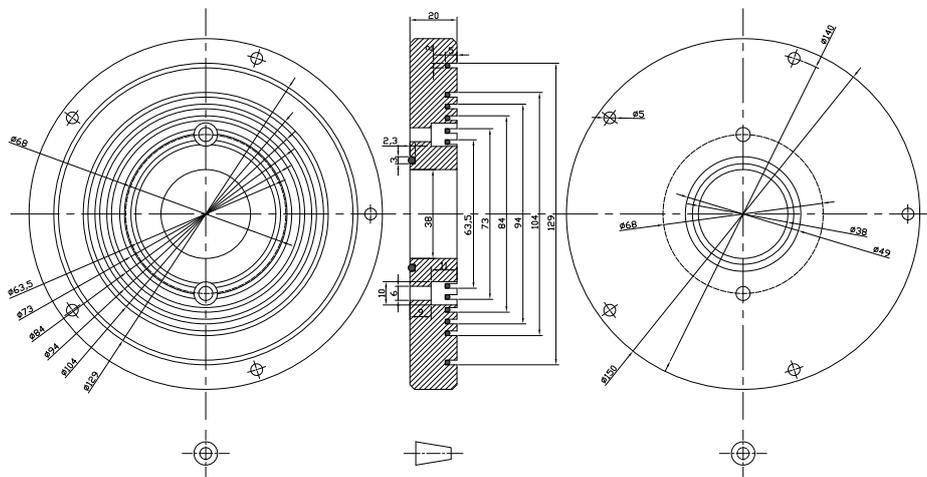


Figura 5.12: Superposición sobre el mapa del compresor de las líneas de bombeo medidas con la entrada recta y con el volumen de 1 L en el BM

**Variación del diámetro del volumen:** De acuerdo a los resultados vistos, se decidió ampliar el estudio respecto del efecto del volumen en el margen de bombeo en correlación con sus dimensiones. Para esto se ha recurrido a un BM con las características adecuadas a tales fines. El

turbo-grupo empleado fue el GTA1549LV que equipa al motor Renault M9R (2000 cm<sup>3</sup>; 110 kW @ 4000 rpm; 340 Nm @ 2000 rpm). La figura 5.13 exhibe un plano de las bridas donde se aprecia el sistema de acoplamiento a la carcasa del compresor, y las múltiples ranuras que permiten el cambio rápido de diámetros en pos de variar las dimensiones del volumen. También se expone una fotografía del accesorio armado según uno de los diámetros típicos de ensayo. En la tabla 5.1 se presenta una síntesis de los diámetros ensayados.



(a) Bridas del volumen variable



(b) Fotografía del accesorio

Figura 5.13: Detalle del accesorio de volumen variable

D [m]	D/D <sub>R</sub> (38 mm)	L [m]	V [L]
0,040	1,05	0,260	0,327
0,070	1,84	0,260	1,000
0,082	2,16	0,260	1,373
0,106	2,79	0,260	2,294
0,132	3,47	0,260	3,558

Tabla 5.1: Diámetros ensayados manteniendo la longitud del volumen

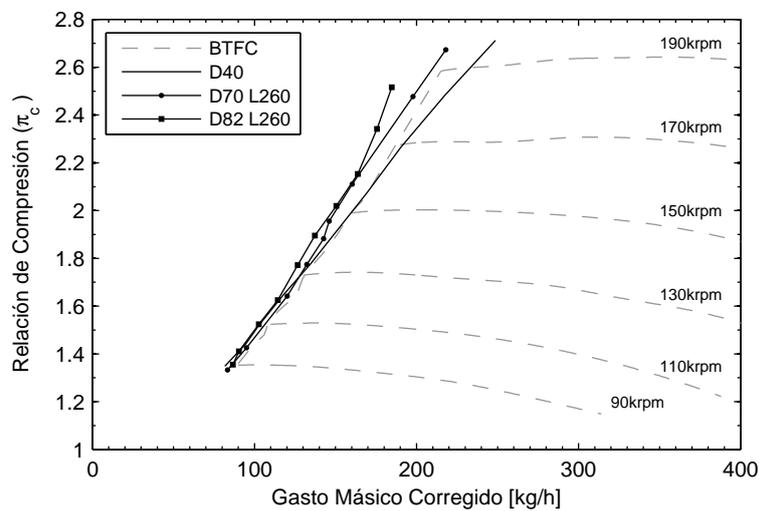


Figura 5.14: Superposición sobre el mapa del compresor de las líneas de bombeo medidas con los diámetros de 40, 70 y 82 mm

Con el objetivo de presentar los resultados de forma legible, es necesario separar el conjunto de curvas. En primer lugar se presenta la figura 5.14 donde se agrupan los diámetros de 70 y 82 mm, siempre tomando como referencia la entrada recta de 40 mm, que como se ve en la tabla 5.1, no es exactamente igual al diámetro del ojo del rotor (38 mm), aunque la diferencia puede considerarse despreciable. Es oportuno mencionar que no todos los modelos de compresores tienen un cono mecanizado en la carcasa, por lo que es recomendable tomar como geometría de referencia

el diámetro del ojo de entrada del rotor. Se observa que el límite de bombeo establecido con el BM para la entrada de 40 mm, en color negro y sin marcadores, coincide bastante bien con el mapa medido en el BTFC, salvo para la zona de máximos regímenes donde se aprecia cierta diferencia. La curva generada con el volumen de 70 mm de diámetro coincide con la entrada de referencia hasta aproximadamente las 140 krpm; a partir de entonces exhibe alguna diferencia ventajosa. El volumen de 82 mm de diámetro es el más favorable de los tres comparados en la figura 5.14, con ganancia significativa en la zona de máximos regímenes.

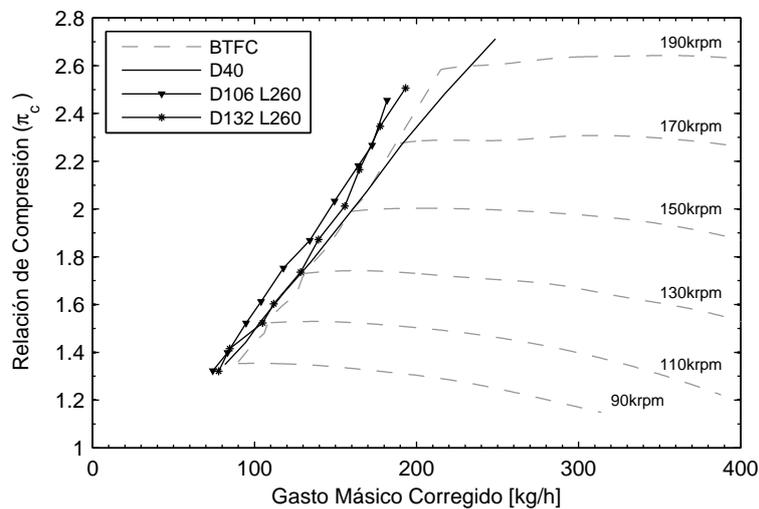


Figura 5.15: Superposición sobre el mapa del compresor de las líneas de bombeo medidas con los diámetros de 40, 106 y 132 mm

Los dos diámetros restantes se presentan junto a la configuración base en la figura 5.15, donde se observa para la curva del volumen de diámetro 106 mm, una ventaja significativa respecto del diámetro de 40 mm para toda la gama de regímenes de giro del compresor, de hecho, es el más favorable de los cinco diámetros propuestos en la zona de bajos regímenes de compresor. Sin embargo, el volumen de diámetro 132 mm no sigue la tendencia de mejoría, sino más bien, presenta un comportamiento medio. Especialmente desde la zona baja hasta la zona media del mapa, su tendencia es muy similar a la configuración de 40 mm de diámetro. Por

lo tanto, en resumen de los resultados presentados, las configuraciones más competentes en pos de mejorar el margen de bombeo son las de diámetro 82 y 106 mm; en la figura 5.16 se presentan ambas.

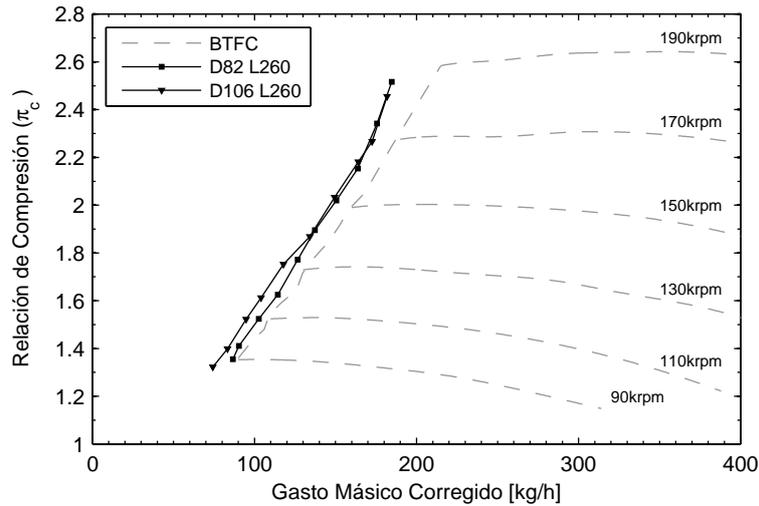


Figura 5.16: Superposición sobre el mapa del compresor de las líneas de bombeo medidas con los diámetros de 82 y 106 mm

Con motivo de tener una idea más clara sobre las ventajas mencionadas acerca de cada uno de los diámetros propuestos, se realizaron ensayos de plena carga llevando la presión de sobrealimentación al máximo permisible por cada configuración. Esto es, manipulando la TGV de la turbina, se aumenta el trabajo imprimido sobre el compresor, de manera que la densidad del aire en el colector de admisión se incrementa de forma proporcional al margen que provee cada configuración. Como se aprecia en la figura 5.17, la configuración que más incremento de par motriz permite es la de diámetro 82 mm, aun sobre la configuración de diámetro 106 mm, que parecía tener alguna ventaja en el mapa especialmente en la zona de bajos regímenes. Tomando como referencia los máximos logrados con el diámetro de 40 mm, se ve que a partir de las 1350 rpm del motor hay una ganancia de par muy marcada, de hasta un 45 %, lo que deja muy claro las bondades del volumen de diámetro 82 mm.

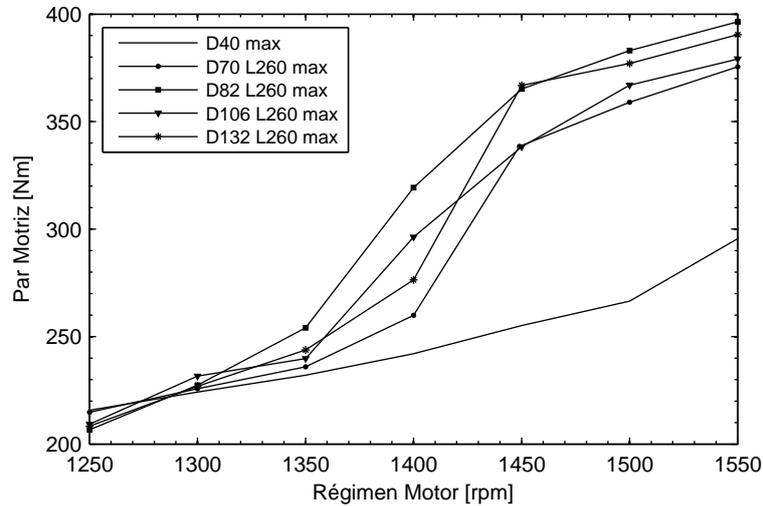


Figura 5.17: Ganancia de par del motor debido a la ampliación del margen operacional del compresor logrado por los volúmenes

D [m]	D/D <sub>R</sub> (38 mm)	L [m]	V [L]
0,070	1,84	0,357	1,373
0,082	2,16	0,260	1,373
0,106	2,79	0,156	1,373
0,132	4,13	0,100	1,373

Tabla 5.2: Diámetros ensayados manteniendo el volumen

**Variación de la longitud a volumen constante:** Además de la variación de diámetro presentada anteriormente, también se ha variado la longitud del volumen. En vista de que la configuración más favorable ha sido la de 82 mm, se decidió mantener el volumen que genera junto a la longitud de 260 mm (1,373 L). Por lo tanto, al alternar con los otros diámetros en estudio, son necesarias las longitudes que se presentan en la tabla 5.2. Con el objetivo de resumir, en la figura 5.18 se presenta solo el resultado más relevante junto a las curvas de comparación, como se ha venido haciendo. Se puede ver que la tendencia de la configuración

de diámetro 106 mm y longitud 156 mm, tiene un comportamiento muy similar a la de entrada recta de 40 mm; las otras configuraciones contenidas en la tabla 5.2 que no se exponen han tenido un comportamiento menos favorable. Esto lleva a la conclusión de que el efecto favorable sobre la ampliación del margen de bombeo no depende del volumen que hay delante del compresor, sino más bien del diámetro del accesorio utilizado.

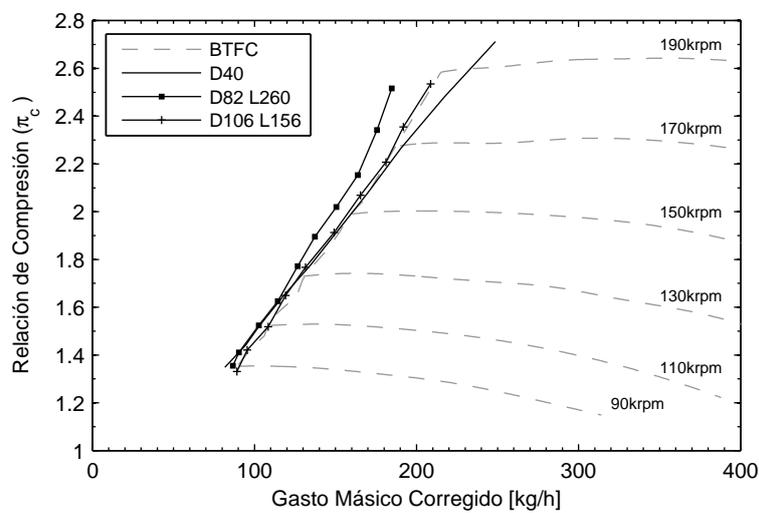


Figura 5.18: Superposición sobre el mapa del compresor de las líneas de bombeo medidas manteniendo el volumen constante

**Efecto de la posición del volumen:** Para concluir con la fase experimental referida al volumen, se ha estudiado el efecto de la posición del accesorio respecto del compresor. La metodología fue similar a la utilizada con el volumen de 0,5 L y el codo. En vista de que la configuración de diámetro 82 mm y longitud 260 mm se ha impuesto como la más favorable de las ensayadas, también se la utilizó para este estudio. En la figura 5.19 se pueden apreciar las trayectorias generadas por las tres diferentes posiciones, además de la configuración base de 40 mm. La curva etiquetada como ‘D82 L260 lejos’, es producto de colocar el volumen mencionado a una distancia considerable desde el compresor, razón por la cual, la tendencia que exhibe está superpuesta casi en la totalidad con la configuración base de 40 mm. Esto es debido a que la

distancia anula el efecto del volumen haciendo que el comportamiento de la configuración frente al bombeo, tienda a una entrada recta. Por otro lado, se recortó la distancia inicial a aproximadamente la mitad, siendo la trayectoria que representa los resultados la etiquetada como ‘D82 L260 medio’. Esta configuración se muestra desfavorable probablemente debido a que la turbulencia que genera el volumen no logra atenuarse en el corto conducto que lo une al compresor. Así que una vez más, el resultado de la experimentación muestra que los accesorios con comportamiento favorable respecto del bombeo, pierden el efecto si no se los conecta inmediatamente a la entrada del compresor.

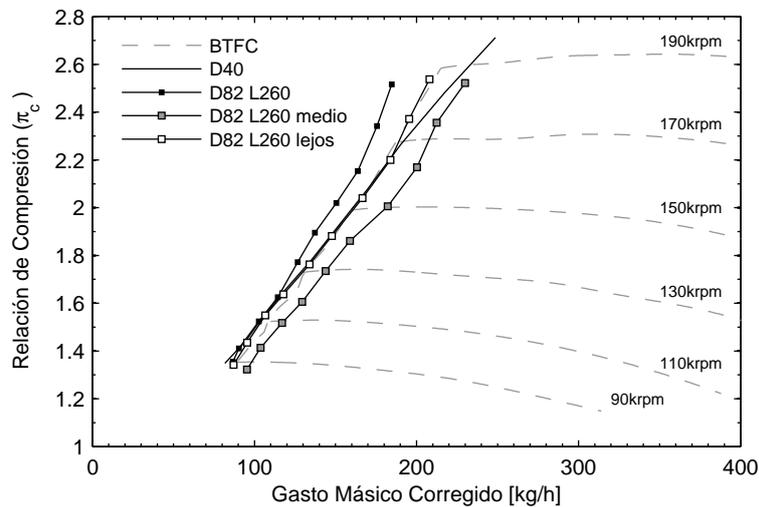
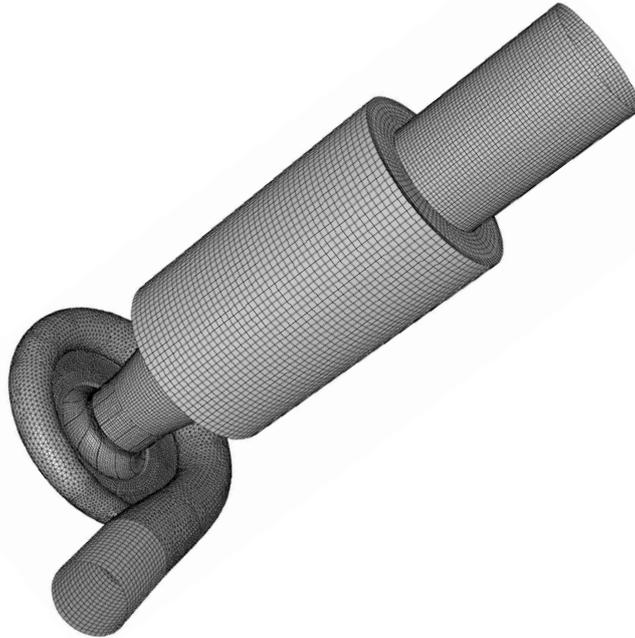


Figura 5.19: Superposición sobre el mapa de las líneas de bombeo medidas con un mismo volumen a diferentes distancias desde el compresor

### 5.2.2.2. Simulación Numérica

En lo relativo a la simulación numérica del volumen a la entrada del compresor, se presentan los resultados del modelo realizado en base al turbo-grupo GTA1244VZ. El volumen modelado ha sido el de 0,5 L; en la figura 5.20 se puede ver el detalle de la malla utilizada en vista

tridimensional. De forma similar a la metodología seguida para el codo, se comparan los resultados con la configuración base de entrada recta.



*Figura 5.20: Detalle de la malla utilizada en la configuración de entrada con un volumen de 0,5 L*

El historial del gasto másico del volumen de 0,5 L se exhibe en la figura 5.21 junto al de la configuración de entrada recta. Lo inmediatamente evidente a resaltar es la diferencia de periodo o frecuencia entre las trayectorias de ambas configuraciones. El periodo del ciclo de bombeo de la trayectoria de la configuración de entrada recta es de unos 0,256 s aproximadamente, o unos 3,9 Hz si se considera la frecuencia, mientras que para el volumen se tienen unos 3,48 Hz. La frecuencia del sistema depende de la “acústica de la configuración”, es decir, de la masa y las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo, así como de las geometrías características de la instalación. Por lo tanto, para el mismo fluido, cuanta más masa se tenga en el circuito, menor frecuencia natural resultará.

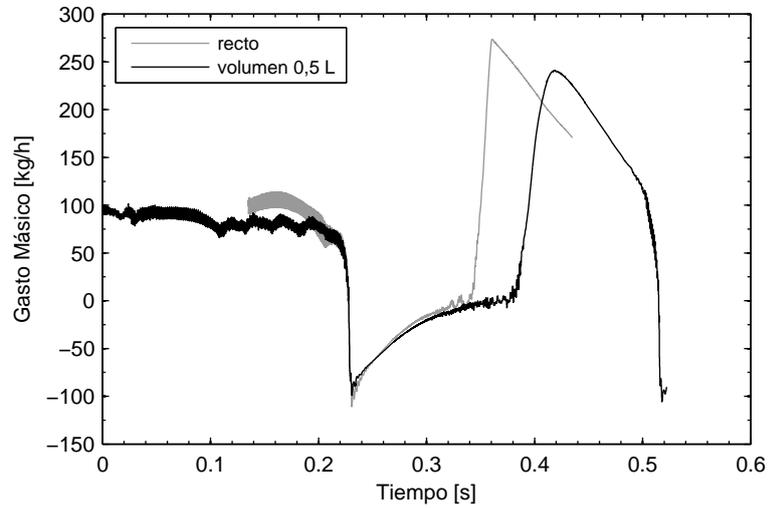


Figura 5.21: Evolución de las trayectorias de gasto másico para las configuraciones de entrada recta y con volumen de 0,5 L

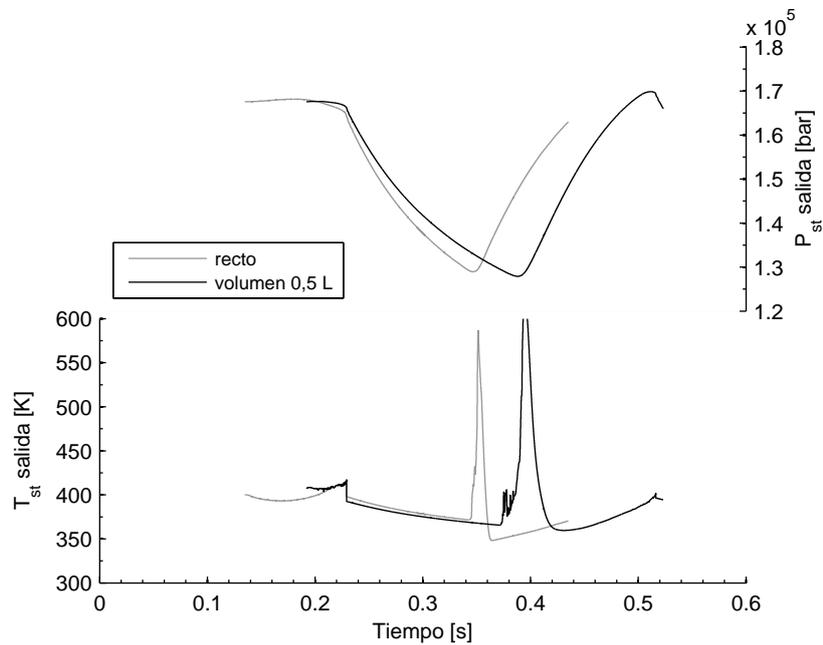
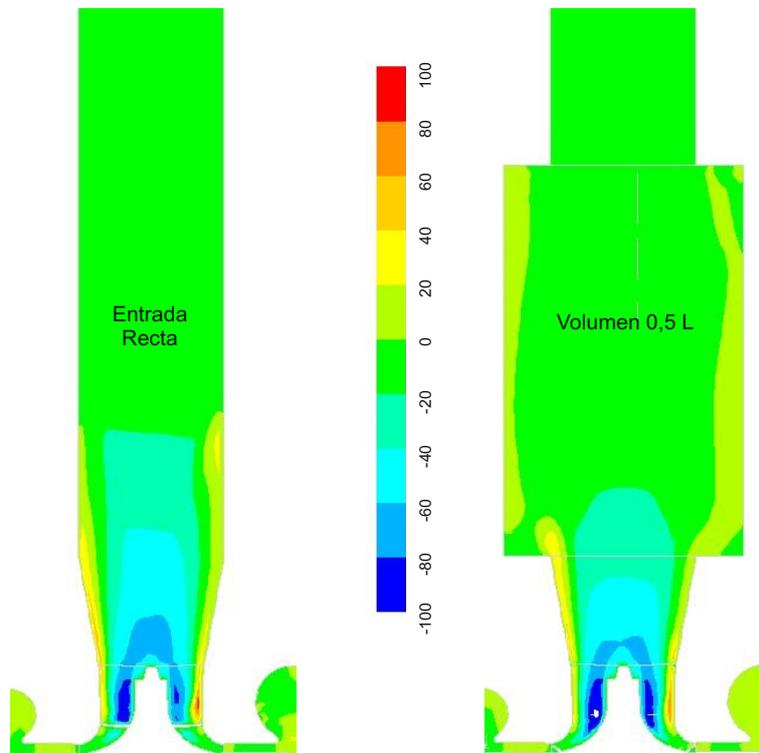


Figura 5.22: Trayectorias de presión y temperatura estáticas de salida para las configuraciones de entrada recta y con volumen de 0,5 L

Por otro lado, se observa también que la trayectoria del volumen de 0,5 L posee una menor amplitud que la que se tiene tanto para la entrada recta como para el codo. Además existe una tendencia más suave en la evolución de la curva. Al igual que para el historial del gasto másico, en la figura 5.22 se puede observar la diferencia de amplitud y de frecuencia entre la configuración base y el volumen.



*Figura 5.23: Contorno de velocidad axial para las configuraciones de entrada recta y con volumen de 0,5 L inmediatamente antes del bombeo*

Ya para pasar a las imágenes de desarrollo de flujo que se obtuvieron de la simulación, se presenta la figura 5.23 con los contornos de velocidad axial de las configuraciones comparadas. Dentro de los aspectos más importantes a resaltar, está el flujo reverso de 0 a 40 m/s que se posiciona en las paredes tanto del cono de entrada de la carcasa del compresor, como del volumen de 0,5 L implementado. Esto hace que el área de paso de la

corriente directa sea más amplia que la que se tiene en la configuración de entrada recta, si bien es cierto que en las proximidades del ojo del rotor los patrones de fluido parecen similares. Al igual que en la entrada recta así como en el codo, las velocidades entrantes y salientes en el inductor van de los -100 a 80 m/s.

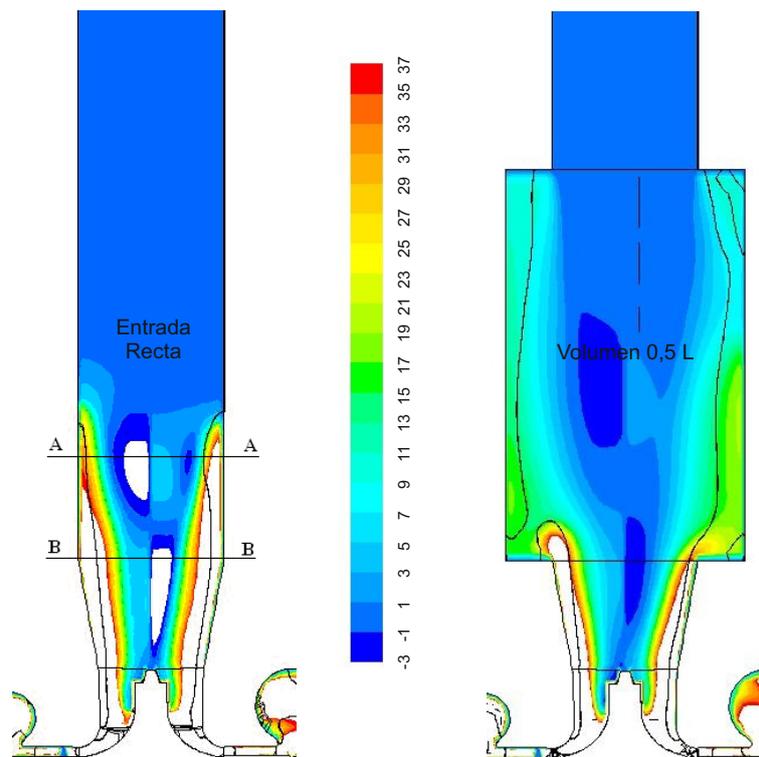


Figura 5.24: Contorno de velocidad tangencial para las configuraciones de entrada recta y con volumen de 0,5 L inmediatamente antes del bombeo

En la figura 5.24 se exhiben los contornos de velocidad tangencial, los cuales arrojan más luz sobre la naturaleza del flujo reverse poco antes que suceda el bombeo. Tanto en el codo como en la entrada recta se observa que dentro de la gama azul existen zonas saturadas respecto de la escala seleccionada debido a la fuerte vorticidad que reina en el fluido; el color azul implica flujo girando en sentido inverso al de rotación del rotor. Sin embargo, para el caso del volumen de 0,5 L, y considerando la misma es-

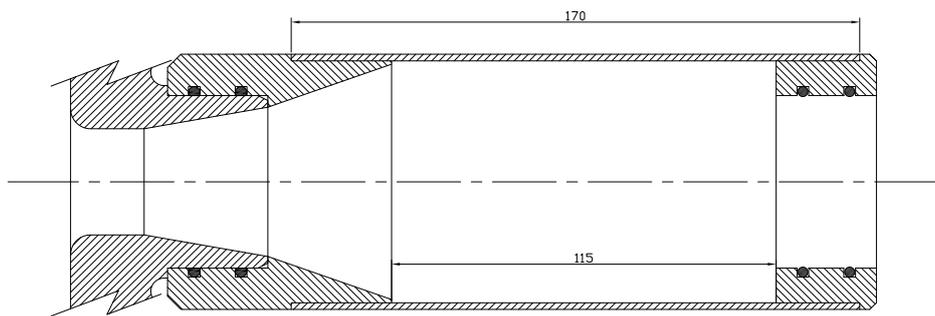
cala, se percibe un comportamiento ligeramente más uniforme. Respecto al reflujo de alta componente tangencial que es expulsado del rotor, se aprecia una longitud de desarrollo menor que para la configuración base. Esto se debe a que el volumen provee una zona de expansión brusca en la boca del cono (visto en el sentido del flujo saliente), de manera que la componente tangencial del reflujo disminuye su velocidad por motivo del cambio de radio. Si se observa la pared del cilindro que forma el volumen, se puede ver que la gama de colores va del verde intenso al celeste. Esto implica que, inmediatamente el reflujo abandona el cono, las velocidades tangenciales pasan de más de los 37 m/s a alrededor de 15 m/s. Posteriormente continúa la disipación viscosa y la mezcla con el flujo entrante. Cabe señalar que en el mencionado proceso de mezcla, el flujo que lleva sentido saliente cambia de dirección arrastrado por el entrante, y por lo tanto, también lo hace la componente tangencial asociada, con lo que se produce la vorticidad que provoca las componentes de sentido negativo.

### 5.2.2.3. Cono

En razón de lo que se ha venido comentando sobre lo desfavorable que puede resultar, desde el punto de vista aerodinámico, el tener aristas vivas en el volumen de entrada del compresor, se ha recurrido a alguna optimización. Dado que la mayoría de las carcasas de los compresores de sobrealimentación automotriz, como es el caso del GTA1244VZ, tienen un cono mecanizado a la entrada, se pensó en prolongarlo hasta terminar en el diámetro del volumen que se esté utilizando. En la figura 5.25 se presenta el corte del artilugio mencionado. Se puede observar que el cono propuesto, por razones constructivas, no conserva exactamente el mismo ángulo que el cono de la carcasa del compresor, sin embargo se puede decir que es muy próximo a los efectos de lo requerido.

La figura 5.26 exhibe los resultados de los ensayos experimentales. Se aprecia que la línea de bombeo medida con el cono presenta un comportamiento muy similar al que se tenía con el volumen de aristas vivas. Este resultado es coherente con el hecho de que a bajos gastos máxicos trasegados por la instalación, los efectos de las pérdidas de carga son despreciables, razón por la cual no se perciben los beneficios teóricos

esperados. No obstante, cuando los gastos son altos, es decir, hacia la zona de la derecha del mapa, se hacen más evidentes las bondades de un correcto diseño aerodinámico.



(a) Despiece del volumen de 0,5 L con el cono



(b) Fotografía del accesorio

Figura 5.25: Detalle del volumen de 0,5 L con un cono ubicado inmediatamente a la entrada del compresor

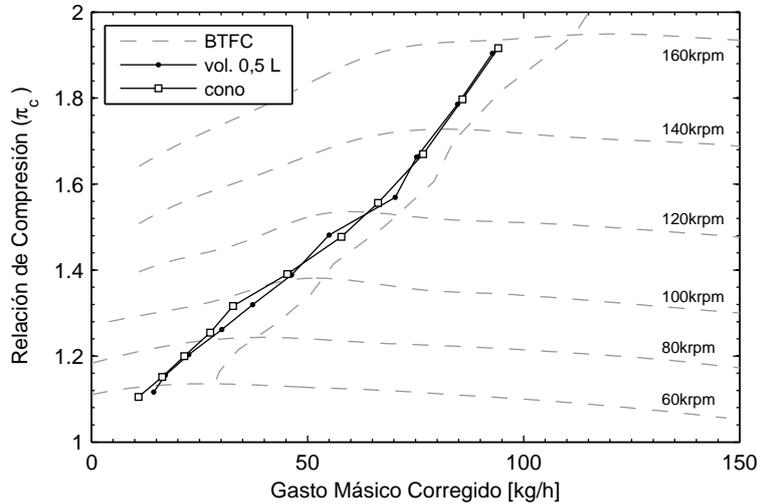


Figura 5.26: Superposición sobre el mapa del compresor de las líneas bombeo medidas con el volumen de 0,5 L con y sin cono

#### 5.2.2.4. Conclusiones

En vista de los resultados obtenidos, es oportuno presentar aquí una justificación cualitativa del comportamiento de los volúmenes frente al bombeo. Como se ha venido exponiendo mediante los ensayos experimentales, el efecto favorable del volumen a la entrada del compresor no se debe necesariamente a su capacidad, puesto que las pruebas con diferentes longitudes manteniendo la cilindrada así lo demuestran; ver figura 5.18. Sin embargo, el fenómeno sí se ha mostrado sensible al cambio de diámetros.

A medida que la operación del sistema de sobrealimentación se aproxima al límite de bombeo, existe una tasa cada vez mayor de flujo que abandona el rotor en dirección contraria a la circulación normal. Como se ha venido mencionando y se reafirma mediante las gráficas de simulación, este flujo reverso nace en las puntas de álabe del inductor manteniéndose sobre las paredes de las geometrías de entrada debido a las reacciones centrífugas que provoca la naturaleza rotante del mismo

[68][88]. Si los accesorios a la entrada del compresor son estrechos, es decir, de un diámetro semejante o ligeramente mayor al ojo del rotor, el flujo reverso que avanza por las paredes forma un canal que estrangula la circulación del flujo directo que se desplaza por el centro. El efecto se hará tanto más pronunciado cuanto más esté adentrada la operación en zona de inestabilidades y más estrecho sea el accesorio de entrada.

A partir de entonces, lo más probable esperable es que ocurra el fenómeno de bombeo, puesto que el reflujo que circula desde la salida del compresor no solo restringe al de entrada, sino que además se va mezclando con éste. Debido a que la masa de fluido a la salida del compresor está comprimida, su temperatura es elevada (dependiendo del punto de operación), y por lo tanto, el reflujo proveniente de allí aporta calor al fluido entrante disminuyéndole la densidad, lo cual favorece aun más las condiciones de desprendimiento en los perfiles del inductor. La suma de los factores hace que la incursión en bombeo sea inevitable.

Sin embargo, la investigación ha demostrado que si el accesorio colocado a la entrada del compresor favorece la expansión del reflujo alejándolo de la zona central del rotor, el flujo directo se ve menos afectado por la temperatura y la turbulencia que aporta su contraparte. El flujo saliente rotacional se aleja hacia las paredes de los conductos de manera que la vena fluida central logra conservar por más tiempo una sección mayor, lo que mantiene las condiciones de incidencia adecuadas sobre los perfiles del inductor retrasando el desprendimiento masivo. Si bien es cierto que ambos flujos, el directo y el reverso, también se irán mezclando a pesar del mayor diámetro, la velocidad tangencial del reflujo es menor, provocando menor turbulencia a la vez que favorece el intercambio de calor con el exterior, afectando así en menor grado al gasto másico entrante. No obstante, a pesar de utilizar una geometría como la descrita, se incurrirá en bombeo si las condiciones de operación del sistema de sobrealimentación continúa su curso hacia las zonas de inestabilidades, aunque más tarde.

Como se ha podido comprobar mediante la experimentación, los efectos favorables del incremento del diámetro justo a la entrada del compresor no continúan indefinidamente. Aunque no es posible presentar una

justificación acabada del porqué de tal comportamiento, se estima que las razones estén vinculadas a los efectos acústicos y aerodinámicos de las geometrías utilizadas. Para finalizar se expone un resumen de los puntos principales del estudio de los volúmenes a la entrada del compresor:

- el efecto favorable del volumen a la entrada del compresor depende sobre todo del diámetro del accesorio utilizado, aunque también hay que decir que la capacidad y longitud del mismo tienen alguna influencia, aunque mucho menor.
- un diámetro de expansión de aproximadamente 2,2 veces el del ojo del inductor se ha mostrado como el más idóneo para el retraso del bombeo. El volumen del accesorio está vinculado a las dimensiones del motor, que para el caso de los comúnmente utilizados en automóviles de pasajero (1600 a 2000 cm<sup>3</sup>), es de alrededor de 1 L.
- las trayectorias de los monitores de gasto másico y presión del compresor transcurren de forma más suave con un volumen de tamaño adecuado a la entrada.
- el accesorio debe estar colocado inmediatamente a la entrada del compresor, o de lo contrario se pierde su efecto favorable.
- las mejoras aerodinámicas practicadas sobre las geometrías utilizadas para el volumen tienen un efecto despreciable sobre la línea de bombeo. No obstante, a altos gastos másicos presentan una ventaja significativa sobre las pérdidas de carga.

### 5.2.3. Resonador

Dado que el fenómeno de bombeo es aero-acústico, se decidió realizar un estudio que sea capaz de separar ambos efectos, esto es, por una parte la aerodinámica y por otra la acústica [111][125]. En los volúmenes presentados en las secciones anteriores se ha hablado sobre los efectos aerodinámicos, sobre todo en lo relacionado con la pérdida de carga de la instalación. Ahora, para estudiar la acústica del sistema, se recurre a

conectar sobre el circuito estándar de sobrealimentación, resonadores de frecuencias de resonancia similares a la de bombeo (aproximadamente 10 Hz), y luego a la de las pulsaciones generadas por las válvulas de admisión del motor (alrededor de los 50 Hz para las velocidades de motor estudiadas). Los ensayos se realizaron en BM y en BTFC, dado que se preveía que las pulsaciones del motor pudieran tener importante influencia sobre los resultados. En la figura 5.27 se exhibe un esquemático de la disposición del resonador en el circuito de sobrealimentación.

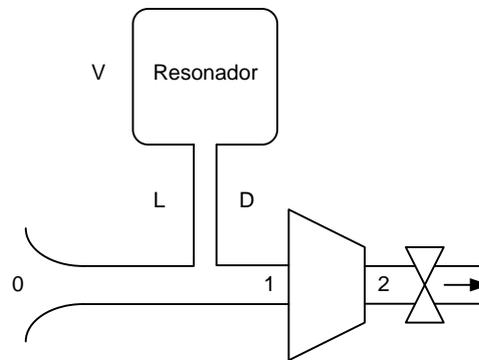


Figura 5.27: Disposición del resonador en el circuito de sobrealimentación

### 5.2.3.1. Resonancia a Baja Frecuencia

Para los diversos ensayos se fue variando el volumen del resonador así como la longitud y el diámetro del conducto de conexión. Tomando en consideración la ecuación de un resonador de Hemholtz, se puede calcular para las diversas dimensiones su frecuencia natural de resonancia [29, 44, 45]. En base a esto se presentan tablas con las configuraciones empleadas en los ensayos. Las siguientes tres tablas (5.3, 5.4, 5.5), están realizadas para obtener bajas frecuencias próximas a la del fenómeno de bombeo (alrededor de 10 Hz), para así conseguir resultados relacionados con el mismo.

<b>Volumen [L]</b>	3	3	3
<b>Longitud [mm]</b>	780	347	222
<b>Diámetro [mm]</b>	8	8	8
<b>Frecuencia [Hz]</b>	8	12	15

Tabla 5.3: Variación de la frecuencia de resonancia a volumen constante

<b>Volumen [L]</b>	1	2	3
<b>Longitud [mm]</b>	1040	520	347
<b>Diámetro [mm]</b>	8	8	8
<b>Frecuencia [Hz]</b>	12	12	12

Tabla 5.4: Variación del volumen a frecuencia de resonancia constante

<b>Volumen [L]</b>	2	2	2
<b>Longitud [mm]</b>	293	520	1170
<b>Diámetro [mm]</b>	6	8	12
<b>Frecuencia [Hz]</b>	12	12	12

Tabla 5.5: Variación del diámetro del conducto de conexión

Dentro de los resultados más significativos que se presentan de forma muy resumida debido a lo extenso del estudio, están los realizados mediante los ensayos en BM y que se pueden ver en la figura 5.28. Se observa que las ganancias obtenidas no son importantes, manteniéndose la tendencia de las curvas cernidas alrededor de la de configuración base. Esto permite concluir que el sistema resonador de baja frecuencia tiene un efecto despreciable sobre el margen de bombeo.

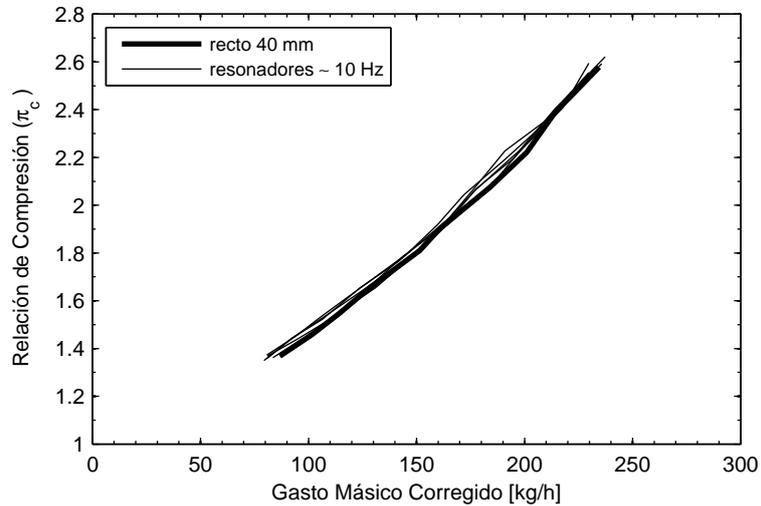


Figura 5.28: Tendencia de las curvas de bombeo medidas con los resonadores de baja frecuencia en la línea de sobrealimentación

### 5.2.3.2. Resonancia a Alta Frecuencia

A pesar de los resultados obtenidos con resonancia a baja frecuencia, se decidió realizar el ensayo con resonadores de alrededor de 50 Hz, de los cuales se muestran las tablas 5.6, 5.7 y 5.8 de acuerdo a sus configuraciones.

<b>Volumen [L]</b>	1	1	1
<b>Longitud [mm]</b>	462	347	309
<b>Diámetro [mm]</b>	20	20	20
<b>Frecuencia [Hz]</b>	45	50	55

Tabla 5.6: Variación de la frecuencia de resonancia a volumen constante

<b>Volumen [L]</b>	1	2	3
<b>Longitud [mm]</b>	374	187	125
<b>Diámetro [mm]</b>	20	20	20
<b>Frecuencia [Hz]</b>	50	50	50

Tabla 5.7: Variación del volumen a frecuencia de resonancia constante

<b>Volumen [L]</b>	3	3	3
<b>Longitud [mm]</b>	70	125	382
<b>Diámetro [mm]</b>	15	20	35
<b>Frecuencia [Hz]</b>	50	50	50

Tabla 5.8: Variación del diámetro del conducto de conexión

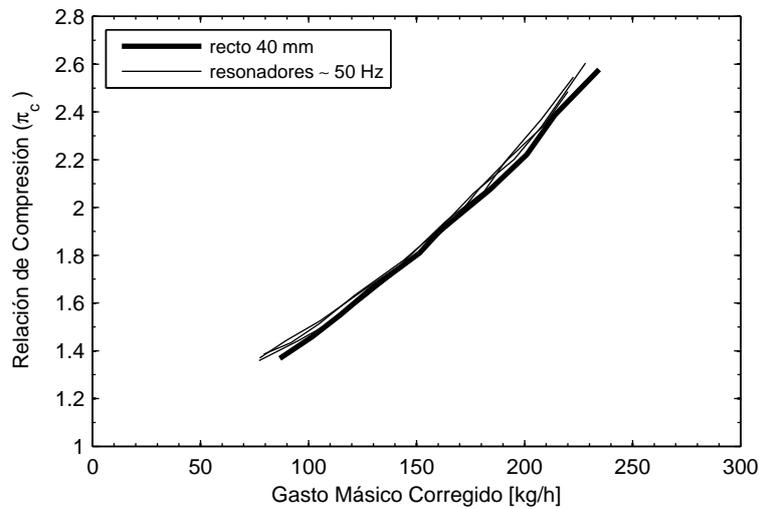


Figura 5.29: Tendencia de las curvas de bombeo medidas con los resonadores de alta frecuencia en la línea de sobrealimentación

Para estos casos de resonancia a alta frecuencia, próxima a la frecuencia de los pulsos que generan las válvulas del motor, se observa alguna

ligera ganancia respecto de los resonadores de baja frecuencia, sobre todo desde el punto de vista de incremento del par motriz, aunque esto no se refleje en el mapa; la figura 5.29 expone las curvas de los resonadores de 50 Hz y la configuración base. Esta ligera ganancia tiene que ver con la interacción del resonador con los pulsos que generan las válvulas de admisión, favoreciendo en algún caso el llenado de los cilindros por sintonización de las ondas de presión, o dicho en otras palabras, por un pequeño incremento en el rendimiento volumétrico del motor. De todas formas, hay que decir que es despreciable si se toma en consideración lo que se ganaba mediante los volúmenes delante del compresor.

### 5.3. Efecto de la Línea de Admisión

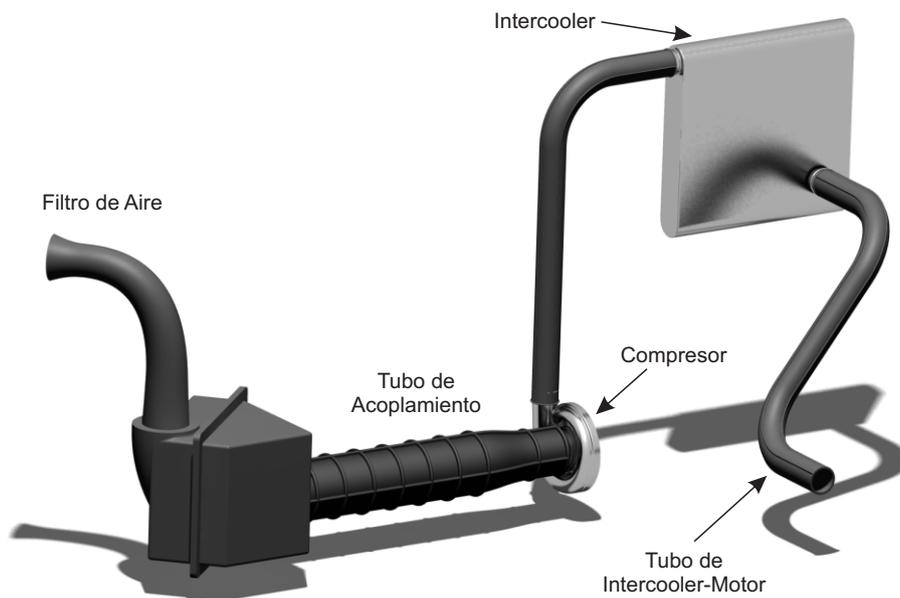
De acuerdo a lo que se ha venido comentando en el desarrollo teórico y experimental de este documento de tesis, se sabe que el diseño de las geometrías a la entrada del compresor afectan al límite de bombeo del sistema [38, 66, 104]. Por otra parte, la configuración que se utilice aguas abajo del compresor influye sobre la dinámica del bombeo, es decir, sobre su frecuencia y amplitud [36][37]. Además, la condición pulsante del flujo

Tipo de Filtro	Tubo Acoplamiento	Tubo Intercooler-Motor
original	no cónico	65 cm
original	no cónico	95 cm
original	cónico	65 cm
original	cónico	95 cm
original+4L	no cónico	65 cm
original+4L	no cónico	95 cm
original+4L	cónico	65 cm
original+4L	cónico	95 cm

Tabla 5.9: Combinaciones de las variantes del circuito de sobrealimentación del motor M9R

de admisión de un motor alternativo también modifica el comportamiento frente al bombeo del sistema de sobrealimentación del mismo [35].

### 5.3.1. Estudio Experimental



*Figura 5.30: Circuito de sobrealimentación original del motor M9R con el turbo-grupo GTA1549LV*

Para el estudio del efecto de la línea de admisión se utiliza nuevamente el turbo-grupo GTA1549LV que equipa al motor Renault M9R, pero en esta oportunidad el circuito de sobrealimentación está compuesto por los accesorios originales y sus variantes con carácter de prototipo. Los componentes o accesorios susceptibles de variación son: el filtro de aire; el tubo que conecta el filtro de aire con la boca de entrada del compresor; y el tubo de conexión entre el intercooler y el motor. En la tabla 5.9 se exponen las ocho diferentes configuraciones en estudio. La figura 5.30 presenta de forma ilustrativa cada uno de los componentes del circuito de sobrealimentación.

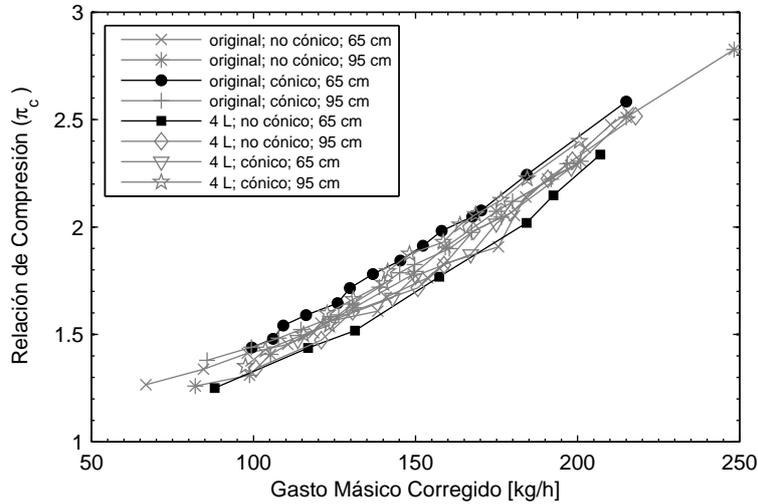


Figura 5.31: Comparación de los límites de bombeo de las configuraciones

Apelando nuevamente al ya descrito método de inyección de aire, que permite conocer en condiciones de operación normal del motor cuales son los límites de bombeo para distintas configuraciones del circuito de sobrealimentación, se analizan todas y cada una de las mismas. En la figura 5.31 se exhiben las ocho líneas de bombeo resaltando en color negro las extremas, es decir, la más y la menos favorable de todas. Con marcador circular lleno se representa la configuración más favorable del grupo, la ‘original; cónica; 65 cm’, mientras que con marcadores cuadrados llenos la configuración más desfavorable es la ‘original + 4 L; no cónica; 65 cm’. La ganancia máxima entre estas dos configuraciones puede alcanzar hasta los 400 mbar en los puntos más propicios.

Ahora bien, en vista de que el objetivo es conocer la influencia que tienen cada uno de los componentes del circuito de sobrealimentación, es oportuno agrupar las líneas de bombeo según cada uno. Esto es lo que se representa precisamente en las figuras 5.32, 5.33 y 5.34. Dado que los accesorios principales son tres, con dos posibles variantes cada uno, cada gráfica diferencia entre ambas variantes mediante el color de las líneas y los marcadores. Se ha usado como criterio el utilizar el color negro y los

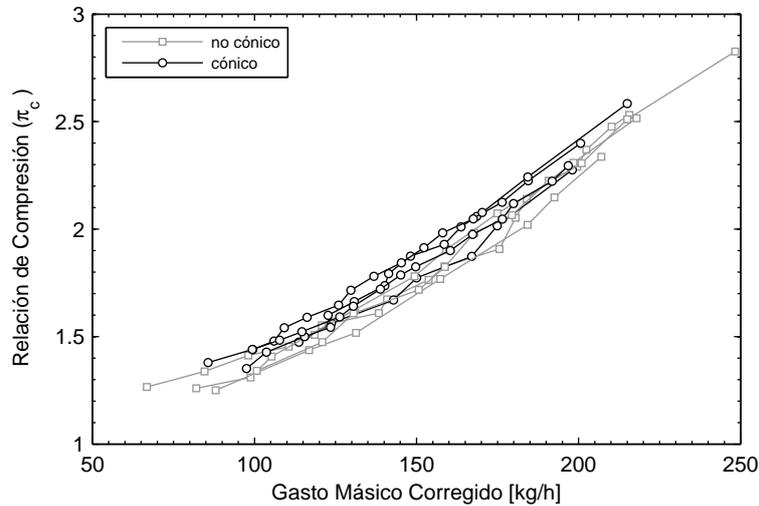


Figura 5.32: Influencia sobre el límite de bombeo del accesorio de entrada al compresor

marcadores circulares vacíos para las variantes más favorables mientras que el color gris y el marcador cuadrado vacío para las menos favorables. La figura 5.32 comienza la exposición agrupando las líneas de bombeo según el tipo de tubo utilizado a la entrada del compresor, si ‘cónico’ o ‘no cónico’. Según se observa, los límites de bombeo generados por el tubo de acoplamiento cónico tienen tendencia general más favorable que los que produce la otra variante.

En la figura 5.33 se realiza la comparación del efecto sobre el límite de bombeo de utilizar el tubo de 65 o 95 cm de longitud. Como se puede apreciar, la tendencia no es clara. El grupo perteneciente al tubo de 65 cm presenta una dispersión tal que se posiciona en simultáneo como la más y menos favorable. Respecto al tubo de 95 cm, parece producir límites de bombeo con menor dispersión, concentrándose sobre todo en la zona central. Por lo tanto, no es posible proponer una configuración sobre otra, aunque sí se podría concluir que el efecto que tiene el tubo de acoplamiento intercooler-motor tiene poca relevancia sobre el margen de bombeo. Finalmente, en la figura 5.34 se observa el efecto que tiene el cambio de volumen del filtro de aire del circuito. Es posible ver

que el filtro de volumen original tiene tendencia favorable respecto de la ampliación del margen operacional del sistema de sobrealimentación, aunque no tan perceptible como la que se observa con el tubo de entrada al compresor (cónico o no cónico).

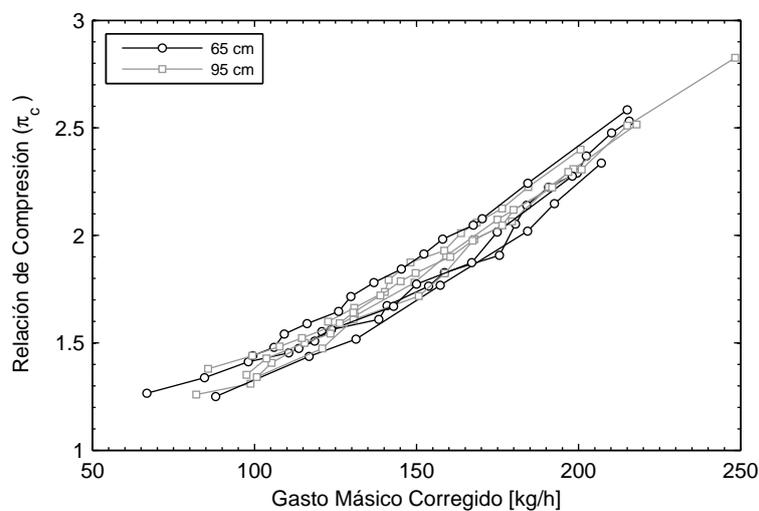


Figura 5.33: Influencia sobre el límite de bombeo del tubo de acoplamiento intercooler-motor

Como conclusión es oportuno mencionar una vez más, que el elemento próximo a la entrada del compresor es el de mayor influencia sobre el margen operacional del sistema de sobrealimentación. No obstante, los demás elementos producen algún aporte positivo o negativo, pues están relacionados con la frecuencia natural del circuito de sobrealimentación que interactúa con el flujo pulsante del motor, para mejorar o empeorar el rendimiento volumétrico del mismo, entre otros factores. También es pertinente decir que se han realizado trabajos de modelado unidimensional del sistema en estudio, pero los resultados arrojados no fueron lo suficientemente concluyentes como para ser incluidos en esta tesis.

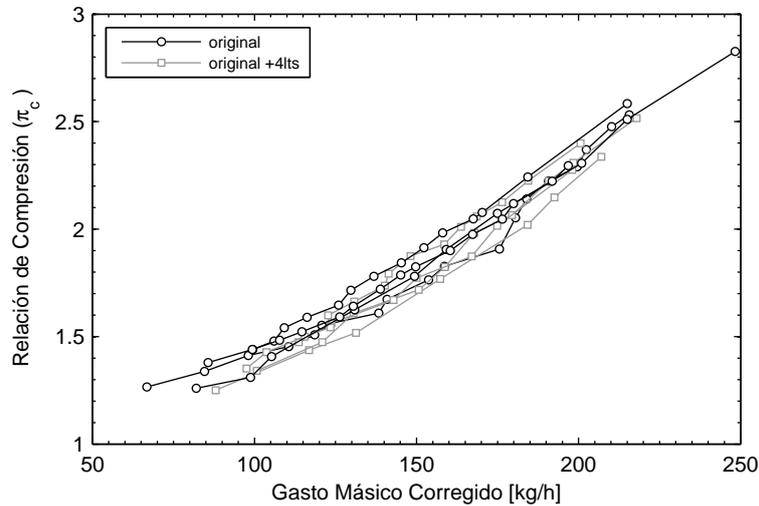


Figura 5.34: Influencia sobre el límite de bombeo del cambio de volumen del filtro de aire del circuito

### 5.3.2. Estudio Paramétrico

En orden de profundizar sobre los efectos de las diferentes configuraciones de la línea de admisión sobre el límite bombeo, se ha realizado un estudio analítico de los resultados experimentales obtenidos. En primera instancia se presenta la figura 5.35 compuesta por dos gráficas, siendo la de la izquierda, la representación en el mapa de compresor de la línea de bombeo medida en BM por inyección de aire de una de las configuraciones en estudio. Otra línea de bombeo para la misma configuración medida por incrementos de la presión de sobrealimentación, y finalmente, los puntos de incremento de la presión de sobrealimentación para los iso-regímenes de motor. Respecto a la gráfica de la derecha, los trazos con marcadores representan la amplitud espectral de cada punto logrado por incremento de la presión de sobrealimentación; además hay una curva sin marcadores que marca el límite a partir del cual se considera que comienza el fenómeno de bombeo (véase la sección 3.3.2).

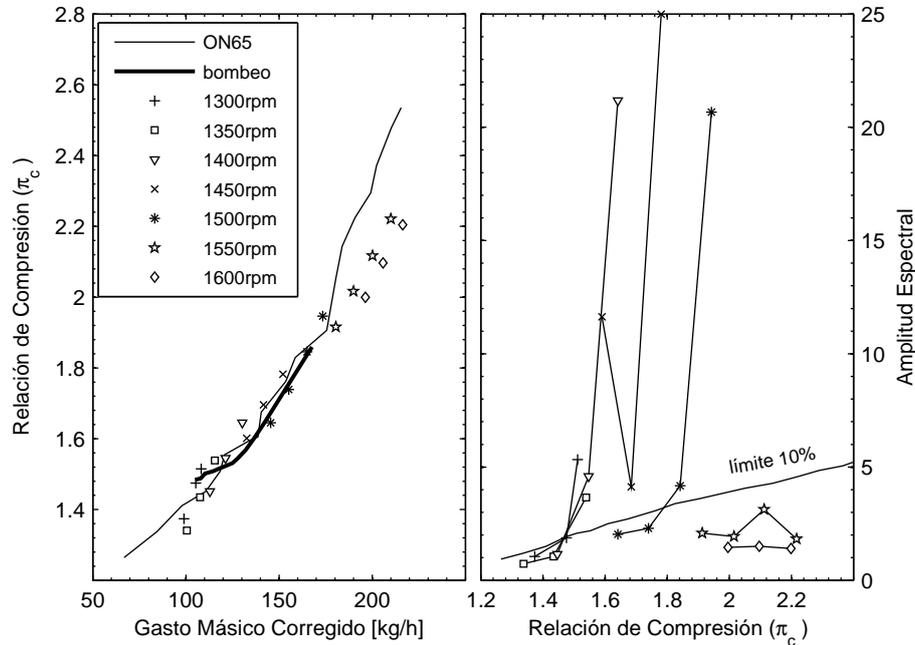


Figura 5.35: Comparación entre la línea de bombeo medida por inyección de aire y la obtenida por incremento de presión de sobrealimentación

La configuración en cuestión de la figura 5.35 es la ‘original; no cónico; 65 cm’. Se ha seleccionado por motivo de la excelente visualización que provee de los puntos de incremento de presión en el colector de admisión, lo que a su vez favorece una buena deducción del límite de bombeo. La metodología de ensayo seguida en el BM, alternativa a la inyección de aire, ha sido la explicada en la página 89 del Capítulo 3. Tal como se menciona allí, manteniendo el régimen de motor constante se aumenta la presión de salida del compresor mediante la manipulación de la TGV. El incremento se realiza hasta que se alcanza el máximo de presión en la cámara de combustión recomendado por el fabricante del motor, o se tienen las toberas de la TGV completamente cerradas, que es lo que normalmente sucede primero en los regímenes más bajos. Los puntos se pueden observar en la gráfica izquierda de la figura 5.35, trazados mediante marcadores según el régimen del motor. Se aprecia muy bien el emplazamiento rectilíneo que tiene cada grupo de puntos, y que extra-

polados pasan por el origen del mapa.

Seguidamente se analiza el contenido espectral de la señal de presión de salida del compresor para cada punto medido con el objetivo de determinar si se encuentra en bombeo. Entonces, tomando los puntos para los que se observa un contenido espectral que indica bombeo, se los une y se obtiene la curva de trazo ancho y color negro. Como se ha mencionado anteriormente, este método de incremento de la presión de sobrealimentación solo permite medir el margen de bombeo para la zona central del mapa, puesto que para las zonas más bajas no hay energía suficiente en la turbina. Respecto de la parte superior del mapa, las curvas de iso-régimen de motor se alejan del límite de bombeo. Todo esto hace que la línea de bombeo obtenida mediante incremento de presión de sobrealimentación sea notablemente menos abarcartiva que la medida por inyección de aire, que aparece en trazo fino de color negro. Sin embargo, lo importante a resaltar es que existe una concordancia moderada entre ambas.

El análisis apunta también a arrojar luz en lo relativo al efecto de las diferentes configuraciones sobre el rendimiento volumétrico del motor. Como se ha venido comentando, pero es oportuno reiterar, el incremento de aire en los cilindros del MCIA redundaba en una mayor potencia, puesto que se puede inyectar una mayor masa de combustible para la combustión. Las dos opciones prácticas más interesantes al objetivo son el incremento de presión, ya estudiado, y la mejora del rendimiento volumétrico del motor. Obviando las mejoras en fase estacionaria, es decir, pérdidas de carga, temperatura del aire, etc., quedan por tratarse los aspectos dinámicos. En la figura 5.36 se presentan dos gráficas. La de la derecha nuevamente se aboca a representar la amplitud espectral de los puntos medidos mediante el incremento de la presión de sobrealimentación, pero esta vez con un único régimen de motor (1300 rpm) y para las ocho configuraciones en estudio.

La gráfica de la izquierda de la figura 5.36 expone para el iso-régimen de motor de 1300 rpm, las líneas que produce cada configuración. Lo inmediato a decir es que hay varios puntos medidos pertenecientes a ciertas configuraciones, que debido a las inestabilidades que producen a la hora de las mediciones, el resultado final no es la recta de iso-régi-

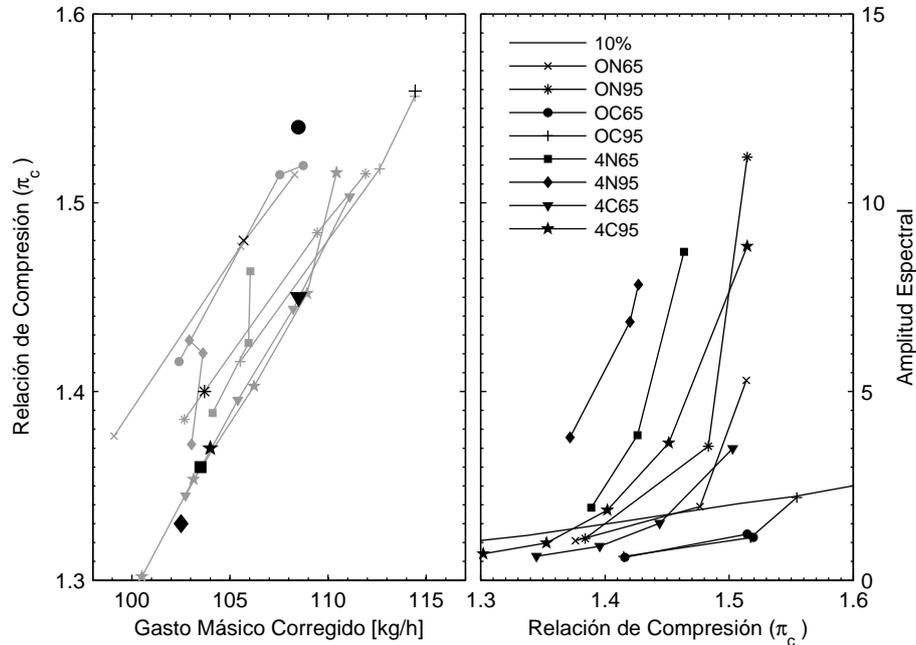


Figura 5.36: Comparación del desempeño de las configuraciones para un régimen constante de motor de 1300 rpm

men de motor conocida. No obstante, la tendencia de la mayoría sí es la esperada. Dado que el régimen de motor es único y constante, variando únicamente la presión de sobrealimentación, la diferencia en la posición de las rectas de cada configuración se atribuye exclusivamente a cambios en el rendimiento volumétrico. Los diferentes componentes de cada configuración tienen una frecuencia natural acústica que interactúa con los pulsos que produce el sistema de admisión del motor. Cuanto mejor es la ‘sintonización’, más se mejorará el llenado de los cilindros por efecto de las ondas de presión, posicionándose la recta de motor hacia la derecha del mapa. Sin embargo, el mejor llenado de los cilindros no implica un mejor desempeño del sistema de sobrealimentación, puesto que también depende de la interacción aerodinámica del fluido entrante al compresor. En otras palabras, a pesar de que cierta configuración favorezca el llenado de los cilindros por una buena sintonización, si la dicha configuración

no tiene buen comportamiento frente al bombeo no se alcanzarán altas relaciones de compresión.

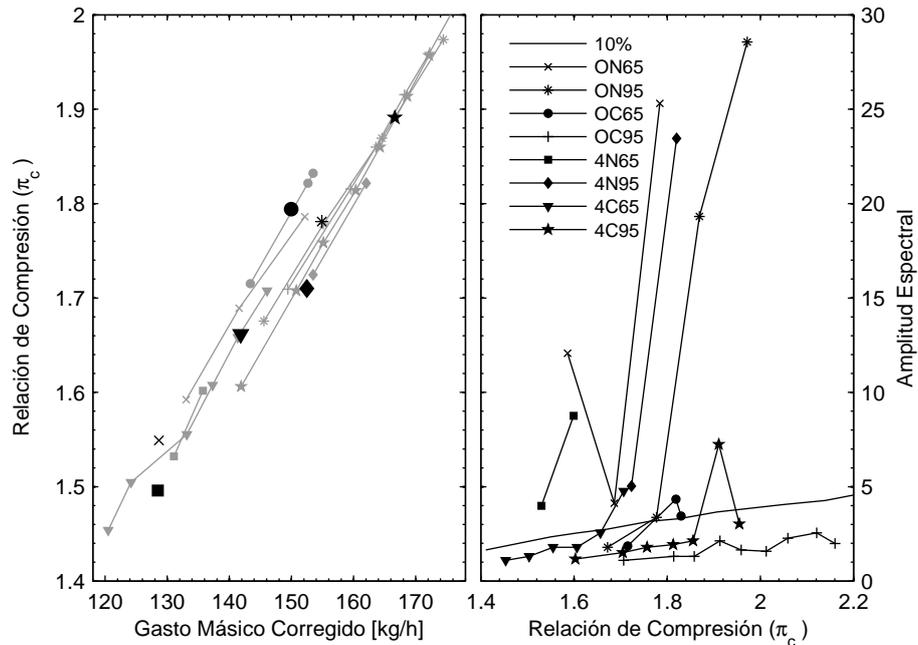


Figura 5.37: Comparación del desempeño de las configuraciones para un régimen constante de motor de 1450 rpm

El caso es que si se observan las configuraciones que se sabe son las más favorables, ‘original; cónica; 65 cm’ y ‘original; cónica; 95 cm’, se aprecia que no superan el límite del 10%. Para la última configuración mencionada se ve que alcanza a hacer contacto, pero en el caso de la primera permanece muy por debajo, quedando manifiesto así que no tiene componentes de bombeo. Cuando en la gráfica derecha cada curva corta o hace contacto con el límite del 10%, en la izquierda se dibuja con un marcador de mayor tamaño y color negro la relación de compresión de la intersección. Esto permite determinar cuál es el punto a lo largo de la recta de iso-régimen de motor para el cual sucede el bombeo. Para la configuración ‘original; cónica; 95 cm’ es posible dibujar su marcador de comienzo de bombeo, pero por el contrario no es así para la ‘original;

cónica; 65 cm', para la cual teóricamente se podría seguir aumentando la presión de sobrealimentación si hubiera energía disponible en la turbina.

Si se incrementa el régimen de giro del motor a 1450 rpm, manteniéndose el análisis aun en la zona baja del mapa, se observa algún ligero cambio en el comportamiento. La figura 5.37 es similar a la 5.36. Este régimen de motor ha sido seleccionado debido a que se puede apreciar cómo en su particular afecta negativamente a la configuración más favorable ('original; cónica; 65 cm'), haciendo incluso que esté por debajo de no solo la 'original; cónica; 95 cm', sino de otras de límite de bombeo inferior. No obstante, cabe remarcar que este comportamiento menos favorable de la configuración 'original; cónica; 65 cm', es de carácter puntual para el régimen de 1450 rpm.

Todo esto deja patente lo complejo que se torna el análisis de los factores involucrados en el estudio del límite operacional inferior del sistema de sobrealimentación por turbo-compresor de un MCIA. Sin embargo, una vez más es imperativo reiterar la buena concordancia que se tiene entre los diferentes métodos utilizados para determinar el límite de bombeo, y los resultados que provee el método de inyección de aire. Razón por la cual, se presenta actualmente como el sistema más práctico y preciso de ensayo.

## 5.4. Bombeo en Transitorio

### 5.4.1. Caracterización por Amplitud de la Potencia Espectral

En el Capítulo 3 también se abordó, entre otros, el tema de los ensayos de bombeo en régimen transitorio de motor, explicando la metodología asociada (ver sección 3.2.2.4). No obstante, previo al desarrollo del mencionado método, se realizó un trabajo de ensayos en transitorio con un criterio de evaluación del desempeño de una determina configuración, en base a los máximos de la amplitud de la potencia espectral de la señal de presión de salida del compresor, como se desarrolla en [34][37]. El equi-

po experimental utilizado ha sido exactamente el que se describe en el apartado anterior (página 194).

#### 5.4.1.1. Régimen del Motor Ascendente

La metodología de ensayo empleada en BM consistió en incrementar el régimen de giro del motor de forma proporcional a diferentes tasas de tiempo preestablecidas. Dicho de otro modo, mediante el freno dinámico se le aplican al motor diferentes rampas de ascenso del régimen, manteniendo la carga al máximo durante todo el proceso. Al exigir del motor su máximo par en bajos regímenes de operación, se induce a que la zona de desempeño del compresor centrífugo esté muy próxima a su límite de bombeo. Razón por la cual, si se provoca algún cambio brusco en el régimen del motor, la evolución de la trayectoria de desempeño del compresor pasará momentáneamente por la zona de bombeo, como se explica detalladamente en el Capítulo 3.

En vista de lo comentado, se propuso un incremento del régimen de motor de las 1250 rpm a las 2000 rpm, con tasas de tiempo de 10, 20, 40, 80 y 100 s. También se ha incrementado la presión de sobrealimentación, de forma que sea más probable que ocurra el bombeo. El fabricante del motor, atendiendo a las sugerencias del fabricante del turbo-grupo, establece los parámetros de operación del compresor de forma conservadora en lo referente al bombeo, para que trabaje con cierto margen de seguridad. Razón por la cual, es necesario realizar algunos cambios sobre los mapas de motor cargados en la ECU<sup>4</sup> con motivo de modificar la sobrealimentación. Los mapas de la ECU, que no deben confundirse con los gráficos cartesianos de desempeño del motor o turbo-grupo, son matrices con parámetros físicos cargados por los fabricantes que establecen el punto de trabajo idóneo del ingenio para cada condición de operación. Así es que si se desea modificar la presión de sobrealimentación, se deben localizar el o los mapas que la relacionan con el régimen del motor, el grado de carga, tasa de inyección, etc. Para el ensayo en cuestión, se incrementaron los valores de presión de los mapas en 200 mbar, sobre

---

<sup>4</sup>Electronic Control Unit.

todo en las zonas de 1350 a 1500 rpm por ser las más críticas respecto del bombeo.

Ya para comenzar con los resultados, se exponen gráficos cartesianos con la evolución del régimen de motor, la trayectoria de presión y la potencia espectral. Dado que las configuraciones a ensayar son ocho, y a su vez por cada una se ensaya con cinco tiempos diferentes (10, 20, 40, 80 y 100 s), el volumen de datos es cuantioso, por lo que se presentan solo los resultados más relevantes. La tasa de tiempo de incremento de régimen que aportó mejor visión del fenómeno ha sido la de 100 s. En las siguientes figuras se pueden observar tres de las configuraciones: una muy desfavorable (figura 5.38), una de comportamiento medio (figura 5.39), y la más favorable (figura 5.40).

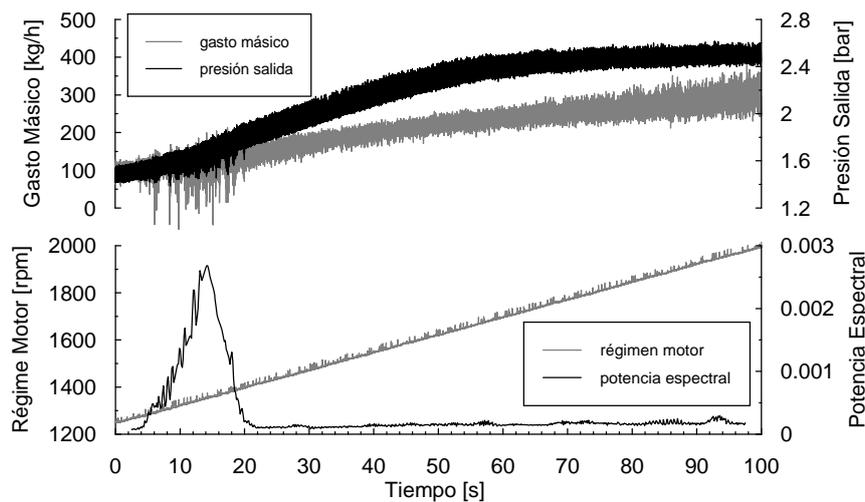


Figura 5.38: Monitores del ensayo transitorio de la configuración con filtro ampliado en 4 L, acoplamiento no cónico y tubo de 95 cm

En la figura 5.38 se observa que la presión a la salida del compresor es aproximadamente de 1,6 bar para el régimen de 1250 rpm de motor. Una vez que el dinamómetro comienza a aplicar la rampa de régimen, tanto la presión como el gasto másico trasegado se incrementan, teniendo este último una tendencia aproximadamente lineal. No es así con la presión

de salida, que exhibe una media convexa producto de la estrategia de control que establece la ECU. Siguiendo la evolución se observa que para los regímenes de 1300 a 1400 rpm, el monitor de presión muestra la oscilación típica propia del fenómeno de bombeo; lo mismo puede verse en el monitor de gasto másico. Al recurrir al análisis espectral de la señal de presión de salida de compresor, se confirma que la zona mencionada corresponde a bombeo debido a la carga de frecuencias dominantes del rango de 5 a 15 Hz, es decir, de la frecuencia de bombeo. La amplitud de la potencia espectral es de aproximadamente  $28 \times 10^{-3}$ . Posteriormente, se puede ver que la evolución de la sobrealimentación abandona el bombeo y permanece estable hasta el final del ensayo.

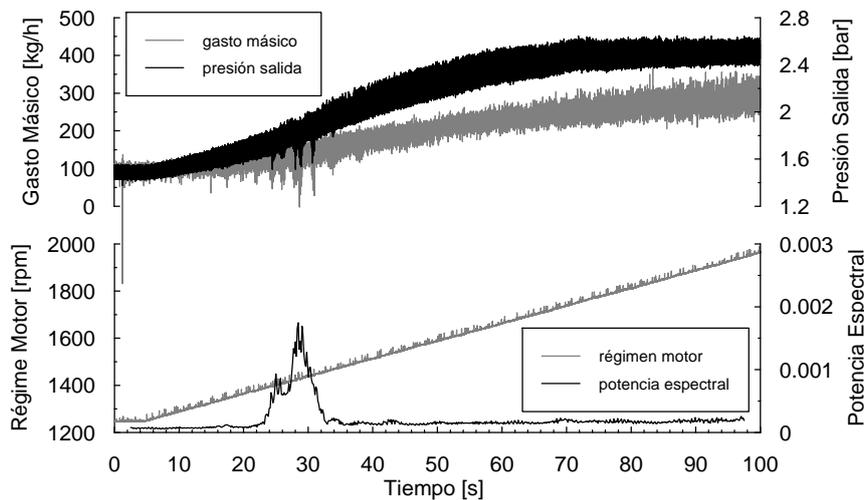


Figura 5.39: Monitores del ensayo transitorio de la configuración con filtro original, acoplamiento no cónico y tubo de 65 cm

Respecto a la evolución de la configuración de la figura 5.39, se puede decir que sigue los mismos lineamientos que la anterior, salvo que la zona de bombeo aparece dentro del intervalo de 1400 a 1450 rpm de motor. Aquí lo importante a resaltar es que la potencia espectral es de aproximadamente  $17 \times 10^{-3}$ , lo que implica que las frecuencias de bombeo han sido menos preponderantes que para el caso anterior. Dirigiendo la atención a la última configuración (figura 5.40), y obviando los comentarios comu-

nes, lo importante a mencionar es que no se observan inestabilidades en los monitores de presión ni gasto, lo que implica que no existe bombeo. Esto se confirma mediante el análisis espectral, el cual no exhibe en su tendencia ninguna cresta significativa, permaneciendo próximo a cero.

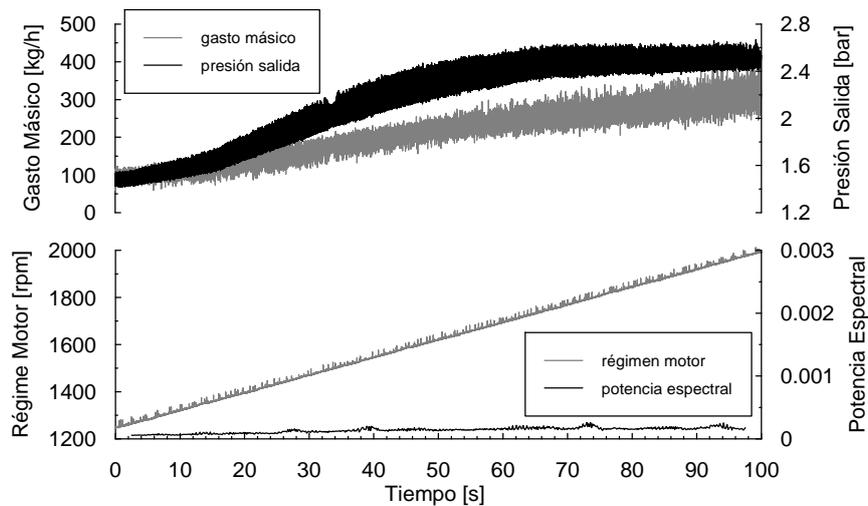


Figura 5.40: Monitores del ensayo transitorio de la configuración con filtro original, acoplamiento cónico y tubo de 65 cm

De acuerdo a lo expuesto y tomando en consideración que los cambios realizados han sido solo de algunos accesorios del circuito de sobrealimentación, quedan muy claras las diferencias de comportamiento entre las configuraciones. No obstante, no es fácil proveer una justificación cuantitativa del fenómeno. Debido a ello se recurre al análisis espectral, el cual tomado como criterio de evaluación permite decir que la configuración con ‘filtro ampliado en 4 L, acoplamiento no cónico y tubo de 95 cm’, y con amplitud espectral de  $28 \times 10^{-3}$ , es la más desfavorable. En cambio, la configuración de ‘filtro original, acoplamiento cónico y tubo de 65 cm’, la cual exhibe una carga espectral de las frecuencias de bombeo nula, es la más favorable. Las configuraciones restantes son de comportamiento medio.

### 5.4.1.2. Régimen del Motor Descendente

Con similar metodología a la anteriormente descrita, se han realizado ensayos a régimen de motor descendente. Es oportuno mencionar que esta condición es más próxima a una situación real de conducción. De hecho, los fabricantes automotrices a menudo se han encontrado, para algunas de sus configuraciones del circuito de sobrealimentación, en situación de bombeo cuando se somete al vehículo a esfuerzo en rampas empinadas. Dado que al motor se le imprime una alta carga, al momento de aliviarlo bruscamente para realizar los cambios de marcha o por necesidad de frenada brusca, la evolución del sistema de sobrealimentación pasa momentáneamente por bombeo.

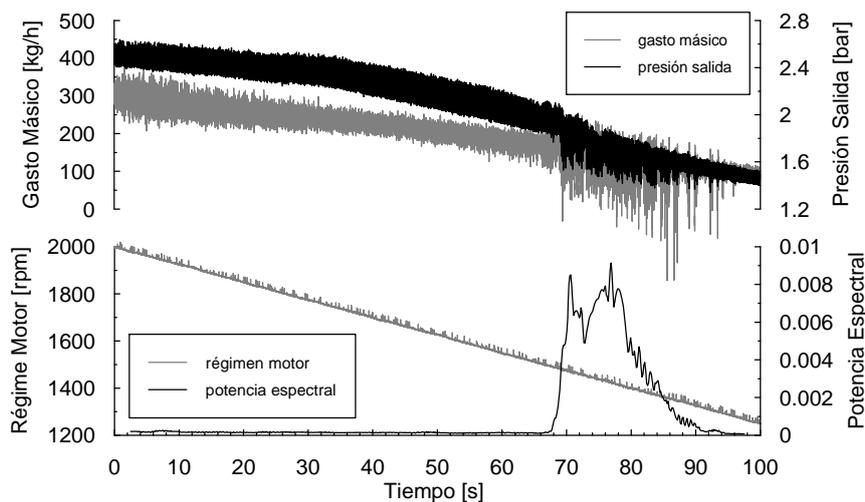


Figura 5.41: Monitores del ensayo transitorio de la configuración con filtro ampliado en 4 L, acoplamiento no cónico y tubo de 65 cm

Los ensayos han sido realizados con un decremento del régimen de giro del motor de las 2000 a las 1250 rpm, con tasas de tiempo de 10, 20, 40, 80 y 100 s. A diferencia del ensayo anterior, ahora no se ha incrementado la presión de sobrealimentación, por lo que ésta está regida por los parámetros originales establecidos por el fabricante. A título de resumir, a continuación se exponen los resultados de la configuración más

desfavorable y la más favorable. Nuevamente se muestran los ensayos con tasa de tiempo de 100 s de manera que sean comparables con los resultados anteriores. Según se observa en la figura 5.41 donde se presenta la configuración más desfavorable, tanto la presión de salida de compresor como el gasto másico trasegado presentan oscilaciones de bombeo hacia el final de la rampa de descenso de régimen de motor (entre 1300 y 1500 rpm).

Al realizar el análisis espectral, se puede ver una importante amplitud de potencia de alrededor de  $90 \times 10^{-3}$  (notar que se ha cambiado la escala respecto de los ensayos ascendentes), lo que implica un bombeo desarrollado y profundo, como bien se puede constatar observando los monitores. Respecto a la figura 5.42 que expone los monitores de presión y gasto de la configuración más favorable, esto es con ‘filtro original, acoplamiento cónico y tubo de 65 cm’, se observa nuevamente que la potencia espectral es nula.

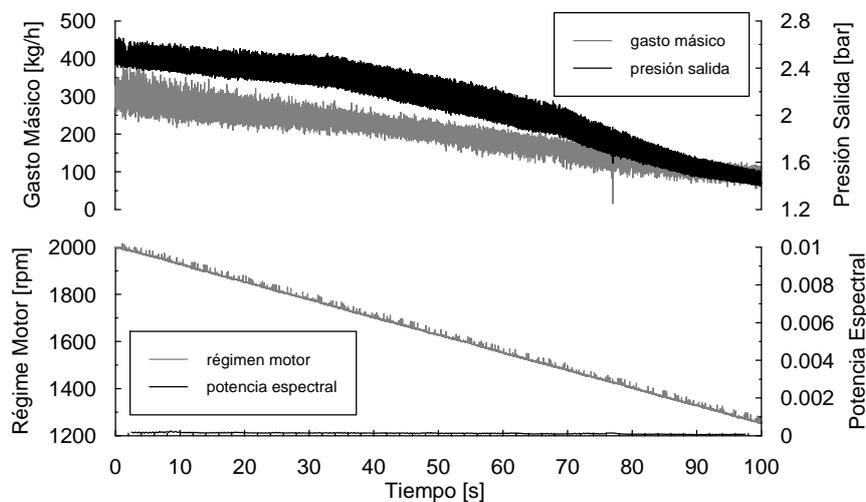


Figura 5.42: Monitores del ensayo transitorio de la configuración con filtro original, acoplamiento cónico y tubo de 65 cm

A modo de conclusión es posible decir que tanto para los ensayos en ascenso de régimen de motor como para los de descenso, la configuración

más favorable ha sido la de ‘filtro original, acoplamiento cónico y tubo de 65 cm’. Tocante a la configuración más desfavorable se ve que no se tiene el mismo resultado para el ascenso que para el descenso. Sin embargo, hay que decir que la influencia del conducto de acoplamiento intercooler-motor de 65 o de 95 cm, tiene poco peso respecto de las otras variables manipuladas. Por lo tanto, la configuración más desfavorable ha resultado ser la de ‘filtro ampliado en 4 L y acoplamiento no cónico’.

El filtro de aire ampliado en 4 L sobre el volumen original, se muestra contraproducente sobre el margen de bombeo probablemente debido a problemas acústicos. En cuanto al conducto de entrada al compresor, el de forma cónica ha tenido el mejor rendimiento, como era de esperar en concordancia con los ensayos estacionarios anteriormente presentados. Se puede decir en líneas generales que los resultados concuerdan con los del análisis en estacionario (ver figura 5.31), por lo que el método a cumplido con los objetivos, aunque estaba claro que se podían hacer importantes mejoras.

## 5.4.2. Caracterización por Ciclos de Bombeo

Dado que el método de evaluación por análisis de Fourier (FFT) empleado en la sección anterior tiene sus puntos débiles, como se ha discutido en el Capítulo 2, página 47, se recurrió a un procedimiento alternativo. Este consiste en el conteo de los ciclos de bombeo que ocurren en un transitorio de motor; la metodología ha sido descrita en detalle en la página 97 del Capítulo 3. El estudio en cuestión ha sido llevado adelante en BM, sobre un motor PSA DW10C–TED4 Euro V (2000 cm<sup>3</sup>; 120 kW @ 3750 rpm; 340 Nm @ 2000 rpm) equipado con el turbo-grupo GTB1449VZ.

### 5.4.2.1. Estudio Experimental

El protocolo de ensayo establecía que, partiendo de un régimen de motor estable a una determinada carga, se aplica una desaceleración lineal según 4 pendientes propuestas. Al mismo tiempo que comienza la desaceleración, se descarga el motor cuasi-instantáneamente desde el máximo

par logrado mediante 6 diferentes presiones en el colector de admisión. En la figura 5.43 se expone esquemáticamente la rutina que deben seguir el régimen de motor y el par motriz según el plan de ensayos a realizar. La tabla 5.10 lista la combinación de todas las variables, que en total hacen unos 88 ensayos por cada una de las configuraciones en estudio.

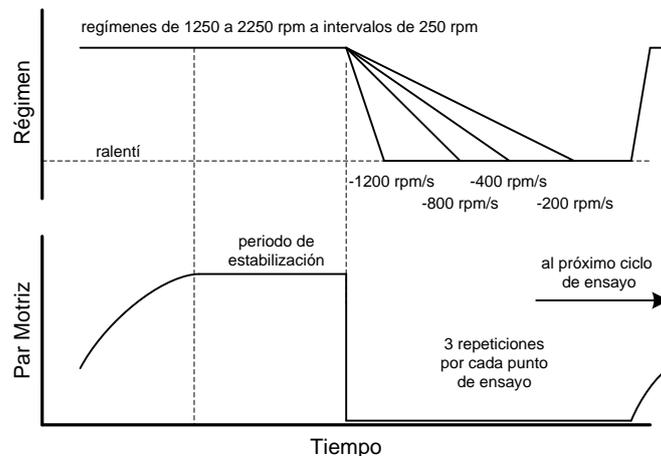


Figura 5.43: Rutinas a seguir aplicadas sobre el régimen de giro y el par de motor

Las configuraciones propuestas a la entrada del compresor han sido volúmenes cilíndricos con capacidad de 1 L, y con 4 diferentes diámetros, a saber 72, 88 y 114 mm. Se colocaron en la disposición axial centrada estándar, como se venía haciendo, pero además también se probaron disposiciones excéntricas, particularmente con los diámetros mayores. Las configuraciones principales son las siguientes:

1. entrada recta de 40 mm de diámetro.
2. diámetro de 72 mm centrado.
3. diámetro de 88 mm centrado.
4. diámetro de 88 mm excéntrico.

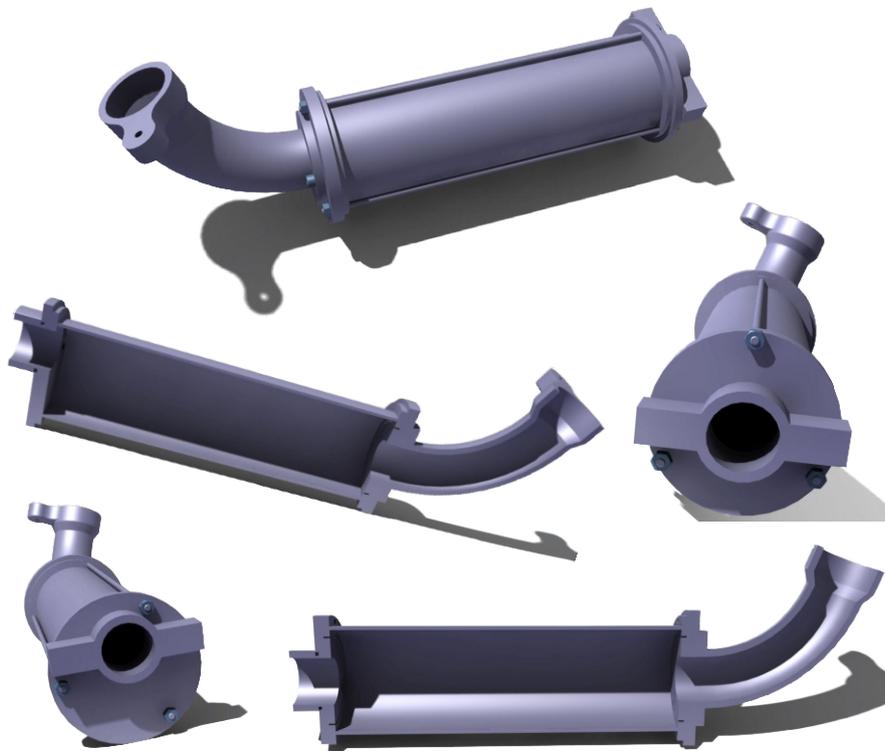
5. diámetro de 88 mm excéntrico alejado.
6. diámetro de 114 mm excéntrico.
7. diámetro de 114 mm excéntrico de volumen reducido.
8. diámetro de 114 mm excéntrico alejado.
9. pre-rotador próximo a la entrada del compresor.

P. Admisión [bar]	Desaceleración [rpm/s]	Régimen Motor				
		1250 [rpm]	1500 [rpm]	1750 [rpm]	2000 [rpm]	2250 [rpm]
1.4	-200	1	9	25	45	65
	-400	2	10	26	46	66
	-800	3	11	27	47	67
	-1200	4	12	28	48	68
1.6	-200	5	13	29	49	69
	-400	6	14	30	50	70
	-800	7	15	31	51	71
	-1200	8	16	32	52	72
1.8	-200		17	33	53	73
	-400		18	34	54	74
	-800		19	35	55	75
	-1200		20	36	56	76
2.0	-200		21	37	57	77
	-400		22	38	58	78
	-800		23	39	59	79
	-1200		24	40	60	80
2.2	-200			41	61	81
	-400			42	62	82
	-800			43	63	83
	-1200			44	64	84
2.4	-200					85
	-400					86
	-800					87
	-1200					88

Tabla 5.10: Ensayos a realizar por cada configuración en estudio

La carcasa del compresor GTB1449VZ viene de fábrica con un codo a la entrada, fundido como una pieza única. Por lo tanto, se realizó una

modificación sobre la misma de manera que fuera posible el acoplamiento de los volúmenes de forma axial al eje del compresor. En la figura 5.44 se exhiben los gráficos CAD de las configuraciones de 88 mm de diámetro donde se puede apreciar, especialmente en los cortes, en un caso la entrada centrada y por otra parte la descentrada. En el otro extremo se insertó el codo que venía originalmente junto a la carcasa del compresor. Las bridas o tapas del volumen cilíndrico son intercambiables entre configuraciones.



*Figura 5.44: Detalle de los volúmenes cilíndricos de 88 mm empleados en los ensayos en régimen transitorio*

Paralelamente a los ensayos transitorios, también se ha recurrido a los estacionarios midiendo el límite de bombeo mediante inyección de aire, como ha sido costumbre para todo el trabajo experimental de esta tesis. El objetivo de los ensayos estacionarios es la comparación con los ensayos

transitorios, para de esa manera tener algún recurso de validación. Ya para comenzar con los resultados del estudio, se presenta la figura 5.45 donde se puede observar el conjunto de líneas de bombeo medidas en ensayos estacionarios. A título de lograr una mayor legibilidad se obvian las líneas correspondientes a los resultados menos relevantes, a saber, las dos configuraciones alejadas que presentan un comportamiento muy similar a la entrada recta de 40 mm, confirmando una vez más lo que se ha comentado en los apartados previos. Tampoco se presenta la línea de bombeo correspondiente a la configuración de diámetro de 70 mm, pues ha tenido un comportamiento menos favorable que la configuración base.

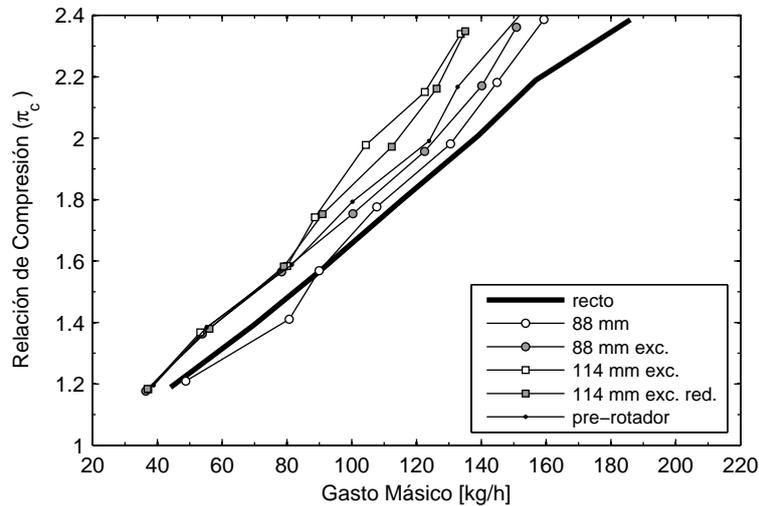


Figura 5.45: Líneas de bombeo de las configuraciones listadas medidas en BM con inyección de aire

Es importante resaltar aquí algunos puntos significativos de las configuraciones en estudio. En primer lugar se observa en la figura 5.45 que el límite de bombeo para la configuración de diámetro de 88 mm tiene una trayectoria próxima a la configuración base, con alguna ganancia a partir de una relación de compresión de 1,6. Sin embargo, el mismo volumen de 88 mm de diámetro con acoplamiento excéntrico respecto de la entrada del compresor, presenta un desempeño superior, algo que no se intuía previamente. La idea del acoplamiento excéntrico de los volúme-

nes de mayor diámetro surgió por problemas de emplazamiento, debido a que el turbo-grupo se encuentra ubicado muy próximo al bloque motor, razón por la cual, el uso de volúmenes de grandes diámetros centrados es impracticable. El volumen de diámetro de 114 mm solo ha podido emplazarse de forma excéntrica, lo que ha impedido realizar ensayos con disposición centrada que permitan confirmar el comportamiento del de 88 mm. No obstante, y como se aprecia en la figura 5.45, el volumen de 114 mm de diámetro es el de mejor desempeño desde el punto de vista de la ampliación del margen operacional del compresor. También se ha ensayado una configuración similar pero reduciendo el volumen mediante disminuir la longitud del cilindro. El comportamiento es similar con alguna diferencia en la zona de relación de compresión de 2, no obstante no se puede considerar significativa.

Aunque es difícil presentar una explicación acabada del motivo del comportamiento de las configuraciones excéntricas, es oportuno mencionar alguna de las suposiciones que se han realizado. Tomando como referencia las conclusiones a las que se llegaron respecto del comportamiento del fluido a la entrada del compresor cuando este está próximo a la zona de bombeo, se sabe que una expansión geométrica brusca justo a la entrada favorece a que el flujo reverso que sale del mismo no obstruya el flujo normal que se está trasegando. Si se analiza el volumen de diámetro 88 mm, cuando su eje está centrado con el eje del compresor existe una diferencia de alrededor de 50 mm respecto del diámetro del ojo del rotor (38 mm), es decir, que la distancia desde el diámetro del ojo hasta la pared del cilindro es la mitad, unos 25 mm. Sin embargo, si el acoplamiento se hace de forma excéntrica con la máxima diferencia posible entre los ejes del compresor y el volumen cilíndrico, unos 20 mm, la diferencia entre el diámetro del rotor y la pared más lejana del volumen se incrementan a más de 40 mm. Esto hace que se tenga una mayor posibilidad de expansión, aunque de forma asimétrica. De manera que la implementación de volúmenes cilíndricos de ejes excéntricos respecto del eje del compresor, parecen aprovechar mejor las propiedades de la expansión de los reflujos. Esto probablemente también se podría extrapolar a volúmenes de otras formas geométricas. No obstante es oportuno reiterar, que es una ‘posible explicación’ para el resultado obtenido. Como trabajo futuro queda

pendiente la simulación tridimensional para evaluar la dilucidación propuesta.

Y ya para finalizar con los resultados de los ensayos estacionarios, queda por mencionar la curva correspondiente al pre-rotador. El mecanismo es el que se ve en la figura 2.12, al cual se le diseñó un acoplamiento adecuado para posicionarlo próximo al rotor del compresor de manera que sea efectiva la acción esperada de corrección del ángulo de incidencia del fluido sobre el inductor. La tendencia de la curva evidencia ganancia respecto de la configuración base, como se ve en la figura 5.45, con un comportamiento semejante al volumen de 88 mm de diámetro excéntrico. Sin embargo, el rendimiento es inferior en comparación con los volúmenes de 114 mm, especialmente a partir del valor de 1,6 de relación de compresión. Por lo tanto, esto sirve para demostrar lo eficiente de los volúmenes a la entrada del compresor, ya que no se necesita recurrir a diseños complejos y que introducen considerables pérdidas de carga como es el caso del pre-rotador.

Configuración	Ciclos de Bombeo
2. diámetro de 72 mm centrado	119
1. entrada recta de 40 mm	101
3. diámetro de 88 mm centrado	89
4. diámetro de 88 mm excéntrico	82
7. diámetro de 114 mm excéntrico reducido	54
9. pre-rotador	53
6. diámetro de 114 mm excéntrico	36

*Tabla 5.11: Resultados de los ensayos transitorios*

Pasando a los ensayos transitorios, la tabla 5.11 sintetiza los resultados obtenidos del conteo de los ciclos de bombeo producto de aplicar la rutina de ensayo propuesta en la tabla 5.10. Las configuraciones aparecen en orden descendente según los ciclos de bombeo, es decir, desde la menos favorable, la de diámetro de 70 mm centrado, hasta la más favorable, la de diámetro de 114 mm excéntrico, ignorando las de posición alejada.

Si se compara la tabla 5.10 con las líneas de bombeo de la figura 5.45 medidas en BM con inyección de aire, se puede apreciar una notable correlación. Acorde con la posición en el mapa, así aparece el orden en cantidad de ciclos de bombeo; solo existe una ligera discrepancia entre la configuración con el pre-rotador y la de diámetro 114 mm excéntrica reducida. No obstante, las curvas de ambas configuraciones aparecen próximas en el mapa, lo que quizá contribuya al conflicto, y por lo tanto para salvar la discordancia se deberían de haber repetido los ensayos.

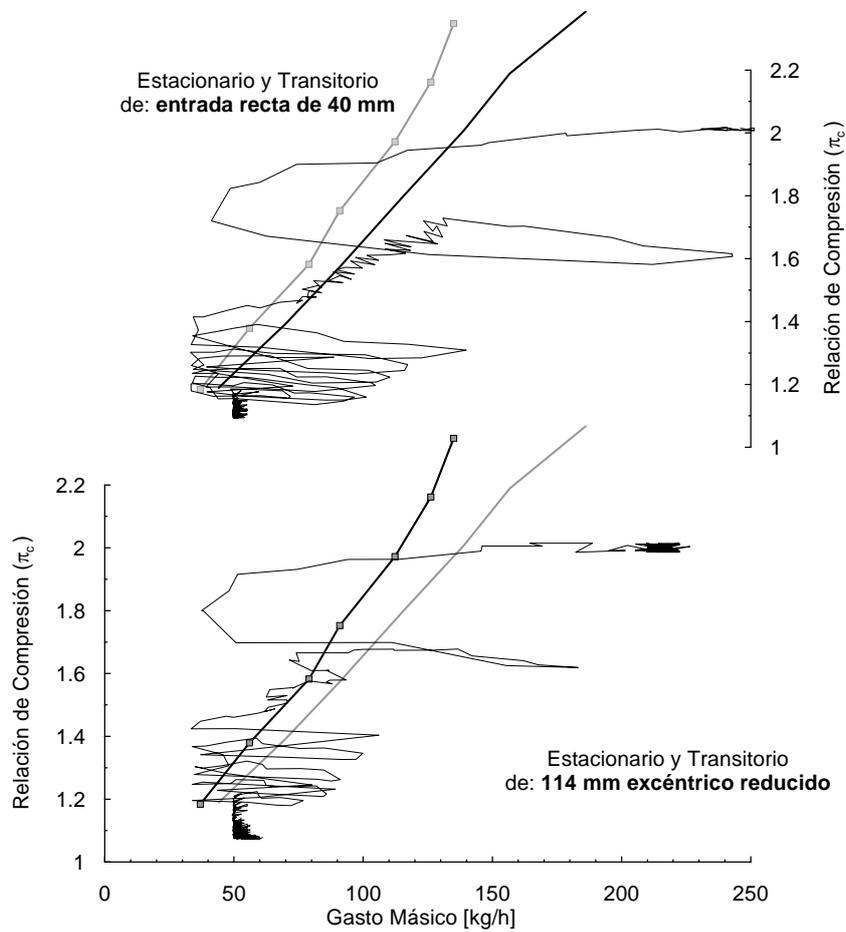


Figura 5.46: Comparación entre los ensayos estacionarios y transitorios en zona de estabilidad crítica

Otras representaciones interesantes de ver sobre el mapa del compresor son las que esquematizan la evolución transitoria del rendimiento del sistema de sobrealimentación, desde la plena carga del motor hasta el ralentí. Lo que sucede para la mayoría de las rutinas de ensayo es que una vez que se le quita la carga al motor y se desacelera, ocurre el bombeo profundo como se muestra en la figura 3.10. Allí se observa que la trayectoria parte de la plena carga y ocurre un descenso en espiral que culmina en el ralentí del motor. En otras ocasiones el ciclado de bombeo concluye antes de llegar al ralentí, o sencillamente no ocurre si las condiciones lo ameritan. Sin embargo, existen puntos de estabilidad crítica que son de particular interés, donde sucede que al aplicar la rutina sobre el motor se ingresa a bombeo de forma intermitente. En otras palabras, el sistema fluctúa entre la zona de bombeo y la zona estable. Esto permite, si se representan la línea de bombeo estacionaria y la trayectoria transitoria, observar cuán bien se relacionan ambas. Tal es el caso de la figura 5.46 donde se presentan dos gráficos con las configuraciones de ‘entrada recta’ y ‘114 mm, excéntrico, reducido’.

Las configuraciones en comparación han sido seleccionadas de forma que el comportamiento frente al bombeo sea lo suficientemente diferente para resaltar el efecto comentado en los dos párrafos anteriores. Según se ve a simple vista en la figura 5.46, las líneas de bombeo presentan pendientes diferentes, siendo la de la segunda gráfica más favorable que la de la primera. Al observar la trayectoria que siguen los ensayos transitorios para el caso de la entrada recta, se parte de plena carga a una relación de compresión de 2, donde se produce un único e intenso ciclo de bombeo dando lugar luego a la evolución sobre la zona estable del mapa. No obstante, a medida que transcurre el tiempo, la trayectoria estable tiende su avance hacia la izquierda del mapa, es decir, nuevamente hacia la zona inestable. La cuestión de importancia a remarcar, es que la segunda oleada de ciclos de bombeo se produce justo cuando la trayectoria del transitorio hace contacto con la línea de bombeo. Posteriormente la evolución continúa en la zona inestable, culminando los ciclos en el ralentí del motor. En la gráfica inferior de la figura 5.46 se observa algo similar, salvo que para este caso la línea de bombeo tiene otra pendiente y se encuentra más hacia la izquierda del mapa (en gris

se ve la línea de bombeo de la configuración anterior para comparación). Dado que la configuración de ‘114 mm, excéntrica, reducida’ es más favorable que la de ‘entrada recta’, se aprecia una menor amplitud de los ciclos de bombeo. Sin embargo, también se puede ver que al momento en que la trayectoria transitoria hace contacto con la línea de bombeo, vuelve a producirse el fenómeno. Esto confirma, de hecho, que existe una excelente concordancia entre los resultados de la experimentación en estacionario y transitorio, por lo que se podrían usar indistintamente al tiempo de evaluar las prestaciones de un sistema de sobrealimentación.

#### 5.4.2.2. Simulación Numérica

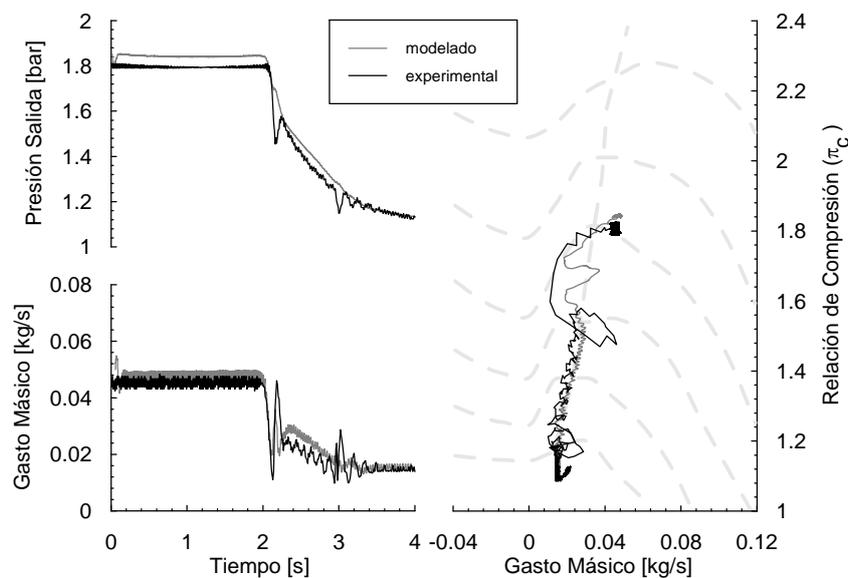


Figura 5.47: Comparación entre los resultados experimentales y los computacionales para la configuración de entrada recta de 40 mm para un régimen de 1500 rpm, 1800 mbar y -600 rpm/s de desaceleración

En busca de solidificar los resultados experimentales obtenidos de los ensayos transitorios, también se ha recurrido a la simulación numérica computacional. Al presente se puede decir que los modelos tridimensionales aun no han logrado un desempeño aceptable cuando se los aplica

a la representación de fenómenos transitorios. Sin embargo, el modelo unidimensional de acción de ondas (WAM<sup>5</sup>) presentado en el Capítulo 4, ha provisto unos resultados de interesante consideración.

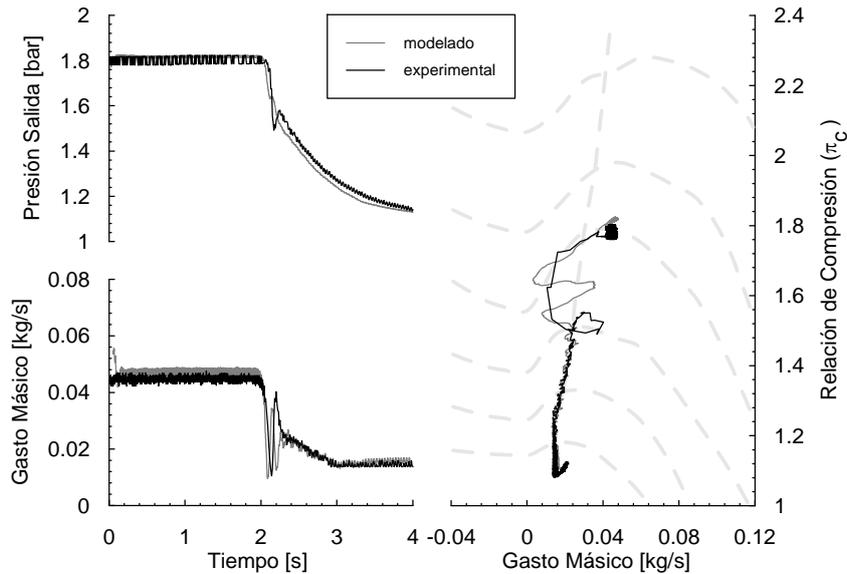


Figura 5.48: Comparación entre los resultados experimentales y los computacionales para el volumen de diámetro 82 mm para un régimen de 1500 rpm, 1800 mbar y -600 rpm/s de desaceleración

En las figuras, la 5.47 y la 5.48, se puede ver la comparación de los resultados experimentales con los computacionales para el mismo punto de ensayo con la configuración base y la de volumen de 88 mm de diámetro centrada. Son tres gráficas por cada figura, una de presión estática de salida del compresor, la de gasto másico y la representación sobre el mapa de la evolución del ensayo. Respecto a la presión de salida del compresor, para ambas figuras se puede decir que el modelado produce un resultado mediocre debido a que no es capaz de representar los ciclos de bombeo del fenómeno. Sin embargo, se aprecia que la tendencia media del cálculo computacional es similar al del monitor de presión medido experimentalmente.

<sup>5</sup>Wave Action Model.

A diferencia de la presión de salida del compresor, el gasto másico trasegado calculado mediante el modelado en WAM muestra una notable concordancia con los resultados experimentales. La coherencia es tal, que el modelo computacional representa con exactitud el comportamiento del gasto másico cuando se está en zona de estabilidad crítica; esto se ve principalmente en la figura 5.47 donde se aprecia cómo el gasto másico simulado tiene un comportamiento idéntico al experimental. Si se observan las gráficas de la evolución del fenómeno sobre el mapa del compresor, las que se encuentran ubicadas a la derecha, se puede ver también una buena concordancia entre los resultados experimentales y modelados.

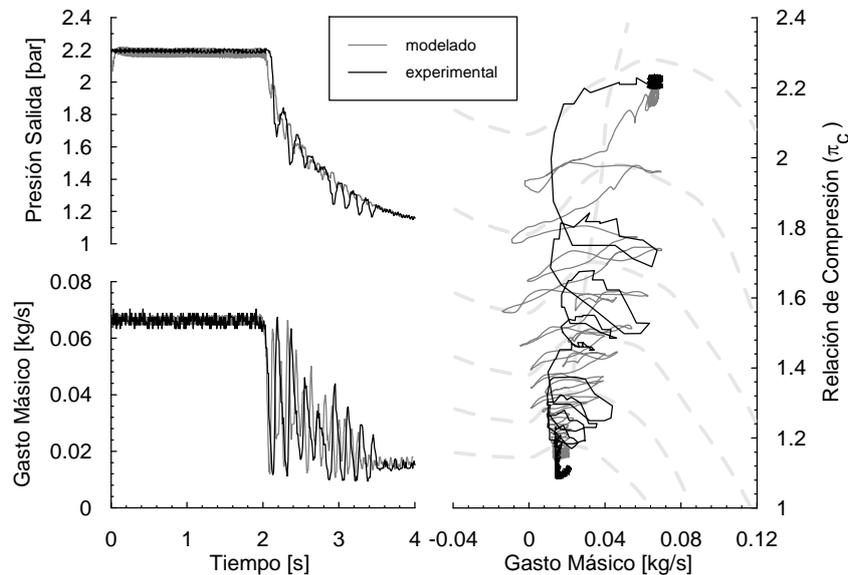


Figura 5.49: Comparación entre los resultados experimentales y los computacionales para la configuración de entrada recta de 40 mm para un régimen de 1750 rpm, 2200 mbar y -600 rpm/s de desaceleración

Las figuras 5.49 y 5.50 son para las mismas configuraciones que las presentadas en las figuras 5.47 y 5.48, pero esta vez el punto de operación es de un régimen de 1750 rpm, 2200 mbar de presión de salida de compresor y -600 rpm/s de pendiente de desaceleración. Las diferencias en desempeño entre ambas configuraciones son más pronunciadas, lo que

permite una mejor evaluación de las capacidades del modelo unidimensional implementado en WAM.

La figura 5.49 permite concluir una vez más que el cálculo numérico simula con buena precisión la evolución del gasto másico trasegado por el circuito de sobrealimentación. Si se observa la gráfica de la evolución sobre el mapa del compresor, hay que decir que si bien las trayectorias no se superponen, los límites y las tendencias son semejantes. Cabe aclarar que el gasto másico medido experimentalmente está filtrado ‘naturalmente’ por las características del sensor. Por lo tanto, a título de hacer ambos resultados comparables a la señal entregada por el cálculo numérico, se le aplica un filtro paso bajo de alrededor de 20 Hz tomando como referencia la fase estacionaria.

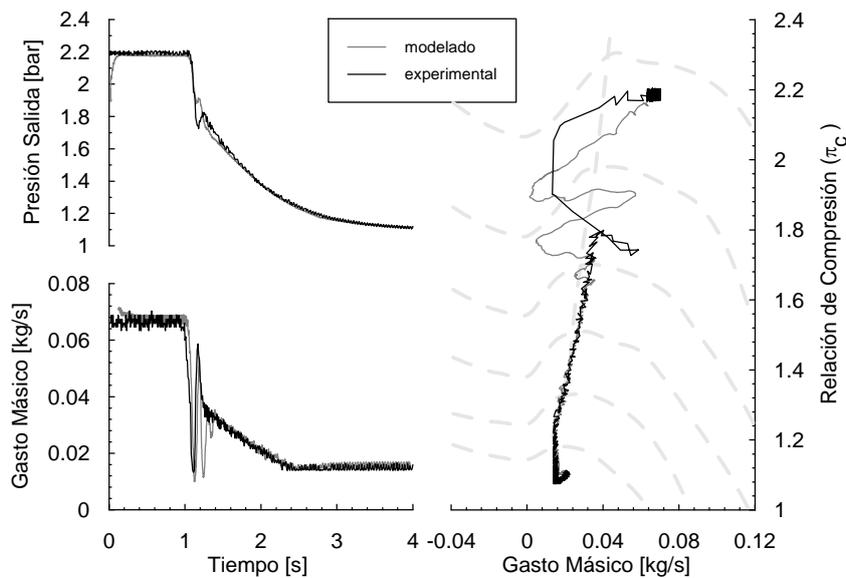


Figura 5.50: Comparación entre los resultados experimentales y los computacionales para el volumen de diámetro 82 mm para un régimen de 1750 rpm, 2200 mbar y -600 rpm/s de desaceleración

Al dirigir la atención hacia la figura 5.50, la cual representa a la configuración más ventajosa de las comparadas desde el punto vista de bombeo, la de volumen de 88 mm de diámetro, se aprecia cómo el mo-

delo WAM es sensible a las características geométricas de la instalación. Nuevamente se observa una buena concordancia entre los resultados experimentales y de modelado. Esto permite concluir que el modelado unidimensional tiene un gran potencial como herramienta de evaluación de prestaciones de diferentes instalaciones de sobrealimentación, y de hecho, es un medio al que más a menudo están recurriendo la mayoría de los fabricantes automotrices. Sin embargo, por otro lado hay que decir que a los objetivos de la investigación llevada adelante en este trabajo de tesis, a saber, el estudio de la topología del flujo, los modelos unidimensionales como el empleado en WAM, no son los más útiles.

## 5.5. Conclusiones

El presente capítulo ha resumido en tres puntos principales los trabajos de investigación realizados, con el objetivo de entender los factores relacionados con el fenómeno de bombeo en el sistema de sobrealimentación de un MCIA. En primera instancia se analizaron accesorios de diferentes características geométricas ubicados a la entrada del compresor centrífugo, en la mayoría de los casos inmediatamente próximos al rotor y en otros alejados una cierta distancia. Se ha determinado que las geometrías con influencia favorable sobre el límite de bombeo, son efectivas solo si se encuentran muy próximas al rotor del compresor. En caso contrario sus efectos se difuminan.

La forma geométrica que ha presentado mayores ventajas ha sido el volumen. Sus efectos se deben, no a la capacidad del mismo, sino más bien a la posibilidad de expansión que le provee al flujo inverso que sale del compresor cuando opera alrededor de su límite mínimo de gasto másico, es decir, próximo a bombeo. Esta “expansión” permite que la vena fluida entrante al compresor tenga mayor sección y a su vez reduce los efectos de mezcla de los flujos con diferentes direcciones. También se han estudiado otros tipos de soluciones para ampliar el margen de bombeo, pero la que ha sobresalido sobre las demás siempre ha sido el accesorio volumétrico a la entrada del compresor.

Lo anteriormente mencionado se confirma en el apartado **Efecto de la Línea de Admisión**, donde se utilizó el circuito de sobrealimentación estándar provisto por el fabricante del motor. Se arribó a la conclusión de que el elemento de mayor influencia sobre la ampliación del margen de bombeo, es el conducto de entrada al compresor; un tubo de material elastómero con terminación cónica para el acoplamiento a la boca del mismo, en un caso, y el otro, un tubo más delgado y con menor conicidad. Este tubo tiene un diámetro mayor que el del ojo del rotor, que junto a la terminación cónica propicia justamente la expansión de los reflujos. Los demás componentes mostraron alguna influencia pero no demasiado determinante.

Por último se ha tratado el tema de **Bombeo en Transitorio**, método del cual se puede decir que ha demostrado un buen desempeño práctico al tiempo de evaluar las prestaciones frente al bombeo de los sistemas de sobrealimentación. De la experiencia ganada se ha convergido a un método de conteo de los ciclos de bombeo que ocurren en los “transitorios controlados” de motor, el cual ha demostrado una excelente coherencia con el método de inyección de aire. Sin embargo, y como se ha mencionado, los estudios en transitorio no son adecuados para comprender los fenómenos fluido-dinámicos que influyen sobre la aerodinámica del sistema y hacen que una configuración sea más favorable que otra.

## Bibliografía del Capítulo 5

- [4] I. Ariga, N. Kasai, S. Masuda, Y. Watanabe e I. Watanabe. “*The Effect of Inlet Distortion on the Performance Characteristics of a Centrifugal Compressor*”. ASME, Journal of Engineering for Power. Vol. 105, pp. 223-230, 1983. (Vid. págs. 62, 159).
- [13] S. A. Cain y M. Padmanabhan. “*Numerical Simulation of Flow Distribution and Swirl due to a Combined Pipe Bend*”. ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference. Vol. FEDSM 99-7217, 1999. (Vid. págs. 62, 159).
- [15] C. Cervelló. “*Contribución a la Caracterización Experimental y al Modelado de Turbinas de Geometría Variable en Grupos de*

- Sobrealimentación*". Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2005. (Vid. págs. 8, 84, 161).
- [18] M. M. Cui. "*Unsteady Flow Around Suction Elbow and Inlet Guide Vanes in a Centrifugal Compressor*". Proc. IMechE, Vol. 220, pp. 11-18, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2006. (Vid. págs. 63, 125, 159).
- [24] R. L. Elder y M. E. Gill. "*A Discussion of the Factors Affecting Surge in Centrifugal Compressors*". ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 107, pp. 499-507, 1985. (Vid. págs. 40, 159).
- [29] D. A. Fink, N. A. Cumpsty y E. M. Greitzer. "*Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System*". ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 114, pp. 321-330, 1992. (Vid. págs. 40, 41, 50, 51, 64, 118, 190).
- [34] J. Galindo, F. J. Arnau, A. Tiseira, R. Lang, H. Lahjaily y T. Gimenes. "*Measurement and Modeling of Compressor Surge on Engine Test Bench for Different Intake Line Configurations*". SAE paper 2011-01-0370. April, 2011. (Vid. págs. 94, 112, 204).
- [35] J. Galindo, H. Climent, C. Guardiola y A. Tiseira. "*On the Effect of Pulsating Flow on Surge Margin of Small Centrifugal Compressors for Automotive Engines*". Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 33, pp. 1163-1171, 2009. (Vid. págs. 4, 8, 195, 232).
- [36] J. Galindo, J. R. Serrano, H. Climent y A. Tiseira. "*Experiments and Modelling of Surge in Small Centrifugal Compressor for Automotive Engines*". Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 32, pp. 818-826, 2008. (Vid. págs. 4, 8, 194, 232).
- [37] J. Galindo, J. R. Serrano, S. Guardiola y C. Cervelló. "*Surge Limits Definitions in a Specific Test Bench for the Characterizations of Automotive Turbochargers*". Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 30, pp. 449-462, 2006. (Vid. págs. 8, 45, 46, 88, 194, 204).

- [38] J. Galindo, J. R. Serrano, X. Margot, A. Tiseira, N. Schorn y H. Kindl. “*Potential of Flow Pre-Wirl at the Compressor Inlet Automotive Engine Turbochargers to Enlarge Surge Margin and Overcome Packaging Limitations*”. Elsevier, International Journal of Heat y Fluid Flow. Vol. 28, pp. 374-387, 2007. (Vid. págs. 8, 57, 62, 194).
- [44] E. M. Greitzer. “*Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model*”. ASME, Journal of Engineering for Power. Vol. 98, pp. 190-198, 1976. (Vid. págs. 41, 49, 118, 190).
- [45] E. M. Greitzer. “*Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part II: Experimental Results and Comparison with Theory*”. ASME, Journal of Engineering for Power. Vol. 98, pp. 199-217, 1976. (Vid. pág. 190).
- [66] Y. Kim, A. Engeda, R. Aungier y G. Direnzi. “*The Influence of Inlet Flow Distortion on the Performance of a Centrifugal Compressor and the Development of an Improved Inlet Using Numerical Simulations*”. IMechE. Proc Instn Mech Engrs, Vol. 215, pp. 323-338, Part A: Journal of Power y Energy, 2001. (Vid. págs. 57, 62, 159, 168, 194).
- [68] N. Kämmer y M. Rautenberg. “*A Distinction Between Different Types of Stall in a Centrifugal Compressor Stage*”. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 108, pp. 83-92, 1986. (Vid. págs. 39, 44, 188).
- [88] R. Pampreen. “*Compressor Surge and Stall*”. Concepts ETI, Inc. Norwich, Vermont, USA 05055. ISBN 0-933283-05-9, 1993. (Vid. págs. 39, 44, 85, 87, 95, 188).
- [104] H. Schulte, N. Schorn, H. Kindl, J. R. Serrano, X. Margot y C. Donayre. “*Influence of Various Compressor Inlet Designs on Compressor Performance*”. Springer-Verlag, Berlin. Thermo y Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, pp. 103-116, 2004. (Vid. págs. 57, 98, 163, 194).

- [111] H. Tamaki. “*Effect of Piping Systems on Surge in Centrifugal Compressors*”. Springer, Journal of Mechanical Science y Technology, vol. 22, pp. 1857-1863, 2008. (Vid. págs. 39, 63, 159, 189).
- [114] A. O. Tiseira. “*Caracterización experimental y Modelado de Bombeo en Compresores Centrífugos de Sobrealimentación*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2008. (Vid. págs. 7, 8, 16, 41, 52, 87, 119, 121, 159, 238, 239).
- [125] T. Yano y B. Nagata. “*A Study on Surging Phenomena in Diesel Engine Air-Charging System*”. JSME Bulletin. Vol. 14, N° 70, 1971. (Vid. págs. 63, 189).

# Capítulo 6

## Conclusiones

### Índice

---

6.1	Introducción . . . . .	<b>230</b>
6.2	Aportes . . . . .	<b>236</b>
6.3	Trabajos Futuros . . . . .	<b>239</b>
	Bibliografía del Capítulo 6 . . . . .	<b>241</b>

---

## 6.1. Introducción

AL LO LARGO de la realización de esta Tesis se han efectuado numerosos ensayos experimentales y simulaciones computacionales para alcanzar los objetivos marcados a su inicio. Todas estas tareas se pueden clasificar en función del tipo de entorno o metodología seguido. Se presentan las conclusiones más relevantes del trabajo de investigación, sintetizado según cada una de estas áreas de investigación abarcadas.

### 6.1.1. Herramientas Experimentales

El trabajo experimental se ha realizado en dos tipos de instalaciones experimentales: el banco de turbos de flujo continuo (BTFC), y el banco motor (BM). En el caso del banco de turbos se han efectuado ensayos más o menos convencionales en los que no se ha logrado ninguna contribución especial. Sin embargo, los resultados de los ensayos realizados han permitido extraer conclusiones que se explican a continuación.

Es en los ensayos de motor en los que se han propuesto metodologías que pueden ser muy útiles para la mejora del conocimiento del fenómeno de bombeo en grupos de sobrealimentación. En primera instancia, se ha presentado un procedimiento para realizar ensayos de bombeo mediante la inyección de aire comprimido en el colector de admisión del MCIA<sup>1</sup>. Con esta técnica es posible medir en condiciones muy estables la entrada del sistema de sobrealimentación en bombeo en todo el rango de regímenes de giro del compresor centrífugo. Además permite determinar con precisión el margen de bombeo del sistema, tomando en consideración la acústica de la configuración original del conjunto motor y turbo-compresor, por lo que la línea de bombeo medida es altamente representativa del comportamiento que existe en el vehículo. Se han comparado distintas formas de llevar el compresor a bombeo con la propuesta de inyectar aire en el colector de admisión. Se han destacado ventajas e inconvenientes de cada una de ellas.

---

<sup>1</sup>Motor de Combustión Interna Alternativo.

Otra de las problemáticas en los ensayos experimentales es el método para detectar el bombeo. En los ensayos realizados en BTFC, el paso de funcionamiento estable a bombeo profundo es inmediato, por lo que la detección del bombeo es relativamente sencilla mediante el análisis de cualquier variable termodinámica. Normalmente se suele considerar la evolución de la temperatura del gas cerca del inductor, o las oscilaciones de baja frecuencia en el gasto de aire o en las presiones estáticas a la entrada o a la salida del compresor. Sin embargo, en el BM la detección del bombeo no es tan sencilla, ya que en procesos transitorios en los que el punto de funcionamiento del compresor se mueve casi paralelo a la línea de bombeo, el paso al fenómeno no es tan abrupto. A propósito, el método de inyección de aire en el colector de admisión sí que conduce al compresor a una trayectoria en el mapa perpendicular a la línea de bombeo, por lo que se produce ese cambio súbito a la zona inestable. Se ha propuesto un método que facilite la detección sistemática del fenómeno de bombeo. Se analiza para cada configuración la amplitud espectral máxima de la señal de gasto másico o presión de salida de compresor, estableciendo en base a la experiencia un umbral a partir del cual se considera que acontece el bombeo. El umbral se establece al 10 % de la amplitud espectral de las pulsaciones de baja frecuencia de la señal (5 a 15 Hz).

### 6.1.2. Herramientas de Modelado

Se ha trabajado con dos tipos de modelado para la predicción del bombeo en compresores, el unidimensional de acción de ondas y el CFD<sup>2</sup>/URANS<sup>3</sup> multidimensional. En el primero, el compresor se calcula utilizando como base la información del mapa de funcionamiento medido en condiciones estacionarias, y a partir de consideraciones geométricas, se plantea un modelo dinámico capaz de predecir el bombeo. En el modelado CFD/URANS multidimensional, se parte de la información geométrica detallada del compresor y de las condiciones de contorno a la entrada y

---

<sup>2</sup>Computational Fluid Dynamics.

<sup>3</sup>Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes.

salida del mismo. El modelo sin información experimental debe ser capaz de predecir el comportamiento inestable del compresor.

En este trabajo de investigación se ha evaluado el funcionamiento del modelo de compresor elaborado en años anteriores en diferentes condiciones de motor [36]. En el pasado, el modelo demostró ser adecuado para la predicción de la entrada en bombeo en condiciones estacionarias y también en condiciones pulsantes, aunque en base a la validación realizada en BTFC y con una válvula rotativa [35]. A partir de entonces, el modelo ha sido utilizado para reproducir ensayos estacionarios y transitorios de motor. Durante la fase de ajuste con flujo estacionario, se ha realizado un análisis de sensibilidad que ha mostrado que la predicción de la línea de bombeo del modelo depende mucho del mapa de compresor utilizado. Así, variaciones de algunos milibares en los puntos medidos en el mapa próximos a bombeo, influyen sobre la predicción en el orden de magnitud de las diferencias que pueden producirse, por ejemplo, al cambiar la línea de entrada. Esto es una mala noticia porque significa que el cálculo del límite de bombeo con este tipo de modelo va a estar siempre sometido a dicha incertidumbre. Sin embargo, no se puede atribuir este exceso de sensibilidad al modelo de compresor, sino más bien, lo que sucede es que el fenómeno físico real es así. Este es uno de los motivos principales que lleva a que al realizar pequeñas modificaciones en la aerodinámica del sistema de sobrealimentación se produzcan diferentes márgenes de bombeo.

El ajuste del modelo de compresor para los distintos puntos de funcionamiento del motor, ha conducido a nuevas dificultades para predecir el límite de bombeo del conjunto. En trabajos anteriores se encontró que el margen de bombeo depende de la amplitud de los pulsos de presión a los que está sometido el compresor cuando forma parte de la línea de admisión del motor, en especial cuando está sintonizada para aumentar el rendimiento volumétrico del MCIA a bajo régimen. En esta situación, para pronosticar bien el bombeo es necesario predecir de manera adecuada el flujo pulsante a la entrada y a la salida del compresor. Sin embargo, el propio modelo de compresor es el que va a determinar con qué precisión se calculará el flujo pulsante, teniéndose así una realimentación de

difícil puesta a punto. Con este tipo de modelo de compresor utilizado, que es una condición de contorno entre los tubos de entrada y salida calculados con la hipótesis unidimensional, no existe acumulación en el compresor. Esto hace que en cada momento de cálculo el modelo imponga el mismo gasto a la salida que a la entrada del compresor. El resultado es que con el modelo actual, que es capaz de predecir el bombeo, no es posible calcular de forma adecuada la transmisión de ondas de presión en el compresor.

En contraposición, respecto al modelado del bombeo durante los procesos transitorios de motor, los resultados han sido bastante prometedores. Así, en transitorios con reducción brusca de carga y/o régimen, ha demostrado aptitud para predecir el paso durante un breve periodo de tiempo por la zona de bombeo. Es capaz de predecir con un cierto acuerdo el número de oscilaciones debidas al bombeo y su intensidad. La razón por la cual parece más fácil predecir el bombeo en transitorio que en estacionario, que en principio no parece razonable, es que precisamente al tratarse de un proceso brusco hay menos incertidumbre en la entrada en inestabilidad. De manera que las pulsaciones de presión durante los ciclos de bombeo dependen más de la descarga de presión de la línea aguas abajo del compresor que de otros factores. Afortunadamente, el modelo unidimensional es especialmente adecuado para predecir este tipo de fenómenos. Resulta, pues, especialmente útil para analizar la ocurrencia del bombeo en condiciones transitorias de motor, que se pueden asociar a modos de conducción del vehículo.

Los trabajos realizados con el objetivo de predecir el bombeo del compresor mediante modelado multidimensional han dado los siguientes resultados. En trabajos anteriores se construyó un mallado multidimensional del compresor y se determinó que para reproducir los fenómenos de desprendimiento que hacen de precursores del bombeo, es necesario utilizar un mallado móvil representando el movimiento del rotor [78]. También se determinó que la forma en la que se imponen las condiciones de contorno, debido a que no se calcula todo el circuito de sobrealimentación sino solamente los conductos de entrada y salida al compresor, van a determinar el comportamiento dinámico del sistema y por lo tanto

su estabilidad frente al bombeo. Esto es razonable puesto que el proceso físico también tiene el mismo comportamiento; el bombeo del compresor depende de las condiciones de instalación.

En este trabajo de investigación se ha propuesto el cálculo multidimensional del compresor, planteando una malla móvil para el rotor, y acoplando a la salida un modelo cero dimensional del volumen y una válvula de control del gasto. De esta manera se tiene el mismo comportamiento dinámico que el de un ensayo típico en BTFC, pero con el mismo coste computacional del cálculo 3D del compresor en solitario. Se ha desarrollado un modelo de llenado y vaciado para el cálculo de las propiedades termodinámicas dentro del volumen de descarga y del gasto másico a través de la válvula, a partir del calculado por el CFD/URANS a la salida del compresor. Las condiciones de presión y temperatura calculadas en el depósito, son impuestas mediante una función de usuario como condición de contorno en el cálculo multidimensional. De esta manera acoplada, es posible reproducir la dinámica del sistema durante la entrada y los ciclos de bombeo.

El modelo acoplado propuesto es capaz de reproducir ciclos de bombeo completos incluyendo los procesos de inestabilidad en los que el flujo se invierte, y más adelante, cuando la presión se reduce y el flujo se revierte al sentido regular. A pesar de que la malla utilizada para el cálculo no tiene el tamaño adecuado para representar los detalles más finos del flujo, los resultados en términos de límite de bombeo y de amplitud y frecuencia de las pulsaciones durante el ciclo de bombeo son excelentes. Se han comparado los resultados del cálculo acoplado con medidas de presión instantánea durante los ciclos de bombeo, mostrando un buen grado de acuerdo. También se ha comparado la variación del gasto instantáneo predicha por el modelado multidimensional con la del modelo unidimensional que a su vez había sido validado en ensayos estacionarios con LDA<sup>4</sup>. Por lo tanto se puede decir que el modelo acoplado da una descripción realista de la evolución instantánea del punto de funcionamiento del compresor durante el bombeo profundo.

---

<sup>4</sup>Laser Doppler Anemometer.

### 6.1.3. Influencia de la Geometría de Entrada Sobre el Fenómeno de Bombeo

A partir de las herramientas de cálculo y de modelado desarrolladas en el trabajo de investigación, se ha lanzado una campaña de ensayos y simulaciones con el objetivo de cuantificar y de explicar cómo es la influencia de la geometría del conducto de entrada al compresor sobre el margen de bombeo. Se han realizado multitud de ensayos en BTFC modificando la configuración estandarizada con el objetivo de probar diferentes geometrías de entrada al compresor, incluyendo:

- conducto recto de sección constante igual a la de la boca de entrada al compresor que se ha utilizado como base de comparación.
- conductos curvos de sección constante con distintos radios de curvatura.
- volúmenes cilíndricos centrados y no centrados colocados a diferentes distancias de la boca del compresor.
- conductos rectos de sección variable del tipo convergente.
- resonadores laterales.
- generador de torbellino.
- modificación de la geometría de otros elementos aguas abajo y aguas arriba alejados del compresor.

Los ensayos en BTFC han permitido cuantificar el margen de bombeo para los regímenes de trabajo estacionarios del compresor. Sin embargo, los resultados obtenidos no han permitido arribar a una explicación del porqué de las diferentes influencias. Los resultados más destacados son los siguientes:

- Los conductos curvados producen dos efectos. En primer lugar, provocan pérdida de carga en la corriente, lo que se traduce en una reducción del gasto másico corregido máximo que el compresor puede

aspirar. Se puede decir gráficamente que la curva en el mapa pivota alrededor del origen en sentido horario. La caída de relación de compresión es tanto mayor cuanto menor es el radio de curvatura y el diámetro del conducto, de manera que se pueden conseguir codos cerrados con poca pérdida de carga si el diámetro del conducto es suficientemente grande. En segundo lugar, la entrada acodada puede causar una modificación de la línea de bombeo además de la mencionada pérdida de carga. En efecto, se puede ganar margen de bombeo por la interacción aerodinámica entre el flujo distorsionado que origina el codo y el inductor del compresor. La ganancia en el margen de bombeo disminuye a medida que el radio de acuerdo crece.

- Se ha realizado una importante campaña de ensayos para ampliar los conocimientos referidos al efecto sobre el bombeo, que produce un depósito a la entrada del compresor. Los resultados muestran que se pueden conseguir mejoras muy relevantes si se lo coloca muy próximo al inductor del compresor. También se ha visto que las ganancias en bombeo se incrementan al aumentar el diámetro del depósito, pero a partir de un determinado tamaño se deja de apreciar la tendencia favorable. Además, se ha comprobado que por debajo de una determinada longitud de depósito, se pierde margen de bombeo.

## 6.2. Aportes

Se destacan en esta sección las contribuciones más relevantes al estado del arte sobre la caracterización experimental y el modelado del fenómeno de bombeo en compresores centrífugos de sobrealimentación de motores de automoción.

1. Se ha propuesto una metodología experimental para la medida del margen de bombeo de los compresores en BM. Esta se basa en la inyección de aire comprimido en el colector de admisión del motor

de manera controlada en un ensayo cuasi-estacionario. Las ventajas que aporta esta metodología a otras existentes son las siguientes:

- se toma en cuenta la acústica original del sistema de sobrealimentación del motor, puesto que el circuito de inyección de aire se puede diseñar de forma que tenga una influencia despreciable.
  - el avance hacia la zona de inestabilidades en el mapa se produce de forma perpendicular al límite de bombeo, por lo que el pasaje de un estado al siguiente es de forma muy determinada.
  - permite realizar mediciones que abarcan todo el mapa del compresor, desde los puntos de menor relación de compresión a los de mayor.
  - el desempeño del motor no se ve afectado inmediatamente por el ingreso a bombeo del sistema de sobrealimentación, permitiendo así lograr mediciones con aceptable estabilidad hasta el momento justo en que se da el fenómeno.
2. Se ha propuesto una metodología objetiva para la detección sistemática del bombeo a partir del análisis espectral de las medidas del gasto másico de aire, o las presiones instantáneas de entrada o salida del compresor. Se plantea la obtención de la amplitud máxima del contenido espectral a lo largo del tiempo de ensayo en una ventana de frecuencias de entre 5 y 15 Hz, característica de las pulsaciones de bombeo. Se ha comprobado que esta amplitud promediada a baja frecuencia aumenta de forma exponencial con la relación de compresión (véase la sección 5.3.2). Entonces, tomando en consideración estas amplitudes máximas, se ha establecido un umbral del 10 % de los valores como referencia a partir del cual se considera que acontece el bombeo. Esta metodología permite analizar ensayos para los cuales el fenómeno aparece de forma aislada, por lo que es necesario un criterio para discriminar la relevancia del bombeo.
  3. Se ha propuesto una metodología para el modelado multidimensional CFD/URANS del fenómeno de bombeo del sistema de sobrealimentación. Se basa en el acoplamiento del modelo multidimensional

del compresor centrífugo con uno cerodimensional del depósito y de una válvula de control a la salida. Este modelo del circuito resistente del compresor permite tener en cuenta su dinámica en el ingreso a bombeo, y la predicción de los ciclos del fenómeno con entradas y salidas sucesivas en la inestabilidad.

4. Se han caracterizado de forma experimental diferentes geometrías de entrada al compresor. En particular, se ha puesto en evidencia el buen comportamiento del volumen a la entrada del mismo, el cual ya se había empleado en algunos vehículos pero no se había reportado nada en la literatura.
5. Mediante el modelado multidimensional acoplado 3D-0D ha sido posible encontrar una explicación acerca de cómo influencia sobre el margen de bombeo la geometría del conducto de entrada al compresor. Se ha demostrado que en puntos de operación en zona de inestabilidades existe un flujo muy particular en el que la corriente de aire entrante se produce a través de la parte central del conducto, mientras que hacia las paredes existe un flujo en torbellino saliendo del compresor producto de los desprendimientos en la punta del álabe. Dependiendo de la geometría del conducto de entrada, la interacción entre estos dos flujos producirá una mayor o menor tendencia a bombeo. En particular se ha demostrado que el volumen a la entrada del compresor permite separar los reflujos hacia su periferia, reduciéndose así la interacción con el flujo entrante.
6. Se han medido situaciones de ingreso y salida a bombeo en condiciones transitorias de motor, y se ha demostrado que el límite de bombeo medido en estacionario es representativo también en transitorio.
7. Se ha demostrado que los modelos de bombeo basados en el modelo de Greitzer como el presentado en la tesis de Tiseira [114], permiten predecir la entrada y salida del bombeo siempre que el modelo tenga en cuenta la dinámica del sistema, en particular del colector de admisión y de la desaceleración del régimen del turbo.

8. Se ha demostrado que los modelos de bombeo basados en el modelo de Greitzer como el presentado en la tesis de Tiseira [114], son muy dependientes de la información experimental del mapa de compresor en estacionario. El análisis de sensibilidad muestra que será imposible predecir la línea de bombeo en estacionario de una manera precisa.
9. Se ha analizado la influencia que tiene la acústica de la línea de admisión del motor, tanto aguas arriba como aguas abajo del motor, sobre el límite de bombeo. El análisis muestra dos efectos diferenciados que hay que tener en cuenta. En primer lugar, la acústica de la línea puede modificar el rendimiento volumétrico del motor, lo que a su vez puede alterar la situación de bombeo del conjunto sin variar el límite de bombeo del sistema de sobrealimentación. En segundo lugar, la acústica de la línea puede cambiar el patrón de las pulsaciones de presión en el compresor, modificando el margen de bombeo.

### 6.3. Trabajos Futuros

En vista del aceptable desempeño que han demostrado tener los modelos utilizados en el desarrollo de esta investigación, es oportuno proseguir en el perfeccionamiento de los mismos a fin de reforzar sus puntos débiles. Principalmente en lo relacionado al cálculo 3D, hay que decir que la densidad de malla utilizada fue seleccionada en base a la potencia de cómputo de que se disponía, siendo muy ‘gruesa’ para dar detalles acabados de los patrones de flujo. Por lo tanto, una mejora inmediata a proponer es aumentar la densidad de la malla poniendo especial cuidado en las zonas de mayor relevancia, a saber, el inductor, impulsor y difusor del compresor. Asimismo, es aconsejable incrementar los tiempos de estabilización previos al bombeo, para así eliminar las inestabilidades numéricas. Respecto a la válvula reguladora de gasto, sería apropiado aplicarle una rampa de cierre más suave que la utilizada en el modelo 0D de esta tesis, para así lograr que la simulación sea más representativa del fenómeno real.

Actualmente es posible realizar una simulación tridimensional CFD del circuito completo de sobrealimentación de un motor, aunque no es económicamente conveniente. Dado la vertiginosidad del desarrollo de los sistemas de cómputo, quizá llegue el momento en que las posibilidades de cálculo no justifiquen la realización de soluciones tan elaboradas como el modelo 0D planteado en Capítulo 4. Sin embargo, al presente se muestra como uno de los mayores aciertos, por lo que es oportuno plantear alguna mejora. Si se evolucionara el modelo 0D a uno 1D o 2D, se tendría la posibilidad de conocer detalles del desarrollo del fluido en los componentes del circuito de salida del compresor, lo que con el modelo actual no es factible lograr. Estos desarrollos no se han llevado a cabo en esta tesis debido al cuantioso trabajo que implican. De hecho, la simulación numérica del sistema de sobrealimentación del motor pudiera ser una tesis en sí misma.

En lo referente a las técnicas y métodos experimentales desarrollados, se puede decir que en general se han cubierto los objetivos iniciales, aunque está claro que siempre es posible proponer alguna mejora. Una de las propuestas principales se enfoca hacia el método de detección del bombeo utilizado. El análisis espectral mediante la transformada de Fourier (FFT) ha demostrado un buen desempeño para determinar el comienzo de bombeo en la mayoría de los casos. No obstante, se han dado para algunas configuraciones ‘de bombeo suave’, especialmente en la zona baja del mapa, ciertas dificultades a la hora de detectar el fenómeno. El tipo de configuración hace que los ciclos de bombeo sean débiles y se solapen con el resto de la señal. Es entonces cuando el análisis FFT presenta cierta incapacidad. De acuerdo a lo que se ha explicado en el Capítulo 2, en la página 47, se propone mejorar el proceso de detección del bombeo mediante la aplicación del método CWT<sup>5</sup> [11]. El análisis de los monitores de gasto másico o presión mediante CWT será más apropiado que la FFT, puesto que la transformada de Fourier no es la más recomendable para el tratamiento de señales transitorias. Además, el CWT puede ser una importante herramienta para la detección de los precursores de bombeo, algo de interés para los fabricantes automotrices, pues les permitiría concebir mejores sistemas de control del fenómeno de bombeo.

---

<sup>5</sup>Constant Wavelet Transform.

## Bibliografía del Capítulo 6

- [11] C. Brown, S. Sawyer, W. Oakes y S. Fleeter. “*Wavelet Based Analysis of Rotating Stall and Surge in a High Speed Centrifugal Compressor*”. 38<sup>th</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE. Joint Propulsion Conference y Exhibit. Indianapolis, IN. July 7-10, 2002. (Vid. págs. 47, 240).
- [35] J. Galindo, H. Climent, C. Guardiola y A. Tiseira. “*On the Effect of Pulsating Flow on Surge Margin of Small Centrifugal Compressors for Automotive Engines*”. Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 33, pp. 1163-1171, 2009. (Vid. págs. 4, 8, 195, 232).
- [36] J. Galindo, J. R. Serrano, H. Climent y A. Tiseira. “*Experiments and Modelling of Surge in Small Centrifugal Compressor for Automotive Engines*”. Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 32, pp. 818-826, 2008. (Vid. págs. 4, 8, 194, 232).
- [78] X. Margot, A. Gil, A. Tiseira y R. Lang. “*Combination of CFD and Experimental Techniques to Investigate the Flow in Centrifugal Compressors Near the Surge Line*”. SAE paper 2008-01-0300. April, 2008. (Vid. págs. 125, 233).
- [114] A. O. Tiseira. “*Caracterización experimental y Modelado de Bombeo en Compresores Centrífugos de Sobrealimentación*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2008. (Vid. págs. 7, 8, 16, 41, 52, 87, 119, 121, 159, 238, 239).



# Bibliografía general

- [1] B. Adam y P. Boulanger. “*Motores Diesel*”. 2ª edición. H. Blume Ediciones. ISBN 84-7214-047-4, 1979. (Vid. págs. 21, 22, 26).
- [2] J. Andersen, F. Lindström y F. Westin. “*Surge Definitions for Radial Compressors in Automotive Turbochargers*”. SAE paper 2008-01-0296. April 14-17, 2008. (Vid. págs. 44, 103, 104, 106).
- [3] N. Aretakis, K. Mathioudakis, M. Kefalakis y K. Papailiou. “*Turbocharger Unstable Operation Diagnosis Using Vibroacoustic Measurements*”. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 126, pp. 840-847, 2004. (Vid. pág. 48).
- [4] I. Ariga, N. Kasai, S. Masuda, Y. Watanabe e I. Watanabe. “*The Effect of Inlet Distortion on the Performance Characteristics of a Centrifugal Compressor*”. ASME, Journal of Engineering for Power. Vol. 105, pp. 223-230, 1983. (Vid. págs. 62, 159).
- [5] F. J. Arnau. “*Aportaciones al Cálculo Numérico para el Modelado del Flujo Unidimensional en Conductos de MCI*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2003. (Vid. págs. 8, 120).
- [6] G. L. Arnulfi, F. Blanchini, P. Giannattasio, D. Micheli y P. Pinamonti. “*Extensive Study on the Control of Centrifugal Compressor Surge*”. Proc. IMechE, Vol. 220, pp. 289-304, Part A: Journal of Power y Energy, 2006. (Vid. págs. 64, 65).
- [7] G. L. Arnulfi, P. Giannattasio, D. Micheli y P. Pinamonti. “*An Innovative Device for Passive Control of Surge in Industrial Compression Systems*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 123, pp. 473-482, 2001. (Vid. págs. 64, 65).

- [8] ASME PTC 10-1997. “*Performance Test Code on Compressors and Exhauster*”. ASME PTC 10-1997. Issued September 30, 1998. (Vid. págs. 42, 84).
- [9] W. Attard, H. C. Watson, S. Konidaris y M. A. Khan. “*Comparing the Performance and Limitations of a Downsized Formula SAE Engine in Normally Aspirated, Supercharged and Turbocharged Modes*”. SAE paper 2006-32-0072. November 13-16, 2006. (Vid. págs. 20, 22).
- [10] D. Bently, P. Goldman y J. Yuan. “*Rotor Dynamics of Centrifugal Compressors in Rotating Stall*”. Orbit Magazine. Research y Development. 2Q01, pp. 40-50, 2001. (Vid. pág. 48).
- [11] C. Brown, S. Sawyer, W. Oakes y S. Fleeter. “*Wavelet Based Analysis of Rotating Stall and Surge in a High Speed Centrifugal Compressor*”. 38<sup>th</sup> AIAA/ASME/SAE/ASEE. Joint Propulsion Conference y Exhibit. Indianapolis, IN. July 7-10, 2002. (Vid. págs. 47, 240).
- [12] D. J. Burt y A. P. Kolstrup. “*Introducing the “Rotrak” Variable Speed Traction Drive Centrifugal Supercharger to Fully Exploit Engine Downsizing*”. Torotrak Development Ltd. & Rotrex A/S, 2010. (Vid. págs. 23, 25).
- [13] S. A. Cain y M. Padmanabhan. “*Numerical Simulation of Flow Distribution and Swirl due to a Combined Pipe Bend*”. ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference. Vol. FEDSM 99-7217, 1999. (Vid. págs. 62, 159).
- [14] Y. A. Cengel y M. A. Boles. “*Termodinámica*”. McGraw-Hill/Interamericana, cop. 5<sup>a</sup> edición en Español. ISBN 9789701072868, 2009. (Vid. pág. 14).
- [15] C. Cervelló. “*Contribución a la Caracterización Experimental y al Modelado de Turbinas de Geometría Variable en Grupos de Sobrealimentación*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2005. (Vid. págs. 8, 84, 161).

- [16] H. Che, S. Guo, X. Zhu, Z. Du y S. Zhao. “*Numerical Simulations of Onset of Volute Stall Inside a Centrifugal Compressor*”. ASME, Turbo Expo 2008. Power for Land, Sea, y Air. June 9-13, Berlin, Germany. GT2008-50036, 2008. (Vid. pág. 125).
- [17] J. M. Corberán. “*Contribución al Modelado del Proceso de Renovación de la Carga en Motores de Combustión Interna Alternativos*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 1984. (Vid. pág. 119).
- [18] M. M. Cui. “*Unsteady Flow Around Suction Elbow and Inlet Guide Vanes in a Centrifugal Compressor*”. Proc. IMechE, Vol. 220, pp. 11-18, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 2006. (Vid. págs. 63, 125, 159).
- [19] S. Deniz, E. M. Greitzer y N. A. Cumpsty. “*Effects of Inlet Flow Field Conditions on the Performance of Centrifugal Compressor Diffusers: Part 2–Discrete-Passage Diffuser*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 122, pp. 11-21, 2000. (Vid. pág. 62).
- [20] H. P. Dickmann, T. S. Wimmel, J. Szwedowicz, D. Filsinger y C. H. Roduner. “*Unsteady Flow in a Turbocharger Centrifugal Compressor: Three-Dimensional Computational Fluid Dynamics Simulation and Numerical and Experimental Analysis of Impeller Blade Vibration*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 128, pp. 455-465, 2006. (Vid. págs. 53, 104, 125).
- [21] B. Dixon. “*Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*”. BH, Fourth edition. ISBN 0-7506-7059-2, 1998. (Vid. págs. 14, 31).
- [22] H. J. Ecker, M. Schwaderlapp y D. K. Gill. “*Downsizing of Diesel Engines: 3-Cylinder / 4-Cylinder*”. SAE paper 2000-01-0990. March 6-9, 2000. (Vid. pág. 2).
- [23] El Parlamento Europeo y el Consejo de la Unión Europea. “*Reglamento (CE) N° 443/2009 del Parlamento Europeo y del Consejo*”. Diario Oficial de la Unión Europea, L140, pp. 1-15, 23 de abril de, 2009. (Vid. págs. 4, 19).

- [24] R. L. Elder y M. E. Gill. “*A Discussion of the Factors Affecting Surge in Centrifugal Compressors*”. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 107, pp. 499-507, 1985. (Vid. págs. 40, 159).
- [25] H. W. Emmons, C. E. Pearson y H. P. Grant. “*Compressor Surge and Stall Propagation*”. ASME, Transaction . Vol. 77, pp. 455-469, 1955. (Vid. pág. 41).
- [26] K. M. Eveker y C. N. Nett. “*Control of Compression System Surge and Rotating Stall: A Laboratory-Based “Hands-On” Introduction*”. IEEE Proceeding of the American Control Conference. San Francisco, California, June, 1993. (Vid. pág. 41).
- [27] P. A. Eynon, A. Whitefield, M. R. Firth, A. J. Parkers y R. Saxton. “*A Study of the Flow Characteristics in the Inducer Bleed Slot of a Centrifugal Compressor*”. ASME. Paper N° 96-GT-262, 1996. (Vid. pág. 60).
- [28] V. G. Filipenco, S. Deniz, J. M. Johnston, E. M. Greitzer y N. A. Cumpsty. “*Effects of Inlet Flow Field Conditions on the Performance of Centrifugal Compressor Diffusers: Part 1–Discrete-Passage Diffuser*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 122, pp. 1-10, 2000. (Vid. pág. 62).
- [29] D. A. Fink, N. A. Cumpsty y E. M. Greitzer. “*Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 114, pp. 321-330, 1992. (Vid. págs. 40, 41, 50, 51, 64, 118, 190).
- [30] F. B. Fisher. “*Application of Map Width Enhancement Devices to Turbocharger Compressor Stages*”. SAE paper 880794. April, 1988. (Vid. pág. 60).
- [31] P. Frigne y R. Van Den Braembussche. “*Distinction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor With Vaneless Diffuser*”. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 106, pp. 468-474, 1984. (Vid. pág. 44).

- [32] J. Galindo. “*Diseño de Uniones de Colectores de Escape de Motores Alternativos*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 1998. (Vid. pág. 119).
- [33] J. Galindo, F. J. Arnau, P. Piqueras y A. Tiseira. “*Solution of the Turbocompressor Boundary Condition for 1-dimensional Gas Dynamic Codes*”. Computer Modelling. Vol. 52, pp. 1288-1297, 2010. (Vid. págs. 4, 8).
- [34] J. Galindo, F. J. Arnau, A. Tiseira, R. Lang, H. Lahjaily y T. Gimenes. “*Measurement and Modeling of Compressor Surge on Engine Test Bench for Different Intake Line Configurations*”. SAE paper 2011-01-0370. April, 2011. (Vid. págs. 94, 112, 204).
- [35] J. Galindo, H. Climent, C. Guardiola y A. Tiseira. “*On the Effect of Pulsating Flow on Surge Margin of Small Centrifugal Compressors for Automotive Engines*”. Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 33, pp. 1163-1171, 2009. (Vid. págs. 4, 8, 195, 232).
- [36] J. Galindo, J. R. Serrano, H. Climent y A. Tiseira. “*Experiments and Modelling of Surge in Small Centrifugal Compressor for Automotive Engines*”. Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 32, pp. 818-826, 2008. (Vid. págs. 4, 8, 194, 232).
- [37] J. Galindo, J. R. Serrano, S. Guardiola y C. Cervelló. “*Surge Limits Definitions in a Specific Test Bench for the Characterizations of Automotive Turbochargers*”. Elsevier, Experimental Thermal y Fluid Science. Vol 30, pp. 449-462, 2006. (Vid. págs. 8, 45, 46, 88, 194, 204).
- [38] J. Galindo, J. R. Serrano, X. Margot, A. Tiseira, N. Schorn y H. Kindl. “*Potential of Flow Pre-Wirl at the Compressor Inlet Automotive Engine Turbochargers to Enlarge Surge Margin and Overcome Packaging Limitations*”. Elsevier, International Journal of Heat y Fluid Flow. Vol. 28, pp. 374-387, 2007. (Vid. págs. 8, 57, 62, 194).

- [39] J. Galindo, J. R. Serrano, F. Vera, C. Cervelló y M. Lejeune. “*Relevance of Valve Overlap for Meeting Euro 5 Soot Emissions Requirements During Load Transient Process in HD Diesel Engines*”. International Journal of Vehicle Design. Vol 41, pp. 343-367, 2006. (Vid. pág. 26).
- [40] J. Galindo, A. Tiseira, F. J. Arnau y R. Lang. “*On-Engine Measurement of Turbocharger Surge Limit*”. Experimental Techniques. Society for Experimental Mechanics, 2011. (Vid. págs. 91, 96).
- [41] General Electric Company. “*Method and Apparatus for Continuous Prediction, Monitoring and Control of Compressor Health Via Detection of Precursors to Rotating Stall and Surge*”. US PAT 6532433. Schenectady, NY, 2001. (Vid. pág. 46).
- [42] N. Gourdain, S. Burguburu, F. Leboeuf y H. Miton. “*Numerical Simulation of Rotating Stall in a Subsonic Compressor*”. Elsevier, Aerospace Science y Technology, vol. 10, pp. 9-18, 2006. (Vid. pág. 41).
- [43] J. M. Gravdahl y O. Egeland. “*Centrifugal Compressor Surge and Speed Control*”. IEEE Transaction on Control System Technology. Vol. 7, pp. 567-579, 1999. (Vid. pág. 45).
- [44] E. M. Greitzer. “*Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part I: Theoretical Compression System Model*”. ASME, Journal of Engineering for Power. Vol. 98, pp. 190-198, 1976. (Vid. págs. 41, 49, 118, 190).
- [45] E. M. Greitzer. “*Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors Part II: Experimental Results and Comparison with Theory*”. ASME, Journal of Engineering for Power. Vol. 98, pp. 199-217, 1976. (Vid. pág. 190).
- [46] Q. Guo, H. Chen, X-C. Zhu, Z-H. Du e Y. Zhao. “*Numerical Simulations of Stall Inside a Centrifugal Compressor*”. Proc. IMechE, Vol. 221, pp. 683-693, Part A: Journal of Power y Energy, 2007. (Vid. págs. 55, 125).

- [47] D. L. Gysling, J. Dugundji, E. M. Greitzer y A. H. Epstein. “*Dynamic Control of Centrifugal Compressor Surge Using Tailored Structures*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 113, pp. 710-722, 1991. (Vid. págs. 64, 65).
- [48] D. Hagelstein, K. Hillewaert, R. A. Van den Braembussche, A. Engeda, R. Keiper y M. Rautenberg. “*Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 122, pp. 22-31, 2000. (Vid. págs. 53, 125).
- [49] K. E. Hansen, P. Jorgensen y P. S. Larsen. “*Experimental and Theoretical Study of Surge in Small Centrifugal Compressor*”. ASME, Journal of Fluids Engineering. Vol. 103, pp. 391-395, 1981. (Vid. págs. 50, 118).
- [50] H. Hiereth y P. Prenninger. “*Charging the Internal Combustion Engine*”. SpringerWienNewYork, Austria. ISBN 978-3-211-33033-3, 2007. (Vid. págs. 15, 16, 20).
- [51] L. Hu, C. Yang, H. Sun, E. Krivitzky, L. Larosiliere, J. Zhang y M-C. Lai. “*Experimental and Computational Analysis of Impact of Casing Treatment on Turbocharger Compressor*”. SAE paper 2010-01-1224. April, 2010. (Vid. págs. 54, 125).
- [52] R. Hunziker, H. P. Dickmann y R. Emmrich. “*Numerical and Experimental Investigation of a Centrifugal Compressor With an Inducer Casing Bleed System*”. IMechE. Proc Instn Mech Engrs, Vol. 215, pp. 783-791, Part A: Journal of Power y Energy, 2001. (Vid. págs. 54, 60).
- [53] M. C. Huppert. “*Compressor Surge*”. NASA SP-36, pp. 331-340. ISBN 0-933283-05-9, 1965. (Vid. págs. 40, 50).
- [54] Y. Icingur, C. Hasimoglu y M.S. Salman. “*Effect of Complex Supercharging on Diesel Emissions*”. Elsevier, Energy Conversion y Management, vol. 44, pp. 1745-1753, 2003. (Vid. pág. 28).
- [55] Y. Iwakiri y H. Uchida. “*Numerical Fluid Analysis of a Variable Geometry Compressor for Use in a Turbocharger*”. R&D Review of Toyota CRLD, vol. 41, pp. 15-21, 2006. (Vid. pág. 54).

- [56] SAE J1723. “*Supercharging Testing Standards*”. SAE J1723, Issued August, 1995. (Vid. págs. 42, 84).
- [57] SAE J1826. “*Turbocharger Gas Stand Test Code*”. SAE J1826v001, Issued April 1989, Reaffirmed March, 1995. (Vid. págs. 42, 84).
- [58] SAE J922. “*Turbocharger Nomenclature and Terminology; Surface Vehicle Recommended Practice*”. SAE J922v001, Reaffirmed June, 1995. (Vid. págs. 42, 84).
- [59] E. Jacquemoud. “*3D-CFD Simulation of Surge in a Centrifugal Compressor Coupled With the 0D-model of a Virtual Plenum Volume Control*”. Turbomachinery Laboratory. Swiss Federal Institute of Technology, Zurich, 2008. (Vid. pág. 127).
- [60] B. Jager. “*Rotating Stall and Surge Control: A Survey*”. Proceedings of the 34<sup>th</sup> conference on decision & control. New Orleans, LA, 1995. (Vid. pág. 48).
- [61] W. Jansen, A. F. Carter y M. C. Swarden. “*Improvements in Surge Margin for Centrifugal Compressors*”. In *Centrifugal Compressors, Flow Phenomenon y Performance*. AGARD Conference Proceedings 282, paper 19, 1980. (Vid. pág. 60).
- [62] D. Japiske y N. C. Baines. “*Introduction to Turbomachinery*”. Concepts ETI Inc. y Oxford University Press. ISBN 0-933283-10-5, 1997. (Vid. pág. 95).
- [63] E. Jenny. “*Über Instationäre Vorgänge in Radial-Verdichtern, Insbesondere in Aufladegruppen von Verbrennungsmotoren*”. Schweizerische Bauzeitung, vol. 79, pp. 812-817, 1961. (Vid. pág. 89).
- [64] M. S. Jóvaj, V. M. Arjángelski, M. M. Vjert, A. N. Vóinov, Y. A. Stepánov y V. I. Trúsov. “*Motores de Automóvil*”. Editorial MIR, Moscú, 1982. (Vid. págs. 25, 32).
- [65] D. P. Kenny. “*The History and Future of the Centrifugal Compressor in Aviation Gas Turbines*”. SAE paper 841635. October, 1984. (Vid. pág. 14).

- [66] Y. Kim, A. Engeda, R. Aungier y G. Direnzi. “*The Influence of Inlet Flow Distortion on the Performance of a Centrifugal Compressor and the Development of an Improved Inlet Using Numerical Simulations*”. IMechE. Proc Instn Mech Engrs, Vol. 215, pp. 323-338, Part A: Journal of Power y Energy, 2001. (Vid. págs. 57, 62, 159, 168, 194).
- [67] H. Kleeberg, D. Tomazic, O. Lang y K. Habermann. “*Future Potential and Development Methods for High Output Turbocharger Direct Injected Gasoline Engines*”. SAE paper 2006-01-0046. April, 2006. (Vid. págs. 2, 20).
- [68] N. Kämmer y M. Rautenberg. “*A Distinction Between Different Types of Stall in a Centrifugal Compressor Stage*”. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 108, pp. 83-92, 1986. (Vid. págs. 39, 44, 188).
- [69] H. Krain. “*Review of Centrifugal Compressor’s Application and Development*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 127, pp. 25-34, 2005. (Vid. págs. 14).
- [70] M. Krok y K. Goebel. “*Prognostics for Advanced Compressor Health Monitoring*”. SPIE AeroSense. April 21-24, 2003. (Vid. págs. 46).
- [71] M. Lapuerta, O. Armas, J. R. Agudelo y C. A. Sánchez. “*Estudio del Efecto de la Altitud sobre el Comportamiento del M.C.I. Parte 1: Funcionamiento. Parte 2: Motor Diesel*”. Información Tecnológica, vol 17 N°5. ISSN 0716-8756, 2006. (Vid. págs. 16).
- [72] P. Leduc, B. Dubar, A. Ranini y G. Monnier. “*Downsizing of Gasoline Engine: an Efficient Way to Reduce CO<sub>2</sub> Emissions*”. Oil & Gas Science y Technology. Rev. IFP, vol. 58, pp. 115-127, 2003. (Vid. págs. 2, 20, 22).
- [73] Y. Lei, D.S. Zhou y H.G. Zhang. “*Investigation on Performance of a Compression-Ignition Engine With Pressure-Wave Supercharger*”. Elsevier, Energy. Vol. 35, pp. 85-93, 2010. (Vid. págs. 28).
- [74] Z. Lin. “*An Introduction to Time-Frequency Signal Analysis*”. Sensor Review, vol. 17, pp. 46-53, 1997. (Vid. págs. 46).

- [75] J. M. Lujan, V. Bermudez, J. R. Serrano y C. Cervello. “*Test Bench for Turbocharger Groups Characterization*”. SAE paper 2002-01-0163. March 4-7, 2002. (Vid. pág. 42).
- [76] I. Macdougall y R. L. Elder. “*The Improvement of Operating Range in a Small, High Speed, Centrifugal Compressor Using Casing Treatment*”. In IMechE Conference, Institution of Mechanical Engineers. London, Mechanical Engineering Publications Ltd., C32 19-26, 1982. (Vid. pág. 60).
- [77] R. Mailach, I. Lehmann y K. Vogeler. “*Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating From the Fluctuating Blade Tip Vortex*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 123, pp. 453-463, 2001. (Vid. pág. 41).
- [78] X. Margot, A. Gil, A. Tiseira y R. Lang. “*Combination of CFD and Experimental Techniques to Investigate the Flow in Centrifugal Compressors Near the Surge Line*”. SAE paper 2008-01-0300. April, 2008. (Vid. págs. 125, 233).
- [79] S. Menon, A. Furman y M. Krok. “*Detection Of Surge Precursors In Locomotive Turbocharger*”. IEEE International Conference on Industrial Technology. ICIT 2006, pp. 3067-3071, 2006. (Vid. págs. 19, 46).
- [80] H. Mohtar, P. Cheese y D. Chalet. “*Effect of a Map With Enhancement System on Turbocharger Centrifugal Compressor Performance and Surge Margin*”. IMechE. Proc. IMechE, Vol. 225, pp. 395-405, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2010. (Vid. pág. 61).
- [81] H. Mohtar, P. Chesse, A. Yammine y J. F. Hetet. “*Variable Inlet Guide Vanes in a Turbocharger Centrifugal Compressor: Local and Global Study*”. SAE paper 2008-01-0301. April 14-17, 2008. (Vid. pág. 58).
- [82] F. K. Moore y E. M. Greitzer. “*A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression System. Part I: Development of Equations*”. ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines y Power. Vol. 108, pp. 68-76, 1986. (Vid. págs. 51, 118).

- [83] M. Morini, M. Pinelli y M. Venturini. “*Development of a One-Dimensional Modular Dynamic Model for the Simulation of Surge in Centrifugal Compression Systems*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 129, pp. 437-447, 2007. (Vid. pág. 52).
- [84] M. Muñoz y F. Payri. “*Motores de Combustión Interna Alternativos*”. Sección de publicaciones de la ETSII. Fundación general - UPM. ISBN 84-86451-01-9, 1989. (Vid. págs. 20, 22, 28, 33).
- [85] D. Naundorf, H. Bolz y M. Mandel. “*Design and Implementation of a New Generation of Turbo Charger Test Benches Using Hot Gas Technology*”. SAE paper 2001-01-0279. March 5-8, 2001. (Vid. pág. 42).
- [86] W. C. Oakes, P. B. Lawless y S. Fleeter. “*High-Speed Centrifugal Compressor Instabilities During Speed Transients*”. ASCE, Journal of Aerospace Engineering. July, 2004. (Vid. págs. 41, 45).
- [87] D. L. Palmer y W. F. Waterman. “*Design and Development of an Advanced Two-Stage Centrifugal Compressor*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 117, pp. 205-212, 1995. (Vid. pág. 60).
- [88] R. Pampreen. “*Compressor Surge and Stall*”. Concepts ETI, Inc. Norwich, Vermont, USA 05055. ISBN 0-933283-05-9, 1993. (Vid. págs. 39, 44, 85, 87, 95, 188).
- [89] F. Payri, J. Benajes, J. Galindo y J. R. Serrano. “*Modelling of Turbocharged Diesel Engines in Transient Operation. Part 2: Wave Action Models for Calculating the Transient Operation in High Speed Direct Injection Engine*”. Proc. IMechE, Vol. 216, pp. 479-493, Part D: Journal of Automobile Engineering, 2002. (Vid. págs. 49, 52).
- [90] F. Payri, J. M. Corberán y F. Boada. “*Modification to the Method of Characteristics for the Gas Exchange Process in the Internal Combustion Engines*”. Proc. IMechE, Vol. 200, pp. 259-266, Part D-J: Journal of Automotive Engineering, 1986. (Vid. pág. 119).

- [91] F. Payri, J. Galindo, J. R. Serrano y F. J. Arnau. “*Analysis of Numerical Methods to Solve One-Dimensional Fluid-Dynamic Governing Equations Under Impulsive Flow in Tapered Ducts*”. International Journal of Mechanical Sciences, vol. 46 (7), pp. 981-1004, 2004. (Vid. pág. 120).
- [92] F. Pflüger. “*Regulated Two-Stage Turbocharging – KKK’s New Charging System for Commercial Diesel Engines*”. KKK, Aktiengesellschaft, Kühnle, Kopp & Kausch, Frankenthal, Germany. C554/035/98, 1998. (Vid. pág. 3).
- [93] B. Pla. “*Análisis del Proceso de la Recirculación de los Gases de Escape de Baja Presión en Motores Diesel Sobrealimentados*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2009. (Vid. pág. 3).
- [94] J. Portalier, J.C. Blanc, F. Garnier, N. Hoffmann, N. Schorn, H. Kindl, J. Galindo, D. Jeckel, P. Uhl y J-J. Laissus. “*Twin Turbo Boosting System Desing for the New Generation of PSA 2,2 liter HDI Diesel Engines*”. THIESEL 2006 Conference on Thermo y Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, 2006. (Vid. pág. 3).
- [95] M. Qi, C. Ma y C. Yang. “*Numerical Optimization on a Centrifugal Turbocharger Compressor*”. SAE paper 2008-01-1697. June 23-25, 2008. (Vid. págs. 54, 125).
- [96] C. D. Rakopoulos, C. N. Michos y E. G. Giakoumis. “*A Computational Study of Compressor Surge During Transient Operation of Turbocharged Diesel Engines*”. Inderscience Ltd. International Journal of Alternative Propulsion, vol. 1, pp. 250-274, 2007. (Vid. pág. 51).
- [97] C. D. Rakopoulos, C. N. Michos y E. G. Giakoumis. “*Study of the Transient Behavior of Turbocharged Diesel Engines Including Compressor Surging Using a Linearized Quasi-Steady Analysis*”. SAE paper 2005-01-0225. April 11-14, 2005. (Vid. pág. 51).
- [98] J. A. Roberge y P. P. Mathisen. “*Sensitivity Analyses to Assess the use of CFD to Predict the Occurrence of Vortices Near Pump Intakes*”. ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, vol. FEDSM99-7224, 1999. (Vid. pág. 62).

- [99] C. Rodgers. “*Centrifugal Compressor Inlet Guide Vanes for Increased Surge Margin*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 113, pp. 696-702. Paper N° 90-GT-158, 1991. (Vid. pág. 56).
- [100] L. N. Sankar, J. V. R. Prasad, Y. Neumeier, W. M. Haddad, N. Markopoulos, A. Stein, S. Niazi y A. Leonessa. “*Recent Progress in Compressor Stall and Surge Control*”. AIAA Applied Aerodynamics 17<sup>th</sup> Conference. Paper No. 99-3124, Norfolk, VA, June/July, 1999. (Vid. págs. 41, 42).
- [101] K. P. Schindler. “*Why Do We Need the Diesel*”. SAE paper 972684, August, 1997. (Vid. págs. 2, 19).
- [102] M. Schleer, S. J. Song y R. S. Abhari. “*Clearance Effects on the Onset of Instability in a Centrifugal Compressor*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 130, pp. 031002-1-11, 2008. (Vid. pág. 62).
- [103] F. Schmitt, B. Engels y Germany. BorgWarner Turbosystems Kirchheimbolanden. “*Regulated 2-Stage (R2S™) Charging System for High Specific Power Engines*”. Congrès Le diesel: aujourd’hui et demain; pp 1-16, 2004. (Vid. pág. 3).
- [104] H. Schulte, N. Schorn, H. Kindl, J. R. Serrano, X. Margot y C. Donayre. “*Influence of Various Compressor Inlet Designs on Compressor Performance*”. Springer-Verlag, Berlin. Thermo y Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, pp. 103-116, 2004. (Vid. págs. 57, 98, 163, 194).
- [105] J.R. Serrano, F.J. Arnau, V. Dolz, A. Tiseira y C. Cervelló. “*A Model of Turbocharger Radial Turbines Appropriate to be Used in Zero- and One-Dimensional Gas Dynamics Codes for Internal Combustion Engines Modelling*”. Elsevier, Energy Conversion y Management, vol. 49, pp. 3729-3745, 2008. (Vid. págs. 3, 25).
- [106] M. Shost, J. Noetzel, M. C. Wu, T. Sugiarto, T. Bordewyk, G. Fulks y G. B. Fisher. “*Monitoring, Feedback and Control of Urea SCR Dosing Systems for NO<sub>x</sub> Reduction: Utilizing an Embedded Model and Ammonia Sensing*”. SAE paper 2008-01-1325. April 14-17, 2008. (Vid. pág. 3).

- [107] C. R. Sparks. “*On the Transient Interaction of Centrifugal Compressor and Their Piping Systems*”. ASME, Journal of Engineering for Power. Vol. 105, pp. 891-901, 1983. (Vid. pág. 62).
- [108] A. Stein, S. Niazi y L. N. Sankar. “*Computational Analysis of Centrifugal Compressor Surge Control Using Air Injection*”. AIAA 2000-3501, 2000. (Vid. págs. 5, 55).
- [109] A. Stein, S. Niazi y L. N. Sankar. “*Numerical Analysis of Stall and Surge in a High-Speed Centrifugal Compressor*”. AIAA Aerospace Sciences 38<sup>th</sup> Meeting y Exhibit. AIAA-2000-0226, 2000. (Vid. págs. 5, 55).
- [110] A. Stodola. “*Dampf-und Gasturbinen*”. Springer, Berlin, 1924. (Vid. pág. 14).
- [111] H. Tamaki. “*Effect of Piping Systems on Surge in Centrifugal Compressors*”. Springer, Journal of Mechanical Science y Technology, vol. 22, pp. 1857-1863, 2008. (Vid. págs. 39, 63, 159, 189).
- [112] H. Tange, N. Ikeya, M. Takanashi y T. Hokari. “*Variable Geometry Diffuser of Turbocharger Compressor for Passenger Vehicles*”. SAE paper 2003-01-0051. March 3-6, 2003. (Vid. pág. 26).
- [113] G. Theotokatos y N. P. Kyrtatos. “*Diesel Engine Transient Operation with Turbocharger Compressor Surging*”. SAE paper 2001-01-1241. March, 2001. (Vid. págs. 40, 51).
- [114] A. O. Tiseira. “*Caracterización experimental y Modelado de Bombeo en Compresores Centrífugos de Sobrealimentación*”. Tesis Doctoral UPV, Valencia, 2008. (Vid. págs. 7, 8, 16, 41, 52, 87, 119, 121, 159, 238, 239).
- [115] H. Uchida. “*Trend of Turbocharging Technologies*”. R&D Review of Toyota CRDL, vol. 41, pp. 1-8, 2006. (Vid. págs. 3, 19, 22, 25, 27).
- [116] H. Uchida, A. Kashimoto e Y. Iwakiri. “*Development of Wide Flow Range Compressor with Variable Inlet Guide Vane*”. R&D Review of Toyota CRLD, vol. 41, pp. 9-14, 2006. (Vid. págs. 58-61).

- [117] UNLP. “*Compresores Centrífugos*”. Apuntes de Motores II. Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de La Plata, 2006. (Vid. págs. 30, 38).
- [118] R. M. Vidal. “*El Motor de Aviación de la A a la Z*”. L’ Aeroteca. ISBN 978-84-612-7902-9, 2010. (Vid. págs. 17, 18).
- [119] N. Watson y M. S. Janota. “*Turbocharging the Internal Combustion Engine*”. Macmillan Publishers LTD. ISBN 0-333-24290-4, 1982. (Vid. págs. 16, 26, 27, 29-31, 34, 36, 85, 87, 89).
- [120] R. White y R. Kurz. “*Surge Avoidance for Compressor Systems*”. Solar Turbomachinery Technology Seminar, Paper N° 150, CA, USA, 2006. (Vid. págs. 45).
- [121] A. Whitefield, F. J. Wallace, A. J. Sutton y H. J. Leonard. “*The Development of Turbocharger Compressors With Improved Surge Margin*”. IMechE. C433/063, 1991. (Vid. págs. 56, 57).
- [122] F. Willems y B. Jager. “*Modeling and Control of Compressor Flow Instabilities*”. IEEE Control System. Vol. 19, pp. 8-18, 1999. (Vid. págs. 41).
- [123] P. R. Williams. “*An Examination of the Methods Used to Vary the Output of Centrifugal Compressors With Particular Reference to Part-Load Efficiency*”. Proc. IMechE, Euro Conference Development in Industrial Compressors, pp. 37, 1989. (Vid. págs. 56).
- [124] C. Yang, S. Chen, D. Li, C. Yang e Y. Wang. “*Inlet Recirculation Influence to the Flow Structure of Centrifugal Impeller*”. Chinese Journal of Mechanical Engineering, vol. 23, pp. 1-8, 2010. (Vid. págs. 60).
- [125] T. Yano y B. Nagata. “*A Study on Surging Phenomena in Diesel Engine Air-Charging System*”. JSME Bulletin. Vol. 14, N° 70, 1971. (Vid. págs. 63, 189).
- [126] M. Zangeneh, M. Schleer, F. Ploger, S. S. Hong, C. Roduner, B. Ribi y R. S. Abhari. “*Investigation of an Inversely Designed Centrifugal Compressor Stage - Part I: Design and Numerical Verification*”. ASME, Journal of Turbomachinery. Vol. 126, pp. 73-81, 2004. (Vid. págs. 125).

- [127] M. Zheng, G. T. Reader y J. G. Hawley. “*Diesel Engine Exhaust Gas Recirculation - A Review on Advanced and Novel Concepts*.” *Energy Conversion y Management*. Vol. 45, pp. 883-900, 2004. (Vid. pág. 3).