



# Caracterización CFD-3D de la repercusión de un flujo pulsante a la salida de un turbocompresor centrífugo sobre sus prestaciones

---

AUTOR:

**Zeus Aitor Neila Jiménez**

DIRECTOR:

**Dr. D. Roberto Navarro García**

**Universitat Politècnica de València  
Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño**

**Departamento de Máquinas y Motores Térmicos**



Valencia - Mayo 2018

## Resumen

En el siguiente trabajo se estudia el comportamiento de un flujo pulsante a la entrada a lo largo de un compresor centrífugo y se compara dicho comportamiento con el de un flujo continuo a la entrada, así como sus prestaciones. Se realiza un estudio CFD-3D mediante STAR-CCM+.

Para ello en primer lugar se explica teóricamente el funcionamiento de un compresor y los posibles fenómenos que en él puedan ocurrir, tales como desprendimiento rotativo o bombeo. Posteriormente se detalla la configuración del programa: geometría, malla, modelos y casos de estudio. Se analizan los resultados y se obtienen las conclusiones pertinentes.

Al final del documento, se incluye el pliego de condiciones y una valoración económica del trabajo.



# ÍNDICE

<b>1</b>	<b>INTRODUCCIÓN</b> .....	<b>9</b>
1.1	EVOLUCIÓN HISTÓRICA .....	9
1.2	MOTIVACIÓN DE ESTUDIO .....	11
1.3	OBJETIVOS .....	12
1.4	METODOLOGÍA .....	12
1.5	ANTECEDENTES .....	13
<b>2</b>	<b>BASES TEÓRICAS</b> .....	<b>15</b>
2.1	FUNCIONAMIENTO DE UN COMPRESOR .....	15
2.1.1	<i>Geometría</i> .....	15
2.1.2	<i>Triángulo de velocidades</i> .....	17
2.1.3	<i>Mapa del compresor</i> .....	18
2.2	COMPORTAMIENTO NO ESTACIONARIO .....	20
2.2.1	<i>Desprendimiento rotativo</i> .....	20
2.2.2	<i>Bombeo</i> .....	22
<b>3</b>	<b>CONFIGURACIÓN DEL PROGRAMA</b> .....	<b>29</b>
3.1	GEOMETRÍA.....	29
3.2	MALLA .....	32
3.3	SELECCIÓN DE SUBMODELOS .....	34
3.3.1	<i>Bidimensional o Tridimensional</i> .....	34
3.3.2	<i>Estacionario o Transitorio</i> .....	35
3.3.3	<i>Modelo de turbulencia</i> .....	36
3.3.4	<i>Modelos seleccionados</i> .....	36
3.4	DEFINICIÓN DE LOS CASOS .....	39
<b>4</b>	<b>ANÁLISIS DE RESULTADOS</b> .....	<b>41</b>
4.1	DEFINICIÓN DE LOS PUNTOS DE OPERACIÓN .....	41
4.2	CAMPO DE PRESIONES .....	44
4.3	CAMPO DE TEMPERATURAS .....	49
4.4	CAMPO DE VELOCIDADES.....	54
<b>5</b>	<b>CONCLUSIONES</b> .....	<b>61</b>
<b>6</b>	<b>PLIEGO DE CONDICIONES</b> .....	<b>65</b>
6.1	ORDENANZAS GENERALES DE LA SEGURIDAD E HIGIENE EN EL TRABAJO .....	65
6.1.1	<i>Título I, Artículo 11: Obligaciones y derechos de los trabajadores</i> .....	65
6.1.2	<i>Título II, Capítulo I, Artículo 13: Seguridad estructural</i> .....	66
6.1.3	<i>Título II, Capítulo I, Artículo 14: Superficie y cubicación</i> .....	66
6.1.4	<i>Título II, Capítulo I, Artículo 15: Suelos, techos y paredes</i> .....	66
6.1.5	<i>Título II, Capítulo I, Artículo 25: Iluminación.- Disposiciones generales</i> .....	67
6.1.6	<i>Título II, Capítulo I, Artículo 29: Iluminación de emergencia</i> .....	67
6.1.7	<i>Título II, Capítulo I, Artículo 30: Ventilación, temperatura y humedad</i> .....	67
6.1.8	<i>Título II, Capítulo I, Artículo 31: Ruidos, vibraciones y trepidaciones</i> .....	68

6.1.9	<i>Título II, Capítulo VI, Artículo 51: Protección contra contactos en las instalaciones y equipos eléctricos</i>	69
6.1.10	<i>Título II, Capítulo VI, Artículo 57: Electricidad estática</i>	70
6.1.11	<i>Título II, Capítulo VII, Artículo 81: Almacenamiento, manipulación y transporte de materias inflamables</i>	71
6.1.12	<i>Título II, Capítulo VII, Artículo 82: Medios de prevención y extinción de incendios</i>	71
<b>7</b>	<b>VALORACIÓN ECONÓMICA</b>	<b>75</b>
7.1	INTRODUCCIÓN	75
7.2	PRESUPUESTO DESGLOSADO	76
7.2.1	<i>Reuniones</i>	76
7.2.2	<i>Simulaciones</i>	77
7.3	PRESUPUESTO GLOBAL DEL PROYECTO	79
<b>8</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA</b>	<b>81</b>

## Lista de tablas

Tabla 3.1.- Definición de los volúmenes de control.....	31
Tabla 3.2.- Detalles de la malla óptima.....	33
Tabla 3.3.- Detalles de la malla utilizada.....	33
Tabla 7.1.- Coste asociado a las reuniones para el establecimiento de objetivos del proyecto. .....	76
Tabla 7.2.- Coste asociado a las reuniones semanales. ....	76
Tabla 7.3.- Coste de recursos humanos asociado a las reuniones.....	76
Tabla 7.4.- Coste de material fungible. ....	77
Tabla 7.5.- Coste asociado a las reuniones. ....	77
Tabla 7.6.- Coste de mano de obra del ingeniero superior 1. ....	77
Tabla 7.7.- Coste de amortización de los equipos. ....	77
Tabla 7.8.- Coste asociado al material fungible. ....	78
Tabla 7.9.- Coste asociado a las licencias de STAR-CCM+.....	78
Tabla 7.10.- Coste asociado a las simulaciones. ....	78
Tabla 7.11.- Coste global asociado a los recursos humanos, licencias y material fungible. 79	
Tabla 7.12.- Coste global asociado a la amortización de los equipos.....	79
Tabla 7.13.- Coste global asociado al proyecto. ....	79

## Lista de figuras

Figura 1.1.- Esquema de un motor de aspiración natural.....	9
Figura 1.2.- Esquema de un motor sobrealimentado. A la izquierda: sobrealimentación mecánica. A la derecha: turbosobrealimentación. ....	10
Figura 1.3.- Evolución histórica de potencia y par motor en motores de automoción. ....	10
Figura 2.1.-Esquema de un compresor. (Galindo, s.f.) .....	16
Figura 2.2.- A la izquierda, compresor con capa límite. A la derecha, compresor con capa límite y recirculación. (Galindo, s.f.).....	16
Figura 2.3.- Triángulo de velocidades de un compresor. (Galindo, s.f.) .....	17
Figura 2.4.- Mapa de un compresor centrífugo. ....	19
Figura 2.5.- Desprendimiento rotativo. ....	21
Figura 2.6.- Evolución de desprendimiento rotativo a bombeo. ....	22
Figura 2.7.- Arriba izquierda: mapa del compresor. Abajo izquierda: esquema del sistema. Derecha: gráfico temporal de la presión a la salida y del gasto másico. ....	23
Figura 2.8.- Evolución temporal del punto de operación. ....	24
Figura 2.9.- Flujo reverso en el compresor. ....	25
Figura 2.10.- Proceso de vaciado del depósito. ....	25
Figura 2.11.- Proceso de llenado del depósito.....	26
Figura 2.12.- Nuevo proceso de vaciado del depósito.....	26
Figura 3.1.- Geometría total del caso. ....	29
Figura 3.2.- Arriba: inlet. Centro: Rotor. Abajo: Voluta. ....	30
Figura 3.3.- Estaciones. ....	31
Figura 3.4.- Mallado sin refinamiento de pared. ....	32
Figura 3.5.- Mallado con refinamiento de pared. ....	32
Figura 3.6.- Estudio de la independencia de malla. ....	33
Figura 3.7.- Presión acústica alrededor del compresor. ....	34
Figura 4.1.- Presión del flujo pulsante a la entrada. ....	41
Figura 4.2.- Temperatura del flujo pulsante a la entrada. ....	42
Figura 4.3.- Casos de estudio. ....	42
Figura 4.4.- Selección de los casos de estudio. ....	43
Figura 4.5.- Campo de presiones (estaciones 1 y 2). ....	44
Figura 4.6.- Campo de presiones (estaciones 3 y 4 y 5).....	45
Figura 4.7.- Campo de presiones (estaciones 6 y 7). ....	46
Figura 4.8.- Blade to blade 3D del campo de presiones para el caso pulsante LPR.....	47
Figura 4.9.- Campo de presiones en el rotor (blade to blade) para los casos estudiados. ...	48
Figura 4.10.-Campo de temperaturas (estaciones 1 y 2).....	49
Figura 4.11.- Campo de temperaturas (estaciones 3 y 4 y 5). ....	50
Figura 4.12.-Campo de temperaturas (estaciones 6 y 7).....	51
Figura 4.13.- Campo de temperaturas en el rotor (blade to blade) para los casos estudiados. ....	53
Figura 4.14.- Campo de velocidades (estaciones 1 y 2).....	55
Figura 4.15.- Campo de velocidades (estaciones 3 y 4 y 5). ....	56
Figura 4.16.- Campo de velocidades (estaciones 6 y 7).....	58

Figura 4.17.- Campo de velocidades en el rotor (blade to blade) para los casos estudiados.

..... 60

Figura 5.1.- Gasto másico corregido en función del tiempo..... 62



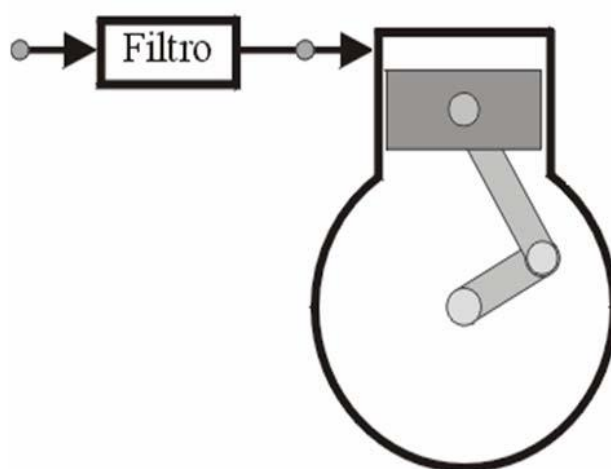
### Lista de símbolos

$C$	Número de Courant	
$u$	Velocidad	$m \cdot s^{-1}$
$t$	Tiempo	$s$
$x$	Espacio	$m$
$y$	Distancia a la pared	$m$
$y^+$	Longitud adimensional	—
$\nu$	Viscosidad cinemática	$m^2 \cdot s^{-1}$
$\rho$	Densidad	$kg \cdot m^{-3}$
$R$	Constante universal de los gases ideales	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$T$	Temperatura	$K$
$\phi$	Función a definir	
$V$	Volumen	$m^3$
$n$	Número de iteración	
$\chi$	Fracción molar	—
$m$	Masa	$kg$
$\dot{m}$	Flujo másico	$kg \cdot s^{-1}$
$\delta$	Distancia entre celdas	$m$

## 1 Introducción

### 1.1 Evolución histórica

En los inicios de la automoción, el motor se componía de una entrada donde se aspira el aire y se lleva hasta el cilindro. En este punto se mezcla con el combustible (gasolina) y se produce la combustión ejerciendo un trabajo sobre el pistón que se lleva hacia el cigüeñal. Este mueve el eje y se transforma en el movimiento rotatorio de las ruedas que hace que el vehículo se desplace. El aire quemado sale del cilindro y se expulsa hacia el exterior dando paso a un nuevo aire fresco y un nuevo proceso de combustión. Es decir, es el proceso de combustión del aire el que produce el trabajo que mueve al vehículo.



*Figura 1.1.- Esquema de un motor de aspiración natural.*

Cuando estos motores llegaron al mundo de la aviación, y debido a la menor densidad del aire a mayores altitudes, para alcanzar los requerimientos de la aeronave se necesitaba una potencia mayor. Para conseguir este incremento de potencia, es necesario una mayor cantidad de masa de aire para un proceso de combustión mayor que produzca dicha potencia. Este incremento de masa de aire se puede conseguir de dos formas:

1. Con una entrada de aire más grande y más cilindros.
2. Con un sistema de sobrealimentación.

La primera forma presenta varias desventajas sobre la segunda. Una entrada más grande supondría una mayor área frontal de la aeronave, lo que perjudica claramente la aerodinámica de la misma. Además, la instalación de más cilindros supone un peso extra, factor a minimizar en aviación.

La segunda forma, en cambio, mantiene constante la entrada, por tanto la aerodinámica se mantiene inalterada. La instalación del sistema de sobrealimentación supone un peso añadido, aunque inferior al que supondrían los cilindros extras de la primera forma.

Por tanto, la manera empleada para conseguir más potencia es la instalación de un sistema de sobrealimentación. Los sistemas de sobrealimentación más empleados son:

1. Sobrealimentación mecánica: el compresor se acciona directamente con el cigüeñal.
2. Turbosobrealimentación: el compresor se acciona mediante una turbina que se mueve gracias a la energía de los gases de escape del cilindro.

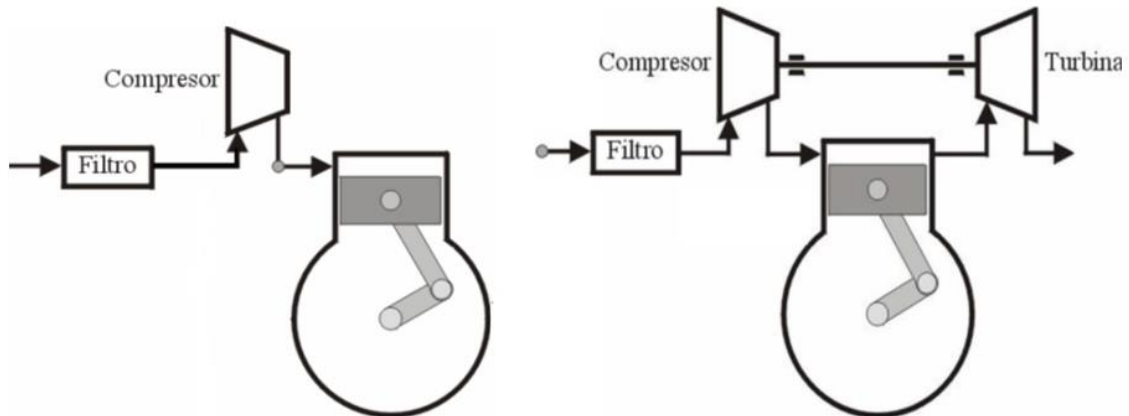


Figura 1.2.- Esquema de un motor sobrealimentado. A la izquierda: sobrealimentación mecánica. A la derecha: turbosobrealimentación.

En ambos tipos se presenta un compresor, que va a ser el encargado, mediante un proceso de compresión, de introducir una mayor cantidad de aire en los cilindros y, de esta forma, poder producir más potencia.

El compresor es una pieza importante en los motores sobrealimentados puesto que es la parte del sistema de sobrealimentación que supone la mejora en potencia de este tipo de motores respecto a los motores de aspiración natural.

Los motores de combustión interna alternativos se han visto sometidos a una continua evolución a lo largo de la historia, mejorando sus prestaciones tanto en potencia como en par motor.

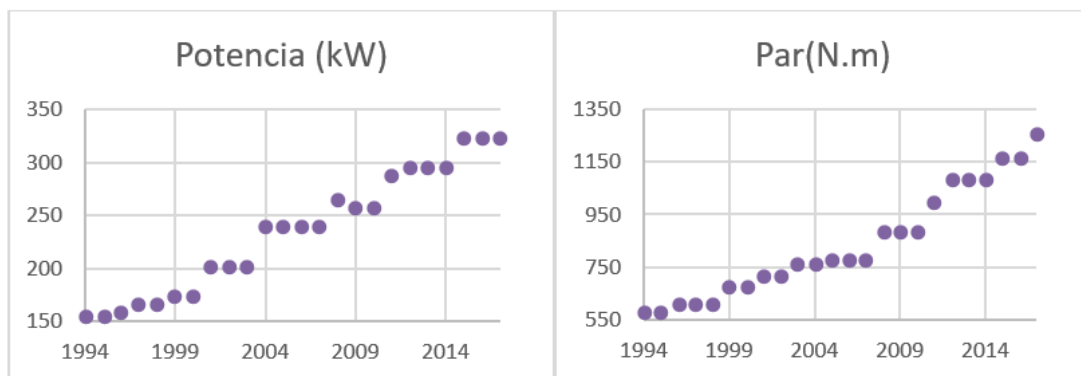


Figura 1.3.- Evolución histórica de potencia y par motor en motores de automoción.

Esta tendencia al aumento de las prestaciones ha llevado a introducir los sistemas de sobrealimentación también en la automoción.

La turbosobrealimentación se ha convertido en uno de los avances más importantes en la industria del automovilismo. Esta tecnología está bien asentada en los motores diésel y se ha ido incrementando constantemente su uso también para los motores gasolina. Además, el uso del turbogrupo, supone una reducción en las emisiones y en el consumo de combustible, lo que es vital para cumplir con las actuales restricciones legales, cada vez más estrictas.

El aumento del uso de este tipo de tecnología, ha supuesto que el desarrollo de los turbocompresores esté a la orden del día, puesto que, al ser un invento relativamente nuevo, aún tiene un amplio margen de mejora.

El cálculo mediante fluidodinámica computacional (CFD) es una de las mejores herramientas empleada en los últimos años debido a la velocidad y precisión de sus cálculos, así como a su reducción en los costes económicos del proyecto. En este tipo de herramientas, queda abierta la posibilidad de estudiar todo tipo de geometrías, condiciones de contorno, tipos de fluido, etc. solamente cambiando la configuración del caso de estudio y poniendo el programa a calcular. Antes de la existencia de este tipo de herramientas, para estudiar una geometría era necesario fabricar la pieza a estudiar y testarla experimentalmente en un banco de ensayos. Si, posteriormente, se quería realizar un cambio en dicha geometría, había que fabricar otra pieza con dicha geometría, con los costes que ello suponía, tanto económicos como de tiempo. O para realizar un estudio paramétrico, era necesario un ensayo para cada condición de contorno, si el estudio a realizar era muy amplio, esto supone un problema. Sin embargo, con el CFD, estos estudios se pueden realizar en días o incluso horas, dependiendo de la complejidad del problema.

## 1.2 Motivación de estudio

Para seguir mejorando la eficiencia del turbocompresor es necesario entender y caracterizar el comportamiento interno del flujo.

En este trabajo, se tratará flujo pulsante a la entrada de un compresor centrífugo.

La potencia del motor es directamente proporcional a la relación de compresión del compresor. Por tanto, si se requiere una potencia elevada, la relación de compresión que debe proporcionar el motor también debe ser elevada. Si, además, se trabaja a un gasto másico bajo, se pueden producir los fenómenos de desprendimiento rotativo y/o de bombeo (explicados en el apartado 2.2).

El bombeo y el desprendimiento rotativo son fenómenos destructivos a evitar en los compresores. Por ello, es importante conocer cómo se producen, en qué rango de valores de los parámetros intervinientes y qué ocurre con el flujo a lo largo del compresor durante estos fenómenos.

### 1.3 Objetivos

Como se ha mencionado anteriormente, este trabajo se centrará en el estudio de un flujo pulsante a la entrada de un compresor centrífugo.

Para ello, se realizará un estudio computacional de un modelo de compresor centrífugo.

Se tratará de:

1. Estudiar el comportamiento de un flujo pulsante alrededor del compresor.
2. Estudiar el comportamiento de un flujo continuo alrededor del compresor.
3. Seleccionar dos puntos del flujo pulsante representativos, con mismo gasto másico corregido y distinta relación de compresión, y un punto representativo del flujo continuo, con mismo gasto másico corregido.
4. Comparar la distribución de velocidades, presiones y temperaturas de los tres puntos especificados.
5. Describir los fenómenos que aparecen.
6. Conclusiones de la comparación de todos los puntos.
7. Comprobar que se cumple la ley de conservación de la masa en los volúmenes de control.

### 1.4 Metodología

Para llevar a cabo el estudio del flujo pulsante a través del compresor centrífugo se va a emplear la herramienta de cálculo computacional STAR CCM+.

El proceso a seguir es el siguiente:

- Importar un caso ya estudiado con una malla muy fina.
- Construir una malla más gruesa por recursos computacionales.
- Definir las estaciones en las que tomar las medidas.
- Comprobar que todos los cálculos se han adaptado a la nueva malla.
- Calcular la solución.
- Extraer los informes pertinentes en cada estación.
- Estudiar los resultados obtenidos.

## 1.5 Antecedentes

El estudio del flujo en un turbogrupo se ha centrado la mayoría de las veces en un flujo continuo. La utilidad de este tipo de estudios es notoria puesto que representa muy fielmente el comportamiento del flujo, dependiendo de la malla utilizada. Sin embargo, el flujo en un turbogrupo es pulsante debido a que los cilindros en los que se produce la combustión son de 4 tiempos (admisión, compresión, combustión y escape) o 2 tiempos (admisión y compresión, combustión y escape).

En (Galindo, et al., 2013; Jiao, et al., 2009) se realiza un análisis numérico del campo fluido en un turbocompresor.

La literatura científica es amplia en cuanto a estudios CFD en turbinas y compresores. Sin embargo, hay pocos informes sobre flujos pulsantes como en (Galindo, et al., 2013), que se realizó un estudio de una turbina ante un flujo pulsante, proveniente de los cilindros, así como un estudio a distintas frecuencias del pulso del flujo. En él se obtienen conclusiones del comportamiento del flujo, como la histéresis que se produce debido al flujo pulsante, etc.

No hay precedentes de estudios de flujo pulsante en un compresor centrífugo.



## 2 Bases teóricas

### 2.1 Funcionamiento de un compresor

#### 2.1.1 Geometría

El funcionamiento de un compresor centrífugo se basa en aumentar la presión del flujo disminuyendo la velocidad del mismo. Para ello, es necesario que la geometría del compresor sea la adecuada. A continuación, se explicará el proceso para obtener una geometría adecuada.

Según la ley de la continuidad:

$$\rho_1 u_1 A_1 = \rho_2 u_2 A_2 = cte \quad (2.1)$$

Por lo tanto, a lo largo de un conducto, asumiendo la hipótesis de flujo incompresible (donde la densidad permanece constante), si el área frontal por la que pasa el flujo disminuye, la velocidad aumenta y viceversa.

Por otra parte, según Bernouilli:

$$p_1 + \frac{1}{2} \rho_1 u_1^2 + \rho_1 g h_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho_2 u_2^2 + \rho_2 g h_2 = cte \quad (2.2)$$

Por lo tanto, a lo largo de una línea de corriente y despreciando los términos gravitacionales en el compresor, para que la presión estática aumente, la presión dinámica, es decir, la velocidad, debe disminuir.

Entonces, unificando ambos conceptos, se obtiene que se necesita disminuir la velocidad para tener una mayor presión (por Bernouilli) y por lo tanto se debe aumentar el área frontal de paso del flujo (por continuidad). De esta forma se obtiene la geometría típica de un compresor. Como se puede apreciar en la Figura 2.1, el flujo llega por la izquierda con una dirección y se encuentra con un área frontal determinada. Al pasar por los álabes, la dirección del flujo sufre una desviación y el área frontal a la salida de los álabes es mayor, de esta forma el flujo se decelera y aumenta la presión.



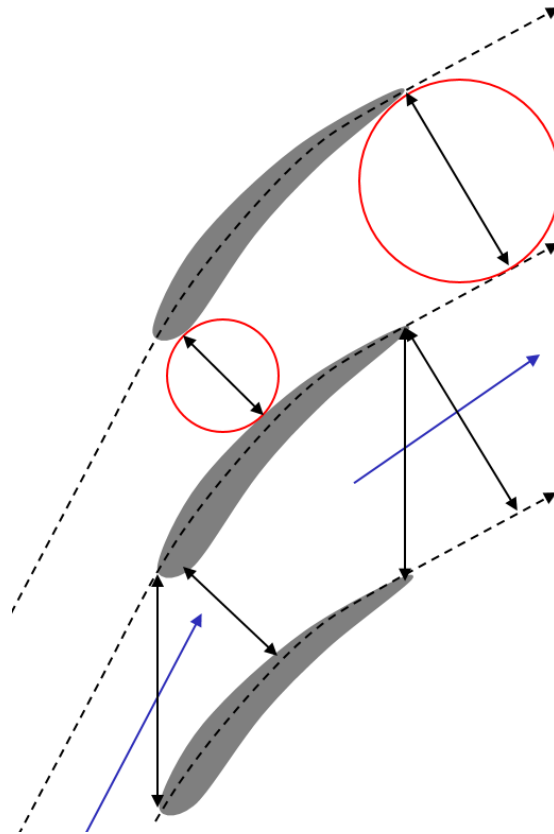


Figura 2.1.-Esquema de un compresor. (Galindo, s.f.)

No obstante, existen diversos tipos de fenómenos que pueden alterar este funcionamiento, como por ejemplo los que se muestran en la Figura 2.2:

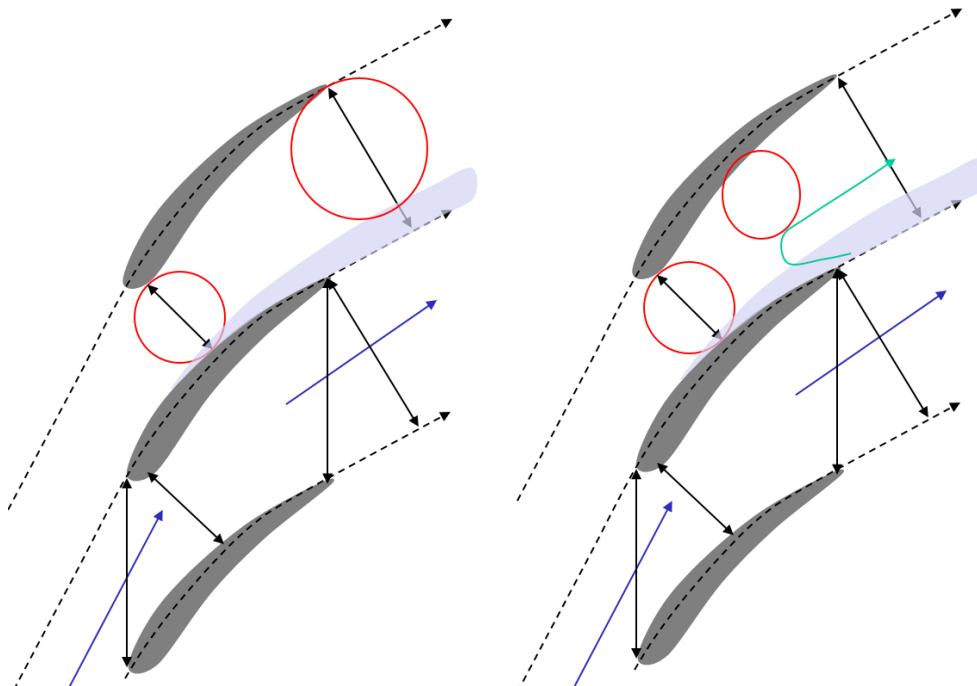


Figura 2.2.- A la izquierda, compresor con capa límite. A la derecha, compresor con capa límite y recirculación. (Galindo, s.f.)

En la Figura 2.2 izquierda se puede observar cómo se produce una capa límite a lo largo de la cara de succión del álabe. Esta capa límite reduce el área frontal efectiva que ve el flujo y, por lo tanto, afecta al funcionamiento del compresor: reduciendo su velocidad y aumentando, así, en menor medida su presión. A la derecha de la Figura 2.2 se aprecia lo que se conoce como desprendimiento de la capa límite, originando zonas de recirculación. Este fenómeno puede llegar a producir una disminución del área frontal efectiva tal que sea menor que la de entrada, ocasionando, de esta forma, que el compresor se comporte de una manera totalmente opuesta a la deseada: aumentando la velocidad del flujo y disminuyendo la presión. También puede llegar a bloquear el canal (desprendimiento rotativo) o producir flujo reverso (bombeo), fenómenos explicados en el apartado 2.2.

Como ya se ha mencionado, el objetivo del compresor es aumentar la presión mediante una disminución de la velocidad. Esto puede ocasionar que el flujo llegue a pararse si se pretende alcanzar una relación de compresión elevada en el compresor. Por lo tanto, es necesario el uso de un rotor, que gira y proporciona velocidad al flujo a la vez que lo comprime y cambia su dirección, y de un estator, que se mantiene inmóvil y solo lo comprime. El rotor en un compresor es lo primero con lo que se encuentra el flujo para no perder una gran velocidad que impida al flujo alcanzar el final del compresor.

### 2.1.2 Triángulo de velocidades

Para entender bien el comportamiento del flujo a lo largo del compresor es necesario introducir y explicar los triángulos de velocidades:

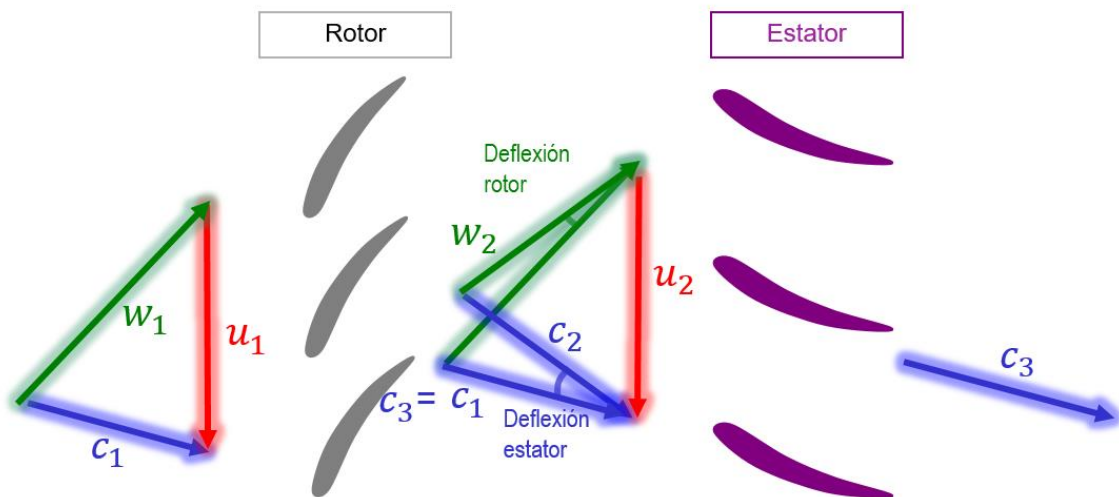


Figura 2.3.- Triángulo de velocidades de un compresor. (Galindo, s.f.)

En primer lugar, hay que definir lo que aparece en la Figura 2.3. Se divide en 3 secciones:

1. Antes del rotor.
2. Entre el rotor y el estator.
3. Después del estator.

Los vectores azules, denominados con la letra  $c$ , simbolizan la velocidad absoluta del flujo. Los vectores verdes, con la letra  $w$ , la velocidad relativa del flujo (la que ven los álabes). Y los vectores rojos, con la letra  $u$ , se refieren a la velocidad de los álabes del rotor; el estator no tiene velocidad porque, como se ha mencionado anteriormente, permanece inmóvil.

Una vez explicadas cada una de las partes de la Figura 2.3 se procede a la explicación de los triángulos de velocidades. El flujo viene de la admisión con una velocidad ( $c_1$ ) y ángulo respecto a la perpendicular del movimiento del rotor determinados y se encuentra con los álabes del rotor que están girando con una velocidad ( $u_1$ ). Por lo tanto, si se tomase como sistema de referencia móvil a un álabe del compresor, se observaría que el flujo viene con una velocidad relativa ( $w_1$ ) y un ángulo respecto a la perpendicular del movimiento del rotor.

Cuando el flujo pasa por el rotor sale con una velocidad ( $c_2$ ) y un ángulo respecto a la perpendicular del movimiento del rotor, tomando como sistema de referencia una referencia inmóvil, como el estator. Si el sistema de referencia está en el rotor, el flujo tendría una velocidad relativa ( $w_2$ ) y un ángulo relativo y donde la velocidad del rotor es  $u_2$ . En este proceso, el flujo ha sufrido un cambio de velocidad y dirección en el que se ha aumentado su presión. Y ahora se encuentra con el estator.

Cuando el flujo pasa por el estator sufre una deceleración y un cambio de dirección, por lo que sale con una velocidad ( $c_3$ ) y un ángulo distintos. En este proceso, el flujo ha aumentado su presión.

Como se ha mencionado anteriormente, el comportamiento del compresor puede variar dependiendo de la existencia o no de capa límite o zonas de recirculación, así como de que el flujo no venga de la admisión con el ángulo de incidencia para el que se ha diseñado el compresor. En todos estos casos, el compresor estaría actuando fuera de diseño y los triángulos de velocidades cambiarían consecuentemente. Un parámetro muy importante para el comportamiento fuera de diseño es el ángulo de incidencia del flujo con el álabe.

### 2.1.3 Mapa del compresor

El mapa de un compresor es una gráfica que muestra la relación de compresión de dicho compresor en relación a su gasto másico corregido y a diferentes regímenes corregidos del compresor. Las variables corregidas (gasto másico y régimen) son esas mismas variables a las que se les aplica una corrección en función de la temperatura y presión de entrada para poder obtener toda la información de un solo mapa para cualquier condición de entrada al compresor, en lugar de necesitar hacer diferentes mapas para diferentes condiciones de entrada. De esta forma, sabiendo el gasto másico actual del compresor, el régimen de giro y las condiciones de entrada, se puede obtener la relación de compresión de una manera muy sencilla.

El mapa de un compresor es muy útil, ya que se puede obtener la información básica del compresor muy rápidamente. Se obtiene de manera experimental en un banco de ensayos

mediante una batería de ensayos estacionarios en los que se recopilan los datos necesarios y, posteriormente, se construye el mapa.

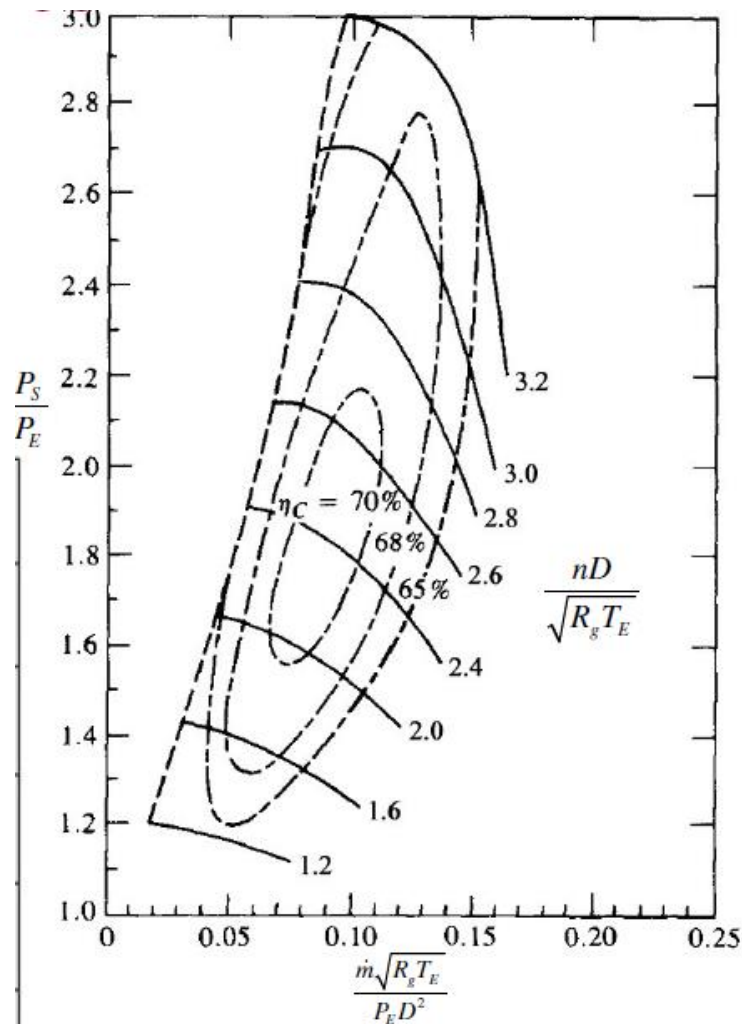


Figura 2.4.- Mapa de un compresor centrífugo.

En la Figura 2.4 se muestra el mapa de un compresor centrífugo. En él, se aprecian diversas líneas:

- Las líneas circulares discontinuas son las de rendimiento constante. A lo largo de toda la curva, el rendimiento del compresor es el mismo.
- Las líneas inclinadas continuas son las de régimen corregido.
- A la izquierda del mapa se aprecia una línea discontinua que supone el fin del mapa. Esta línea se conoce como el límite de bombeo. A la izquierda de ella, el compresor entrará en bombeo, que es un comportamiento no estacionario e inestable que se detalla en el apartado 2.2.

## 2.2 Comportamiento no estacionario

Hay varios tipos de inestabilidades en un compresor. Estas inestabilidades ocasionan que la actuación del compresor varíe y no sea la deseada. Son fenómenos de los que conviene alejarse o salir de ellos lo más rápidamente posible si se ha entrado accidentalmente. La entrada en pérdidas no se produce de una forma brusca ni uniforme. A continuación, se explican los fenómenos de desprendimiento rotativo y bombeo, para entender su aparición y consecuencias.

### 2.2.1 Desprendimiento rotativo

El desprendimiento rotativo es un fenómeno transitorio muy problemático en los compresores. Para entender su funcionamiento es necesario entender la Figura 2.5.

En el paso 1 se muestra el compresor actuando de manera normal con el flujo llegando a los álabes con un cierto ángulo de incidencia.

En el paso 2 se muestra cómo un canal entra en pérdida y se bloquea.

La entrada en pérdida y bloqueo del paso 2 origina que el flujo no pueda circular por ese canal, por lo tanto debe buscar otro sitio. Esto modifica las incidencias del flujo sobre los canales vecinos, como se muestra en el paso 3.

De esta forma, el canal bloqueado recibe menos flujo y se desbloquea. Sin embargo, el canal vecino ahora recibe mucho más flujo por lo que también entra en pérdida y se bloquea, como se muestra en el paso 4.

En el paso 5, nuevamente se modifican las incidencias de los canales vecinos al bloqueado.

En el paso 6 se aprecia cómo, gracias a los cambios de incidencia, se desbloquea el canal que estaba bloqueado pero se bloquea el vecino y se vuelven a modificar los ángulos de incidencia.

Como se puede observar, es un proceso cíclico que se retroalimenta. El desprendimiento rotativo se puede iniciar tanto en el rotor como en el estator, pero una vez iniciado se transmite del uno al otro. Se mueve en sentido contrario al rotor a una velocidad entre el 30% y el 70% del régimen de giro del mismo.

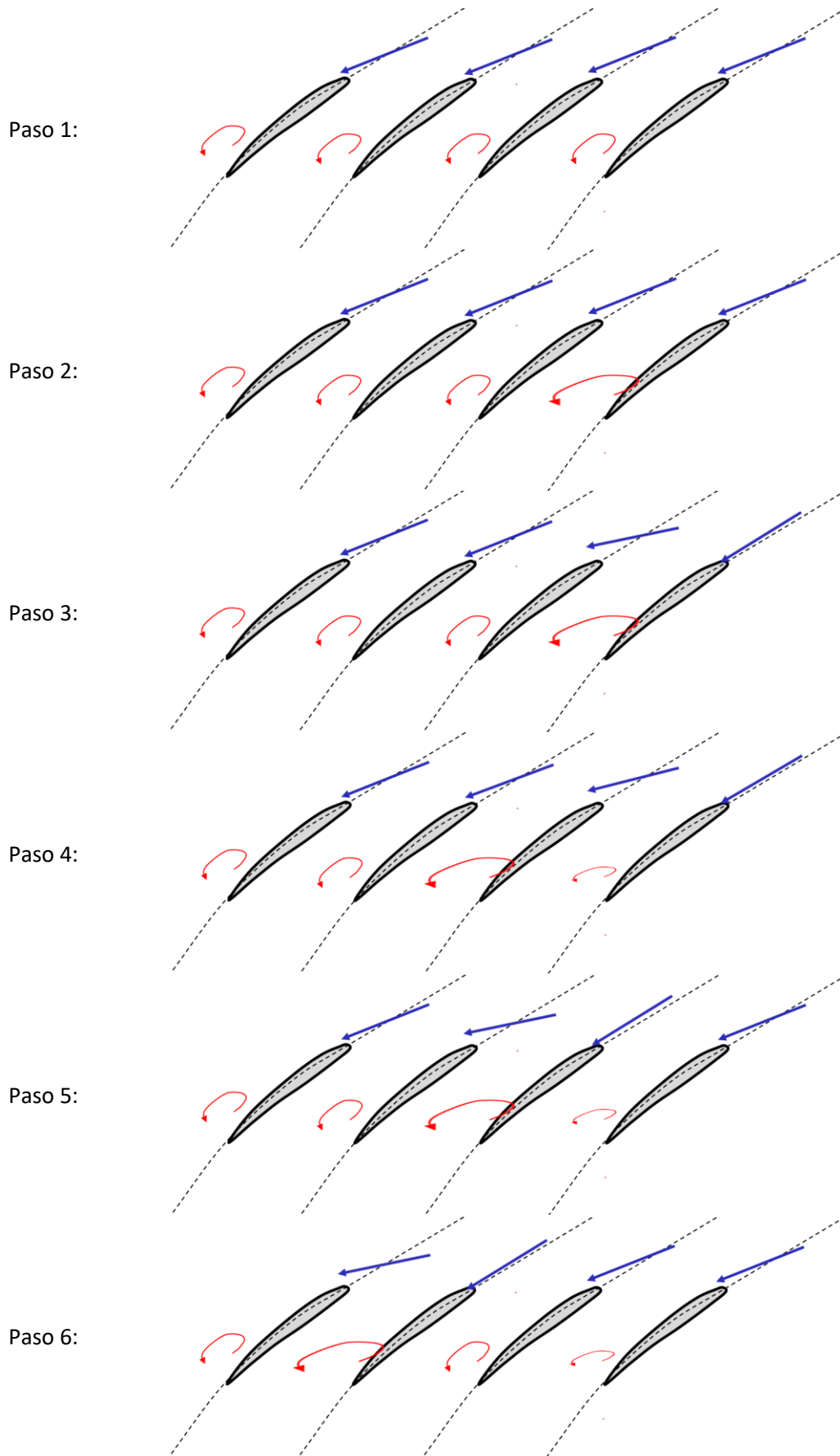


Figura 2.5.- Desprendimiento rotativo.

El desprendimiento rotativo puede llevar a bombeo, ya que, al haber reflujos, el álabe entra en pérdida y se puede ir extendiendo por todo el compresor. Si esto sucede y llega el momento en el que todo el compresor está con reflujos, se llega al bombeo.

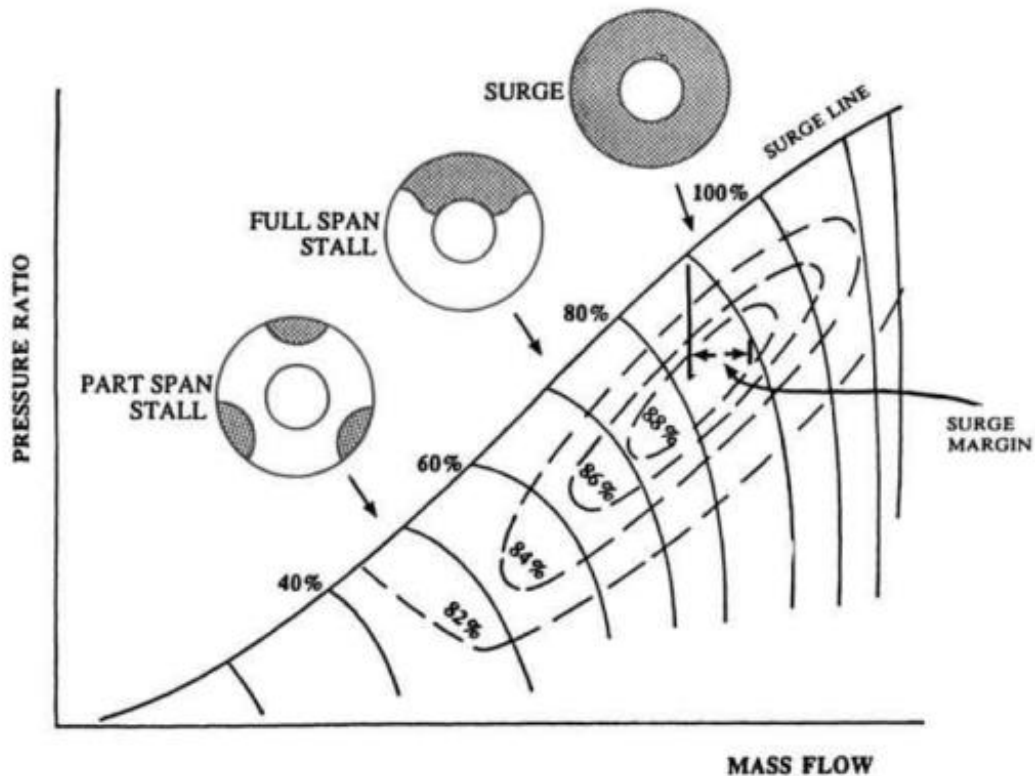


Figura 2.6.- Evolución de desprendimiento rotativo a bombeo.

### 2.2.2 Bombeo

El bombeo es una inestabilidad en el acoplamiento del compresor con su circuito resistente, por la cual se produce un flujo reverso a través del mismo en el que se vacía el depósito de la cámara de combustión. Posteriormente vuelve a fluir en la dirección natural.

Para entender este fenómeno es necesario entender las siguientes gráficas:

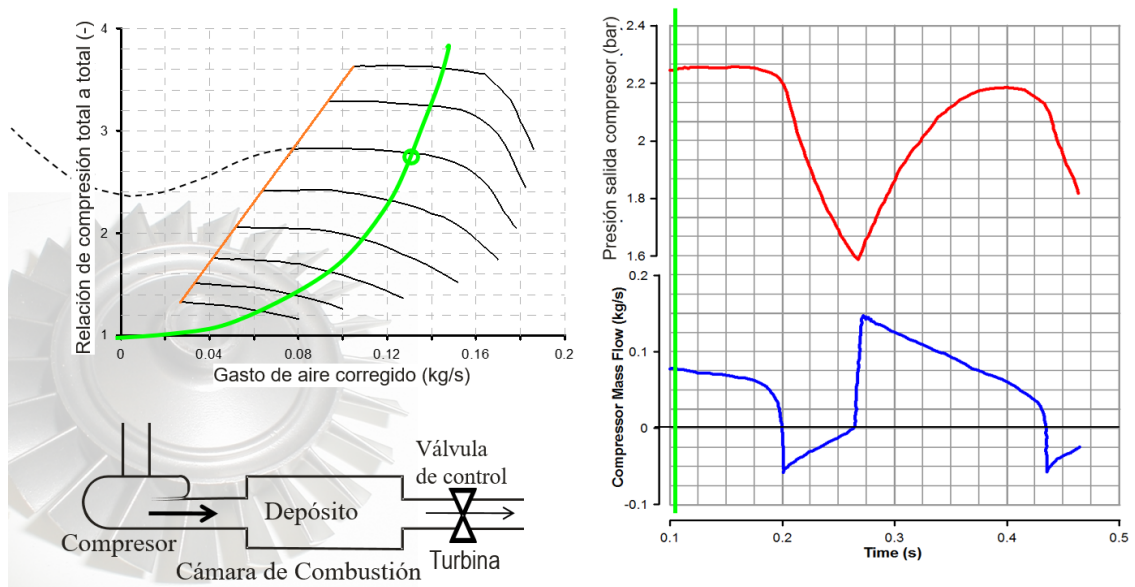


Figura 2.7.- Arriba izquierda: mapa del compresor. Abajo izquierda: esquema del sistema. Derecha: gráfico temporal de la presión a la salida y del gasto másico.

La línea verde representa el momento temporal en cada instante y el círculo verde es el punto de operación. La línea naranja muestra el límite estable del mapa del compresor (línea de bombeo).

En este primer momento, el compresor está actuando a una relación de compresión de 2,8 y un gasto de aire corregido de 0,13 kg/s, que se corresponde con un gasto másico de 0,08 kg/s. A continuación, se disminuye el gasto corregido manteniendo prácticamente constante la relación de compresión:



Caracterización CFD-3D de la repercusión de un flujo pulsante a la salida de un turbocompresor centrífugo sobre sus prestaciones

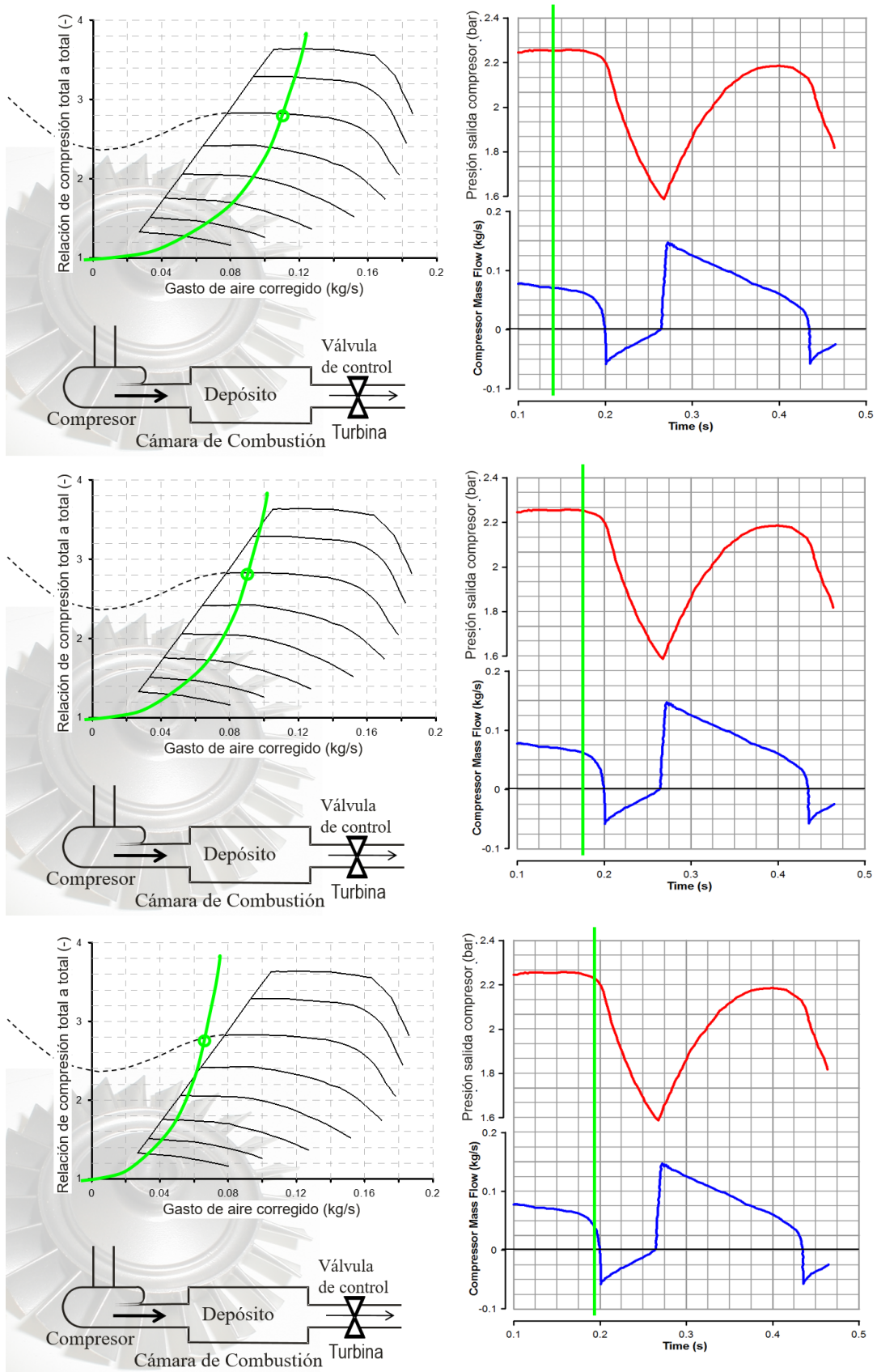


Figura 2.8.- Evolución temporal del punto de operación.

Se puede apreciar que el gasto másico cada vez disminuye más hasta sobrepasar la línea del límite de estabilidad del mapa de compresor.

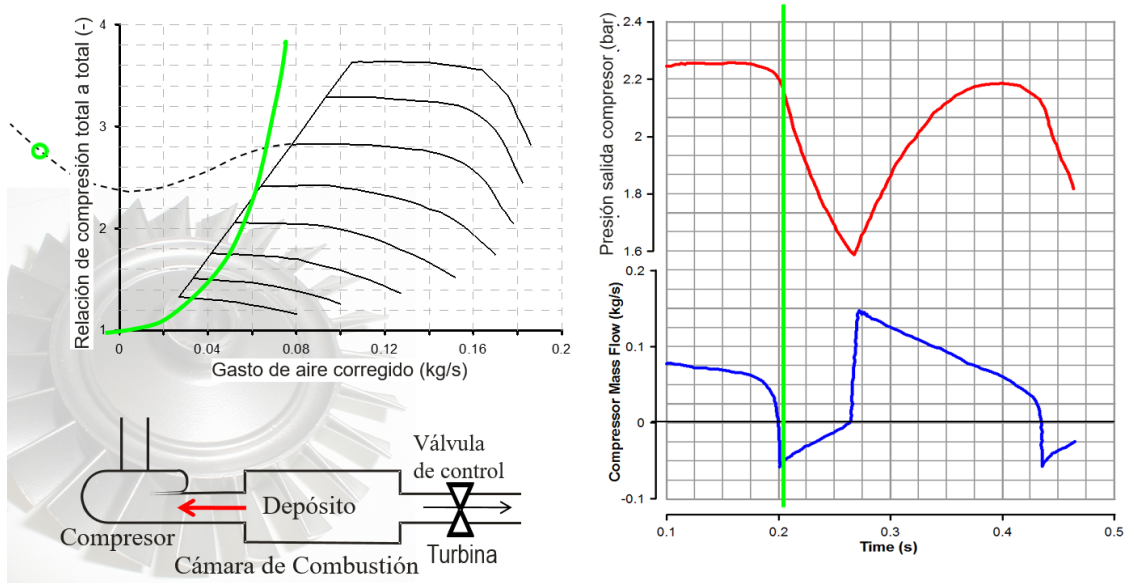


Figura 2.9.- Flujo reverso en el compresor.

En este punto, como el gasto másico es tan pequeño, no puede vencer el gradiente de presión adverso y es el flujo que hay en el depósito el que fluye aguas arriba del compresor vaciando el mismo. Esto se debe a que la presión en el cilindro es superior a la presión aguas arriba del compresor. Se puede observar que el gasto (másico y corregido) en este punto son negativos porque van en la dirección opuesta.

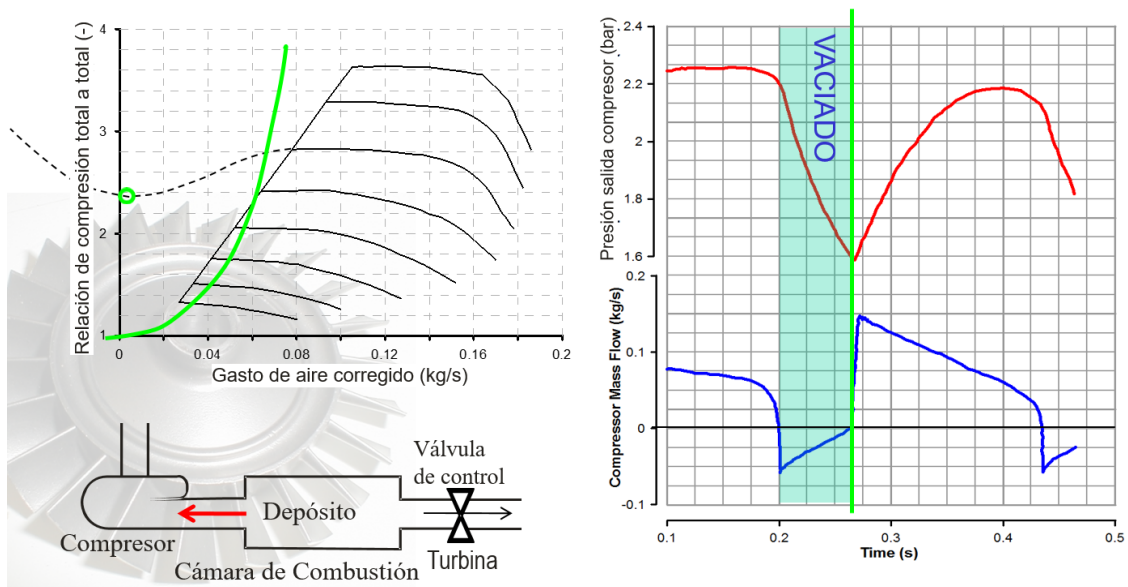


Figura 2.10.- Proceso de vaciado del depósito.

En este momento, el aire está fluyendo constantemente en dirección opuesta hasta vaciar por completo el depósito.

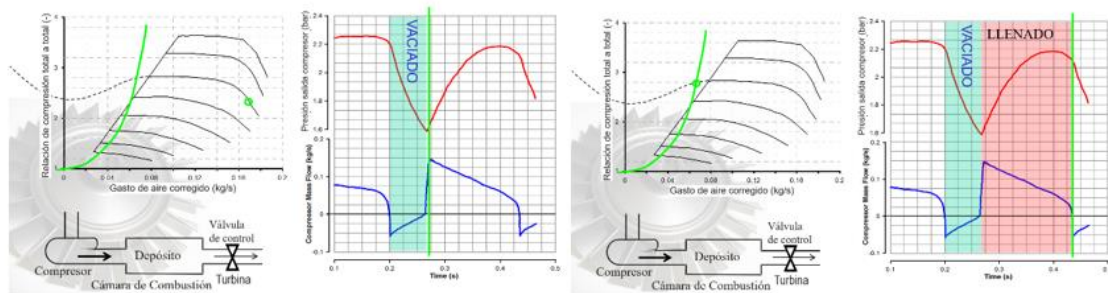


Figura 2.11.- Proceso de llenado del depósito.

En este punto, una vez vaciado el depósito, no hay más gradiente adverso de presión que vencer y por lo tanto el aire vuelve a fluir a través del compresor hacia el depósito, llenándolo de nuevo.

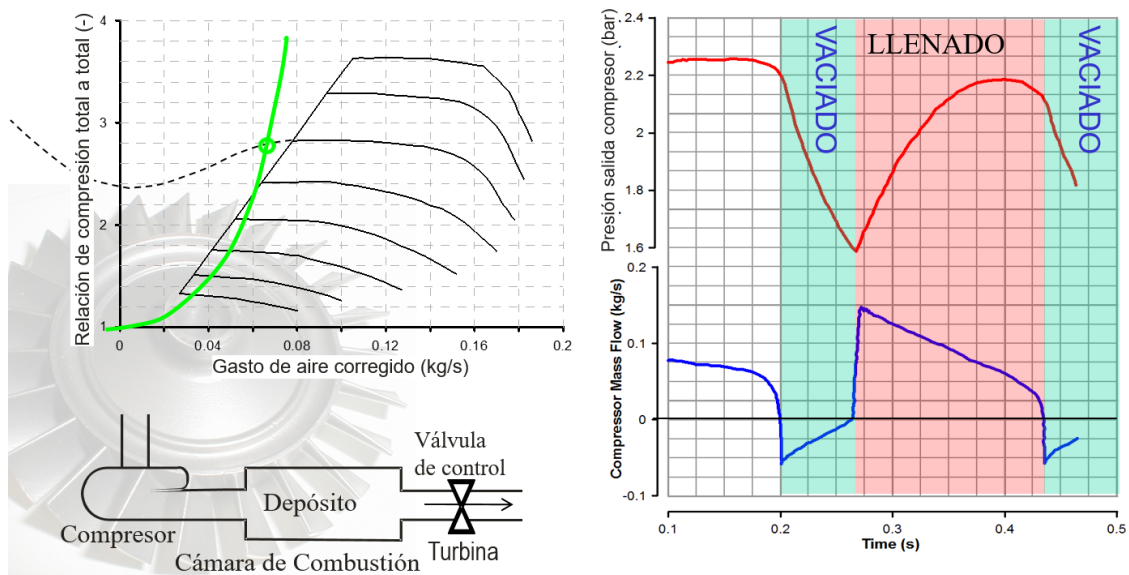


Figura 2.12.- Nuevo proceso de vaciado del depósito.

A medida que se va llenando el depósito, el gradiente de presión adverso es mayor, de esta forma el gasto disminuye con el tiempo hasta que no puede vencer este gradiente de presión adverso y se vuelve a producir un nuevo proceso de vaciado.

Este proceso se repite cíclicamente a menos que se actúe externamente para sacar al compresor del bombeo.

A modo de resumen, el compresor recibe aire a una presión y lo expulsa a una presión mayor generando un gradiente de presión adverso. Si el gasto másico es lo suficientemente grande para vencer este gradiente de presión adverso el compresor actúa en un punto de operación estable. Sin embargo, si el gasto másico no es lo suficientemente grande, no puede vencer el gradiente de presión adverso y es el flujo del depósito (a mayor presión) el que fluye aguas arriba del compresor vaciando el depósito. Una vez vaciado vuelve a circular el flujo en el

sentido correcto, llenando nuevamente el depósito. A medida que se va llenando, el gradiente de presión adverso aumenta hasta que, nuevamente, el gasto másico no es capaz de superar dicho gradiente de presión adverso y el aire del depósito corre aguas arriba. Y así cíclicamente.

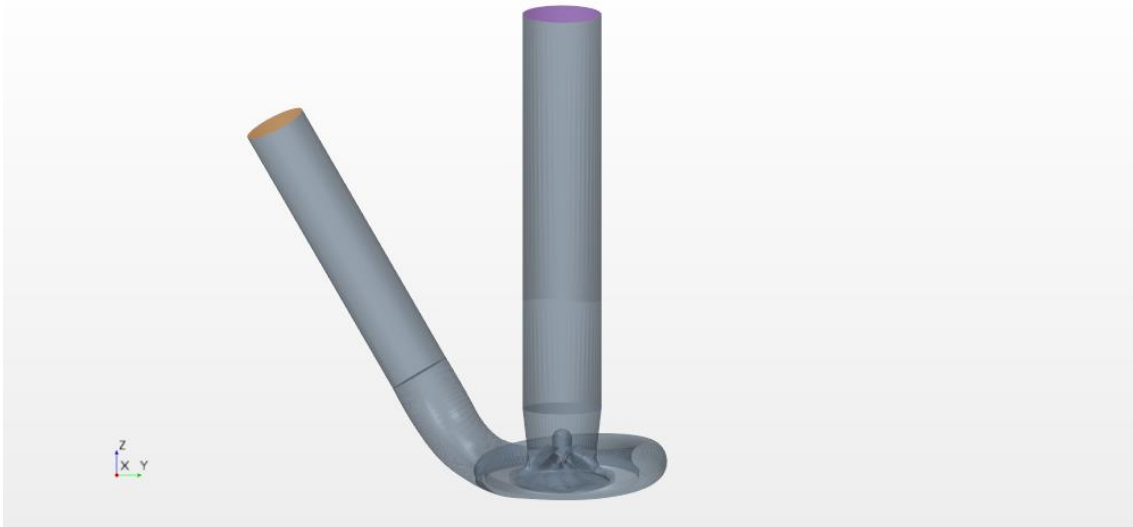


### 3 Configuración del programa

En el siguiente capítulo se explican los detalles necesarios para llevar a cabo el cálculo computacional. Se especifica cómo se ha estructurado la geometría empleada, la tipología de la malla utilizada, los modelos empleados en el estudio y los casos a estudiar.

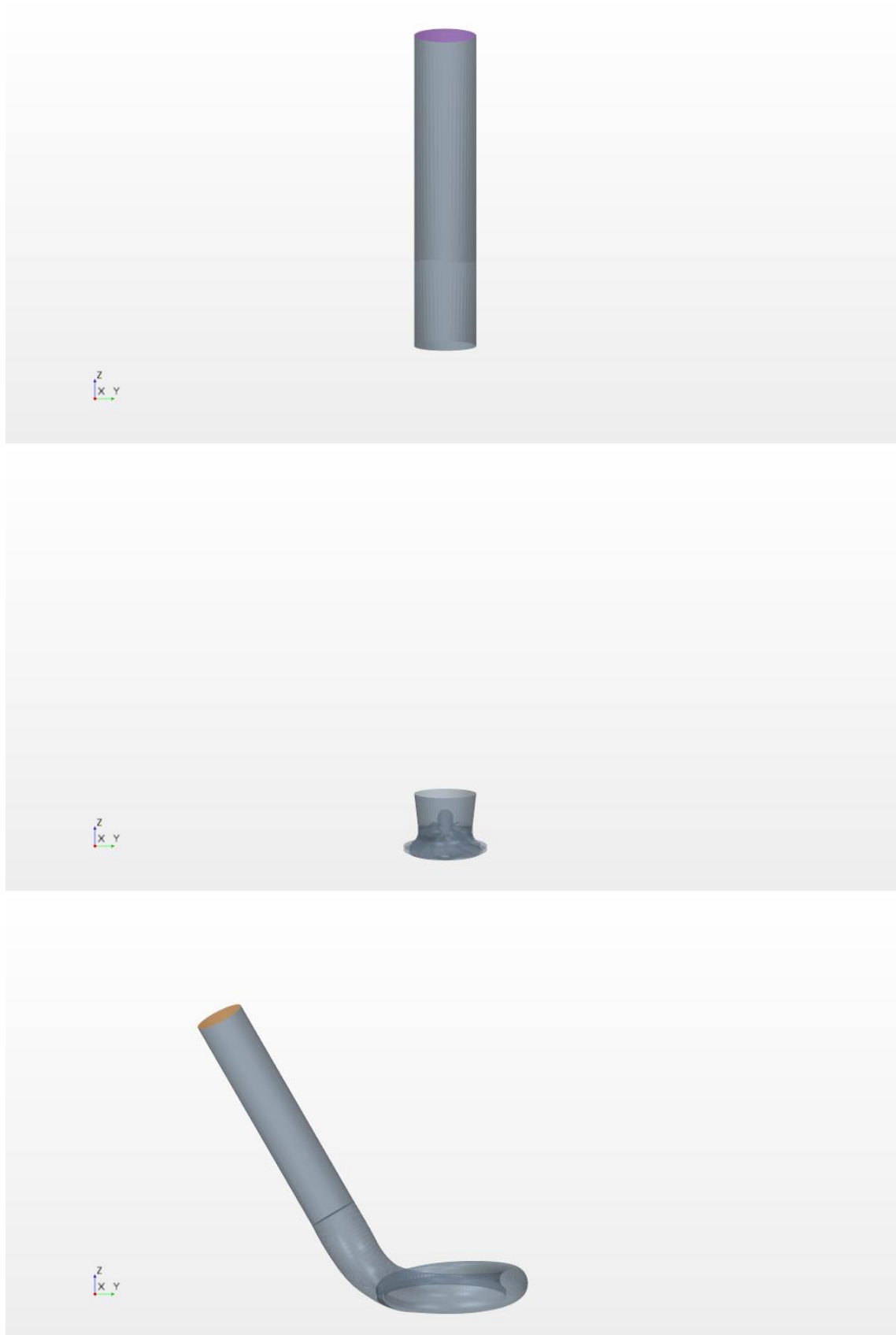
#### 3.1 Geometría

La geometría se ha importado puesto que se trata de un compresor real. El dominio del caso es el siguiente:



*Figura 3.1.- Geometría total del caso.*

Se compone de las siguientes regiones:



*Figura 3.2.- Arriba: inlet. Centro: Rotor. Abajo: Voluta.*

Es importante conocer las estaciones que se han definido en el trabajo:

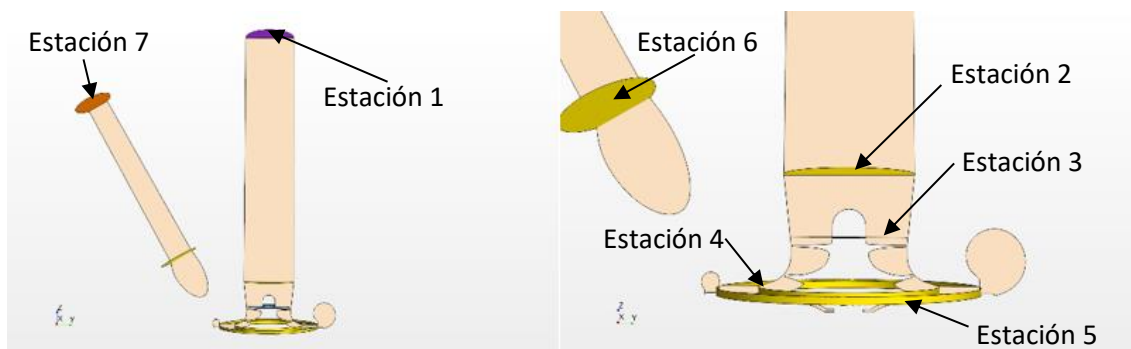


Figura 3.3.- Estaciones.

Las estaciones se han definido de la siguiente forma:

1. Estación 1: Inlet.
2. Estación 2: Interfaz entre inlet y rotor.
3. Estación 3: Plano previo a los álabes, antes de que el flujo se adapte a los mismos.
4. Estación 4: Plano justo a la salida del rotor.
5. Estación 5: Plano justo a la salida del estator.
6. Estación 6: Interfaz entre la voluta y el tubo de salida.
7. Estación 7: Outlet.

De estas estaciones se sacará información para estudiar el comportamiento del flujo a lo largo del compresor.

Se han definido tres volúmenes de control, que vienen delimitados por algunas de las estaciones mencionadas anteriormente:

Volumen de control	Estación inicial	Estación final
Inlet	1	2a
Rotor-Estator	2b	5a
Outlet	5b	7

Tabla 3.1.- Definición de los volúmenes de control.

Como se puede apreciar en la Figura 3.2, el inlet abarca el tubo vertical hasta poco antes del rotor. El rotor va desde el fin del inlet hasta una vez pasado el estator y la voluta. Y el outlet, se compone del tubo inclinado que guía el aire hacia la salida.

El volumen de control del rotor tiene una configuración especial puesto que el rotor está en movimiento relativo respecto al resto de volúmenes de control.



### 3.2 Malla

Uno de los mayores problemas de lidiar con una geometría real es la de encontrar una malla apropiada que se ajuste debidamente a dicha geometría. En este trabajo se ha optado por una malla poliédrica, ya que la dirección del flujo no está claramente definida en el compresor. Además se ha refinado la malla en las paredes para evitar que los fenómenos de capa límite se generasen en una sola celda, lo que implicaría una pérdida en la precisión de los resultados.

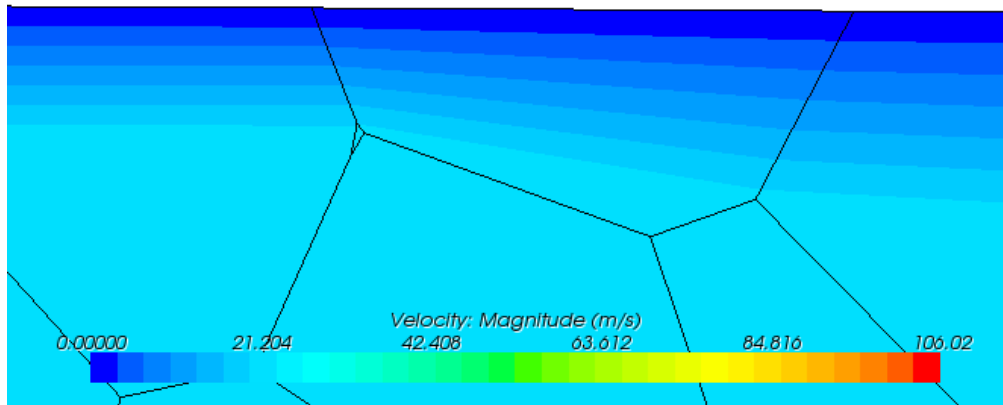


Figura 3.4.- Mallado sin refinamiento de pared.

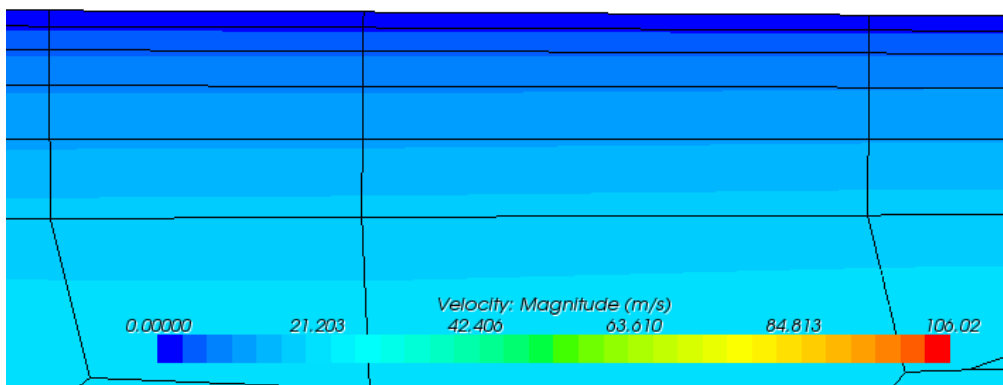


Figura 3.5.- Mallado con refinamiento de pared.

Como se puede apreciar en la Figura 3.4 y en la Figura 3.5, con el refinamiento de pared se captan fenómenos que no se podrían captar sin él. Cabe recordar que en este tipo de programas de volúmenes finitos, la transmisión de información de unas celdas a otras se lleva a cabo mediante los valores en el borde de la celda, no en su interior. Es decir, si en una misma celda hay un gran gradiente, este gradiente se pierde y no se transmite a sus celdas vecinas puesto que en el borde de celda sólo habrá un valor constante.

Como en todo cálculo CFD, el tamaño de la malla es un parámetro a tener en cuenta puesto que de él dependerá tanto el tiempo de convergencia como la exactitud de la solución. A mayor número de celdas se tendrá una mayor precisión en la solución pero a costa de un mayor coste computacional y viceversa. Para ello, hay que realizar un estudio de independencia de malla en el que se descubra cuál es el número de celdas mínimo a la que la solución final no se ve

comprometida por el tamaño de la malla. Representando una figura de mérito (presión, temperatura, velocidad...) respecto al número de celdas de la malla se obtiene la siguiente gráfica:

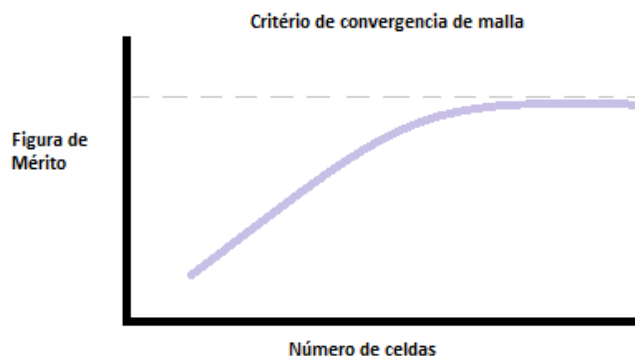


Figura 3.6.- Estudio de la independencia de malla.

Como se puede apreciar en la Figura 3.6, la exactitud de la solución presenta una forma asintótica en la que a mayor número de celdas, mayor exactitud de la solución en la figura de mérito. Por lo tanto, llega un punto en el que aumentar el número de celdas no supone una mejora significativa en la solución final y lo único que provoca es el aumento del coste computacional. Es importante identificar esta zona por lo anteriormente explicado. El tamaño de malla se fija con el tamaño de las celdas: según el tamaño que se le da a la celda, se generan tantas celdas como sean necesarias.

Para el caso de este estudio, se ha elegido un tamaño de malla distinta para cada región, puesto que, por ejemplo, en la entrada el flujo es muy uniforme y no tiene sentido emplear una malla igualmente fina para el rotor que para la entrada. La configuración de la malla óptima, en la que los resultados son muy precisos, ha sido la siguiente:

Región	Tamaño de elemento (mm)	Nº prism layer (refinamiento de pared)	Nº de elementos
Inlet	5	3	9 millones
Rotor.estator	0,8	10	
Voluta	3	5	

Tabla 3.2.- Detalles de la malla óptima.

Sin embargo, por los recursos disponibles (tiempo y capacidad de cálculo), esta malla no se ha podido emplear. Por lo tanto, se ha partido de un caso con dicha malla, ejecutado para estudios paralelos al de este trabajo y se ha remallado con una malla más gruesa, en la que los resultados no son tan exactos, pero cualitativamente aceptables para el estudio en cuestión:

Región	Tamaño de elemento (mm)	Nº prism layer (refinamiento de pared)	Nº de elementos
Inlet	9	3	2,2 millones
Rotor.estator	1,6	8	
Voluta	9	5	

Tabla 3.3.- Detalles de la malla utilizada.

### 3.3 Selección de submodelos

En esta sección se detallará en profundidad las posibilidades que ofrece el programa para modelar cualquier problema. Se analizarán las siguientes opciones:

- Bidimensional o tridimensional
- Estacionario o transitorio
- Compresible o incompresible
- Modelos de turbulencia

Para obtener una solución realista, es importante definir bien cada modelo y saber cuál escoger a la hora de lanzar el cálculo.

#### 3.3.1 Bidimensional o Tridimensional

En esta sección se va a discutir la posibilidad de un estudio bidimensional, por la notable reducción del coste computacional que ello supone, o si, por el contrario, se debe realizar un estudio tridimensional necesariamente.

El caso bidimensional es interesante en los estudios cuya geometría sea simétrica y en la que no se produzcan movimientos circulares, tales como el “swirl”, en el dominio o que sean despreciables. Este no es el caso actual.

El caso de estudio es una geometría completamente asimétrica en todos sus ejes, por lo tanto el modelo empleado debe ser el tridimensional.

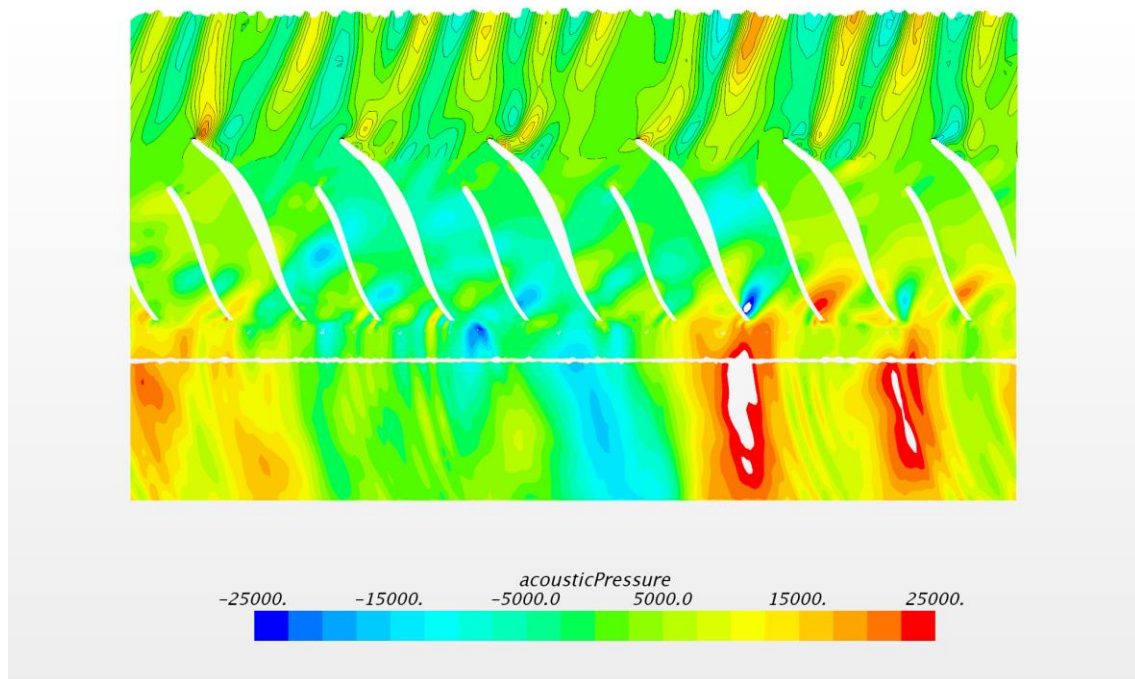


Figura 3.7.- Presión acústica alrededor del compresor.

Como se puede apreciar en la Figura 3.7, en el desarrollo de lo que ocurre alrededor del compresor, se observa que es necesario el enfoque tridimensional puesto que no hay simetría.

### 3.3.2 Estacionario o Transitorio

Para definir el régimen del modelo que se va a simular hay que elegir entre el estacionario o el transitorio. El flujo de un motor de combustión interna alternativo es intrínsecamente no estacionario, ya que la admisión del flujo en el cilindro no se produce de forma continua. Sin embargo, al tratarse de la primera parte de la admisión, se podría aceptar la hipótesis de flujo estacionario puesto que el compresor está continuamente trasegando aire.

No obstante, el bombeo es un fenómeno no estacionario como ya se ha explicado en el apartado 2.2.2. Por tanto, la opción de régimen estacionario queda desterrada.

Otro factor que debe tenerse en cuenta a la hora de elegir el tipo de régimen son los vórtices asociados a la macroescala. Bajo la hipótesis de flujo estacionario estos vórtices son eliminados, por tanto, para ver cómo evolucionan estas estructuras, es necesario recurrir al modelo transitorio. Para captar las macroestructuras es necesario imponer un paso temporal muy pequeño y esto es un inconveniente debido al coste computacional que supone.

Para implementar la simulación en transitorio hay que prestar especial atención al número de Courant, sobre todo cuando el enfoque es explícito. Este número adimensional da un criterio de convergencia y estabilidad al cálculo y se define de la siguiente manera:

$$C = \frac{u\Delta t}{\Delta x} \quad (3.1)$$

Dicho número de Courant debe ser menor que la unidad, esto significa que una determinada partícula no puede recorrer más de una celda en un paso temporal. De esta forma se evitan problemas de convergencia cuando el cálculo se lanza de forma transitoria con enfoque explícito.

En (Navarro, 2014) se realizó un estudio sobre el paso temporal en el que los casos estudiados se correspondían a un giro del compresor de 0.5°, 1°, 2° y 4° respectivamente. Los resultados obtenidos de dicho estudio reflejaban que no hay una gran diferencia de resultados entre ellos (<1%) pero sí de coste computacional, puesto que dividir el paso temporal por la mitad supone aumentar el coste computacional el doble.

Finalmente, el paso temporal escogido fue el de 1° para mantener una alta precisión, lo que corresponde a un  $\Delta t = 1.0496968 \cdot 10^{-6} \text{s}$ . No obstante, en caso de que el coste computacional sea una cuestión de severa importancia, se puede aumentar el paso temporal al correspondiente a 4°.

### 3.3.3 Modelo de turbulencia

La turbulencia es un problema difícil de modelar, ya que aunque las ecuaciones pertinentes están correctamente formuladas, no existe ni una solución ni un robot matemático capaz de solucionar dichas ecuaciones de manera analítica. Por ello, existen varios métodos propuestos para solucionar las ecuaciones, cada uno de ellos con unas hipótesis que serán más o menos correctas según el caso particular. Por lo tanto, es necesario conocer en qué condiciones utilizar cada método. Los modelos son los siguientes:

- Spalart-Allmaras: idóneo para situaciones de aerodinámica externa o flujo libre.
- K-Épsilon: idóneo para el flujo libre, o con bajos efectos de cizalladura, en un conducto.
- K-Omega: idóneo para el tratamiento cerca de la pared en un conducto.
- K-Omega SST: híbrido entre los métodos K-Épsilon y K-Omega. Presenta buenas aproximaciones en el seno del fluido y en el tratamiento de pared en un conducto.

Por tanto, el candidato perfecto para el caso en cuestión es el K-Omega SST ya que modela con precisión el comportamiento del flujo ante gradientes de presión adversos.

### 3.3.4 Modelos seleccionados

Una vez explicados los modelos y el tipo de modelo a elegir, se han seleccionado los siguientes, que son los que presentan una mejor relación entre velocidad de cálculo y exactitud respecto al problema de estudio.

#### **Three Dimensional**

Este modelo permite tener en cuenta efectos tridimensionales.

#### **Implicit Unsteady**

Este es el único modelo transitorio disponible con los modelos “*Segregated Flow*” y “*Segregated Fluid Energy*”. Emplea *solvers* implícitamente transitorios. Cuando se activa este modelo, los comandos que ofrecen la opción entre “*Iteration*” o “*Time-Step*” pueden ser actualizados a cada paso temporal.

#### **Gas**

Este modelo proporciona al fluido de las condiciones de un gas.

### **Segregated Flow**

Este modelo resuelve las ecuaciones de manera desacoplada. La conexión que hay entre las ecuaciones de momento y continuidad se consigue mediante una aproximación basada en predicción-corrección. Esta opción es ligeramente menos precisa que la “*Coupled Flow*” pero supone un coste computacional mucho menor.

### **Gradients**

Esta opción se marca por defecto en el programa tras elegir el modelo de resolución de las ecuaciones. Su aportación es la de dotar a las variables medidas (velocidad, temperatura, presión...) de la posibilidad de variar según los métodos de Gauss. Lógicamente esta opción debe estar marcada necesariamente.

### **Ideal Gas**

Activa la ley de gas ideal, que expresa la densidad como una función de temperatura y presión:

$$\rho = \frac{P}{R T} \quad (3.2)$$

Además da la opción de hacer el gas incompresible, para una mayor simplificación de los cálculos. En el caso de estudio, esta opción no será de utilidad.

### **Segregated Fluid Temperature**

Este modelo resuelve la ecuación de la energía total con la temperatura como única variable. La entalpía se calcula a partir de la temperatura según la ecuación de estado. Este modelo es apropiado para simulaciones que no incluyan combustión, como es el caso de estudio.

### **Turbulent**

Este modelo es necesario para definir fluidos turbulentos.

### **SST (Menter) K-Omega**

El modelo “SST (Menter) K-Omega” presenta una buena aproximación para los flujos en tuberías tanto en el flujo libre como en las zonas cercanas a la pared.

### All $y^+$ Wall Treatment.

En primer lugar hay que definir el concepto de  $y^+$ .  $y^+$  es una longitud adimensional que define la distancia perpendicular de un punto en la capa límite respecto a la pared. Se calcula de la siguiente manera:

$$y^+ = \frac{y u_T}{\nu} \quad (3.3)$$

Donde  $y$  es la distancia perpendicular a la pared,  $u_T$  es la velocidad tangencial del flujo y  $\nu$  es la viscosidad cinemática.

El modelado de la capa límite es un problema difícil de resolver. Existen tres tipos de “capas” definidas dentro de la capa límite según la distancia a la pared, que se aproximan de una forma u otra.

- *Viscous sublayer*: es la capa más cercana a la pared. Es fácilmente aproximable según una parábola cuando  $y^+ < 5$ .
- *Buffer layer*: es la capa intermedia. No hay una forma de aproximarla con precisión ya que no tiene una forma definida. Es la que se encuentra cuando  $5 < y^+ < 30$ .
- *Logarithmic layer*: Es la última capa. Es fácilmente aproximable según un logaritmo cuando  $30 < y^+ < 200$ . A partir de 200 ya se considera que no hay capa límite.

Esta opción es una aproximación híbrida que aúna los comportamientos de los otros dos tratamientos de pared. Cuando  $y^+$  tiende a cero, aproxima la solución según la “*viscous sublayer*”. Cuando  $y^+$  es superior a 30, aproxima la solución según la “*logarithmic sublayer*”. Y además, también da una solución relativamente razonable para las celdas que se encuentran en la “*buffer layer*”. Por lo tanto, esta es la opción más razonable, además es la recomendada por el programa.

### Detached Eddy Simulation (DES)

Esta opción es un modelo híbrido de aproximación que combina las características de una simulación RANS en algunas partes del flujo y de una simulación LES en otras.

Las ecuaciones transitorias RANS se aplican a situaciones temporales donde la transitoriedad es impuesta, como una condición de contorno variante en el tiempo, o es inherente, como un desprendimiento de vórtices en un flujo ampliamente separado. En el último caso, las simulaciones transitorias, a menudo, ofrecen mejores resultados que usando una aproximación estacionaria. Sin embargo, obtener una buena simulación transitoria RANS requiere que las escalas de tiempo de la turbulencia discrepen de la transitoriedad del flujo medio. Además, las limitaciones del modelo de turbulencia pueden descartar buenos resultados transitorios.

Los modelos de turbulencia DES están configurados para capas límite y las regiones de flujo irrotacional se resuelven usando un modelo cerrado con base RANS. No obstante, el modelo de turbulencia está intrínsecamente modificado, por tanto, si la malla es lo suficientemente fina, emulará un modelo con una submalla básica LES en regiones de flujo separado. De esta forma, se obtiene lo mejor de ambos mundos: la simulación RANS en capa límite y la simulación LES en las regiones separadas transitorias.

### **Exact Wall Distance**

La distancia a la pared es un parámetro que representa la distancia del centro de una celda a la cara más cercana de la pared con la condición de contorno de no deslizamiento. Varios modelos físicos necesitan este parámetro para explicar los efectos cercanos a la pared.

## **3.4 Definición de los casos**

Se pretende estudiar el comportamiento del flujo a través del compresor para una entrada de flujo pulsante y compararlo con el comportamiento del flujo ante una entrada continua. Para ello se han realizado tres estudios en los que se tiene el mismo gasto másico corregido (0,938 kg/s) al mismo régimen de giro (158776 rpm). En estas condiciones se obtienen dos relaciones de compresión distintas para la entrada de flujo pulsante (2,047 y 2,280) y otra distinta a las dos anteriores para la entrada de flujo continuo (2,094).

Puesto que el dominio del inlet y del outlet son conductos fijos pero el del rotor es un elemento que gira con el tiempo, no se pueden establecer los mismos parámetros para las tres regiones. La cuestión ahora es cómo se va a tratar a la región del rotor, que es la problemática. A priori, todos los casos parece que deben ser tratados como transitorios debido a este movimiento del rotor, pero a continuación se demuestra que no es estrictamente necesario.

Es necesario crear en las “Field Functions” en la sección de “Motions” un sistema de rotación con el régimen de giro del compresor, que se denominará “Rotation” y un sistema de referencia que se mantendrá fijo en todo momento, denominado “Lab Reference Frame”. De esta forma, se consigue que la geometría y la malla del rotor giren a la velocidad de régimen especificada. Ésta será las especificaciones particulares para ambos casos de entrada pulsante.

Sin embargo, para el caso de entrada continua, con la intención de simplificar el problema y, así ahorrar tiempo de cálculo, se pretende utilizar el modelo estacionario en lugar del transitorio. En este punto, hay que abordar el problema del rotor, que se ha definido en los casos anteriores como una geometría y malla que giran solidariamente. Esto es incompatible con el modelo estacionario por lo tanto debe ser cambiado. Para ello, se ha mantenido el rotor como una región inmóvil más (al igual que inlet y outlet) pero se ha cambiado el sistema de referencia, en las “Field Functions” en la sección de “Reference Frames”, a uno que gire al régimen correspondiente del rotor, que se denominará “Frozen rotor”.

De esta forma, se tienen dos configuraciones distintas:



1. La transitoria: en la que geometría y malla del rotor tienen una configuración distinta al resto de regiones y giran solidariamente al régimen del rotor ante un sistema de referencia fijo. Los parámetros a modificar en “Regions\_estator.rotor\_Physics Values” son:
  - a. Motion: Rotation
  - b. Reference Frame: Lab Reference Frame
2. La estacionaria: en la que todas las regiones (inlet, rotor y outlet) tienen la misma configuración pero el sistema de referencia del rotor gira al régimen del compresor. Los parámetros a modificar en “Regions\_estator.rotor\_Physics Values” son:
  - a. Motion: Stationary
  - b. Reference Frame: Rotating

De esta forma, se tienen dos tipos de casos. El transitorio que se emplea para la entrada de flujo pulsante, en el que gira el rotor y cuyos resultados son mucho más realistas pero requiere un tiempo de cálculo notoriamente mayor, y el estacionario que se emplea para la entrada de flujo continuo, cuyos cálculos no son tan exactos pero mucho más rápidos.

## 4 Análisis de Resultados

En la siguiente sección se discutirán los estudios realizados y el resultado obtenidos de los mismos.

### 4.1 Definición de los puntos de operación

En primer lugar, es conveniente definir el punto de operación con el que se tratará de ahora en adelante. Se ha escogido un punto de operación cuyo flujo másico a la entrada era de 109 gramos/segundo, cercano al bombeo.

Sin embargo, para aproximar más la situación a la de bombeo, se ha introducido un flujo pulsante a la entrada, en lugar del flujo constante del caso base.

Este flujo pulsante tiene un período de 0,04 segundos. Las condiciones son:

- Presión:

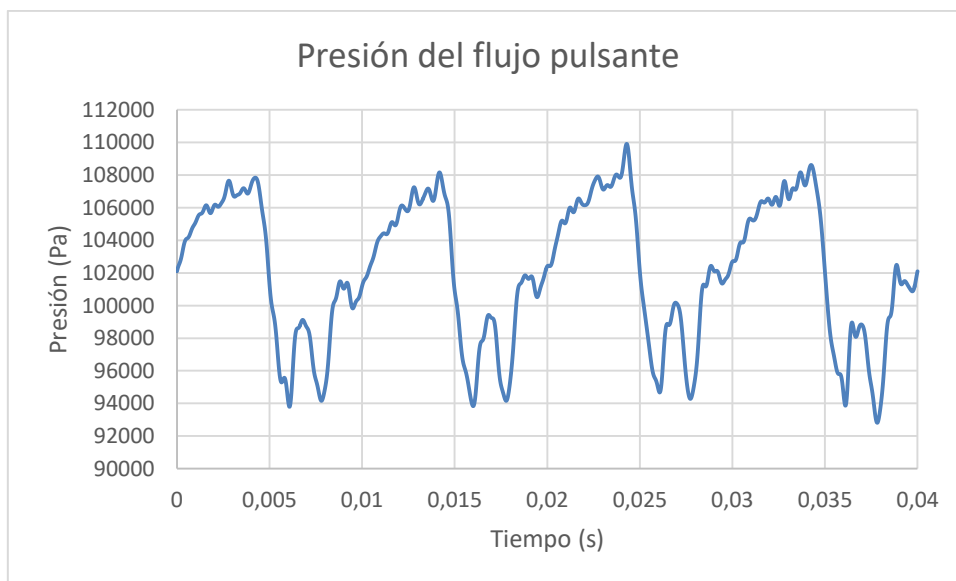


Figura 4.1.- Presión del flujo pulsante a la entrada.

- Temperatura:

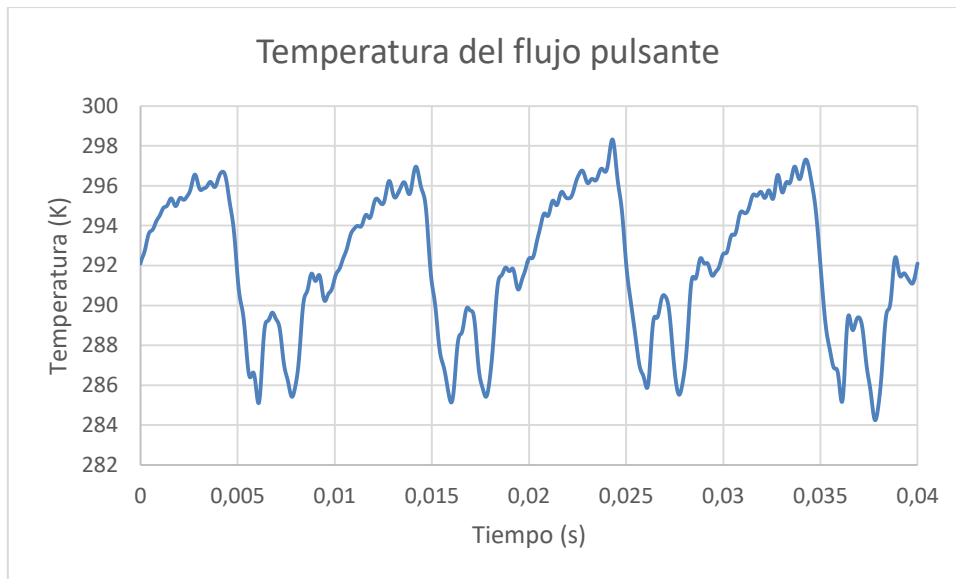


Figura 4.2.- Temperatura del flujo pulsante a la entrada.

Como se ha mencionado anteriormente, los puntos de operación estudiados han sido de gasto másico corregido y régimen corregido constantes para diferentes relaciones de compresión. En la Figura 4.3 se muestra dónde se encuentran esos puntos:

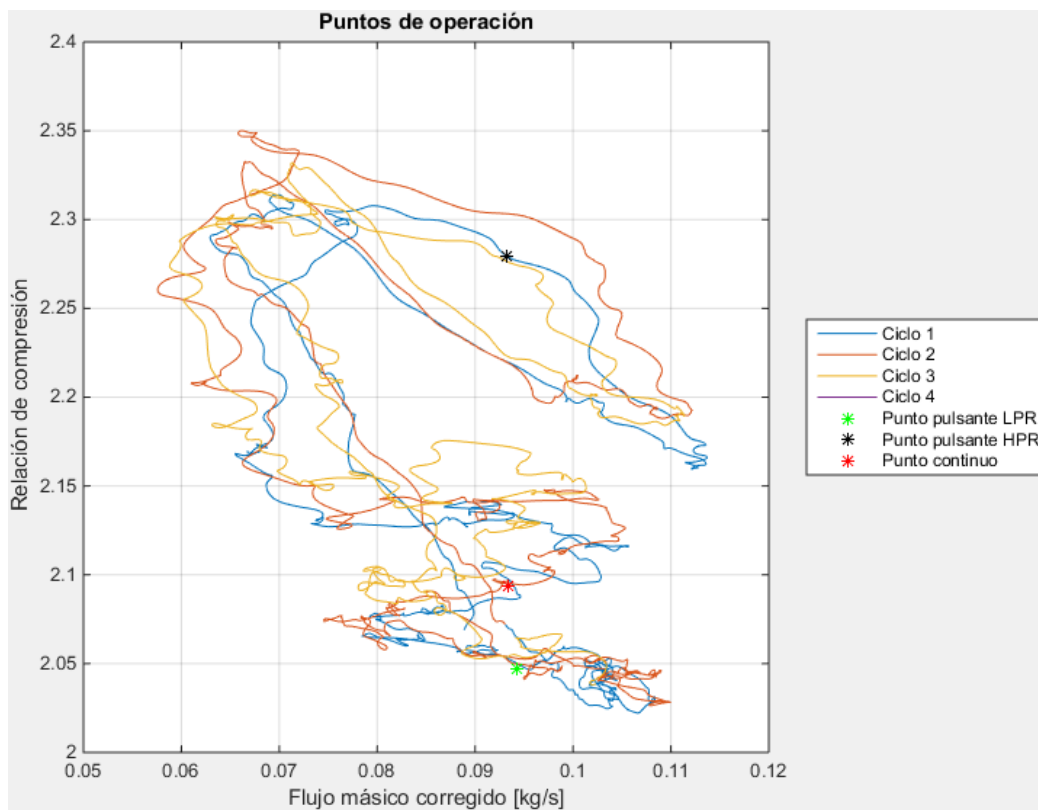


Figura 4.3.- Casos de estudio.

Los ciclos que se observan en la Figura 4.3.- Casos de estudio. Figura 4.3 se corresponden con los que se aprecian en la Figura 4.1 y Figura 4.2.

Los puntos transitorios (LPR y HPR) se han escogido arbitrariamente del ciclo. El punto continuo se ha escogido a posteriori, cumpliendo las condiciones especificadas (mismo gasto másico corregido y mismo régimen corregido). En la Figura 4.4 se muestran los puntos escogidos para los casos de estudio del flujo pulsante.

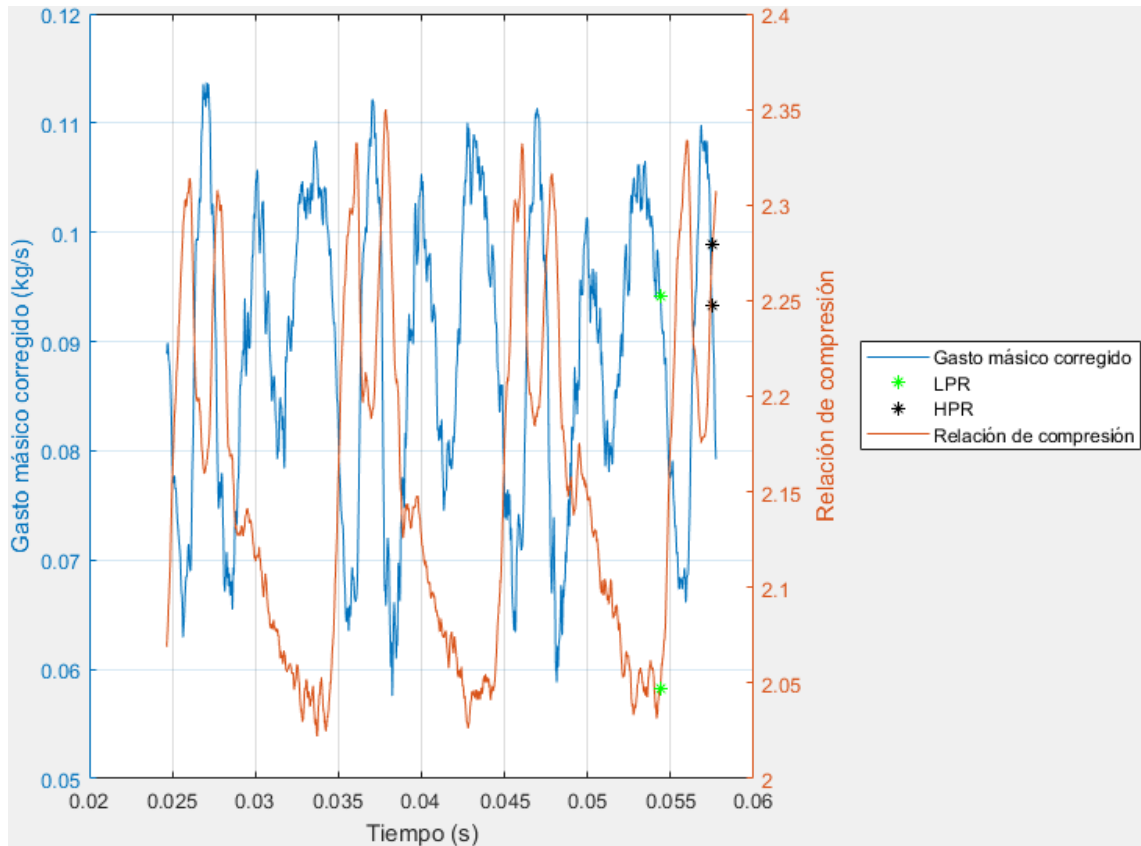


Figura 4.4.- Selección de los casos de estudio.

## 4.2 Campo de presiones

Se han obtenido imágenes del campo de presiones en las distintas estaciones del dominio. Observando la Figura 4.7, se aprecia que el caso del flujo continuo es más homogéneo en todas sus estaciones que ambos casos de flujo pulsante, que presentan una distribución de presiones cuyos máximos y mínimos distan mucho entre sí, sobre todo en las estaciones 2, 6 y 7.

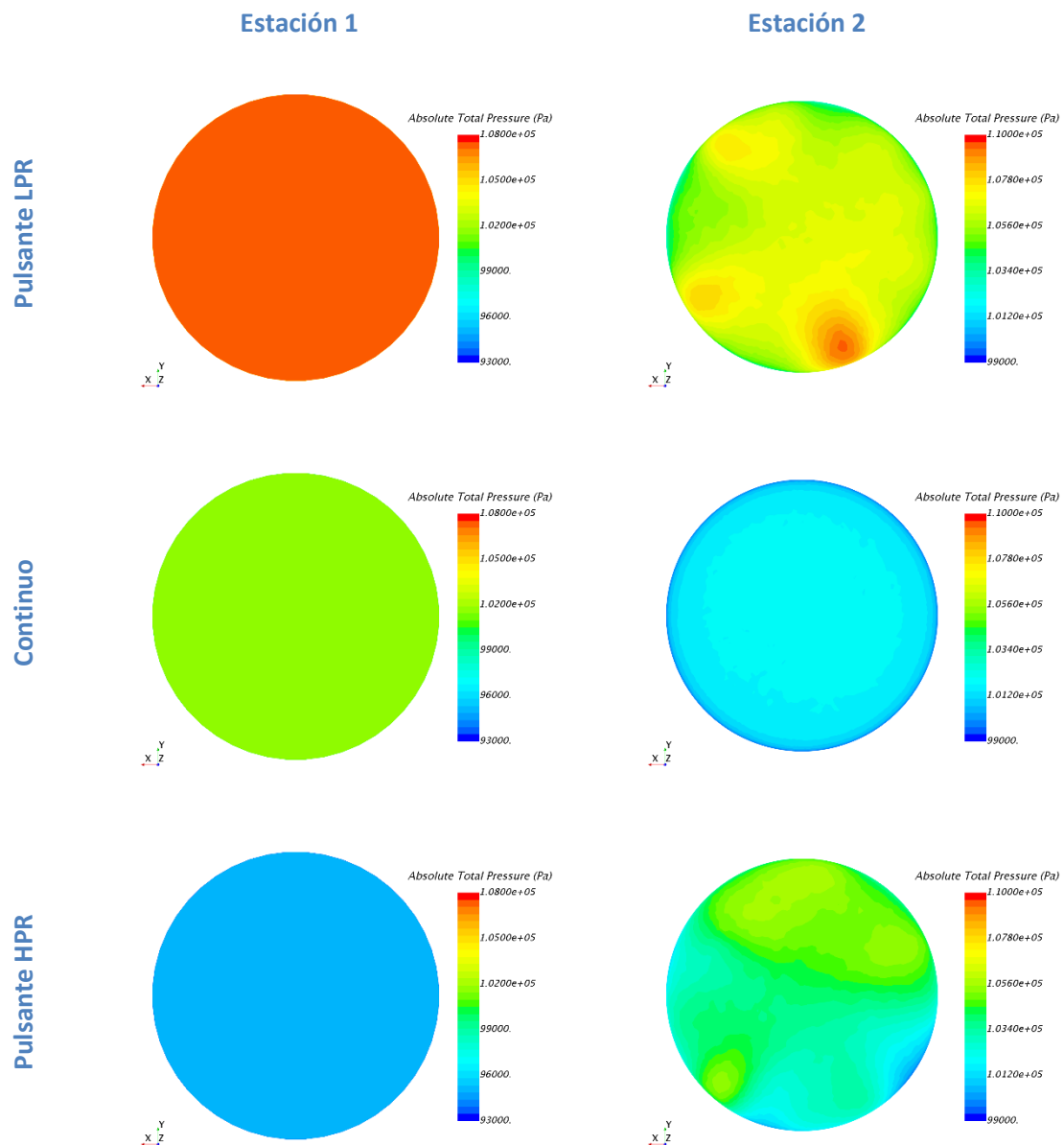


Figura 4.5.- Campo de presiones (estaciones 1 y 2).

En la estación 1, no se observa un gradiente en el campo de presiones de ningún caso de estudio. Sin embargo, las presiones de entrada son distintas de unos casos a otros siendo mínima (en torno a 95000 Pa) en el caso de mayor relación de compresión y máxima (alrededor de 107000 Pa) en el caso de menor relación de compresión, ambos se corresponden con el flujo pulsante. En el caso del flujo continuo la presión está en torno a los 102000 Pa.

En la estación 2 empiezan a aparecer los gradientes de presión. En el caso en el que el gradiente de presión es menor es el del flujo continuo, en donde se aprecia una ligera disminución de presión en las proximidades de la pared, siendo en el seno del fluido en torno a los 102000 Pa y en la inmediatez de la pared de 99000 Pa. Los otros dos casos presentan un gradiente no homogéneo. En el caso de mayor relación de compresión aparecen dos zonas de máximos locales de 106000 Pa y una zona cuyo mínimo es de 100000 Pa. En el caso de menor relación de compresión, se distinguen 3 zonas de distintos máximos. La primera de 107800 Pa, la segunda de 108000 Pa y la tercera de casi 110000 Pa. En ambos casos del flujo pulsante se aprecia que en la cercanía de la pared la presión disminuye ligeramente, aunque no tanto como en el caso del flujo continuo, excepto en las zonas de los máximos.

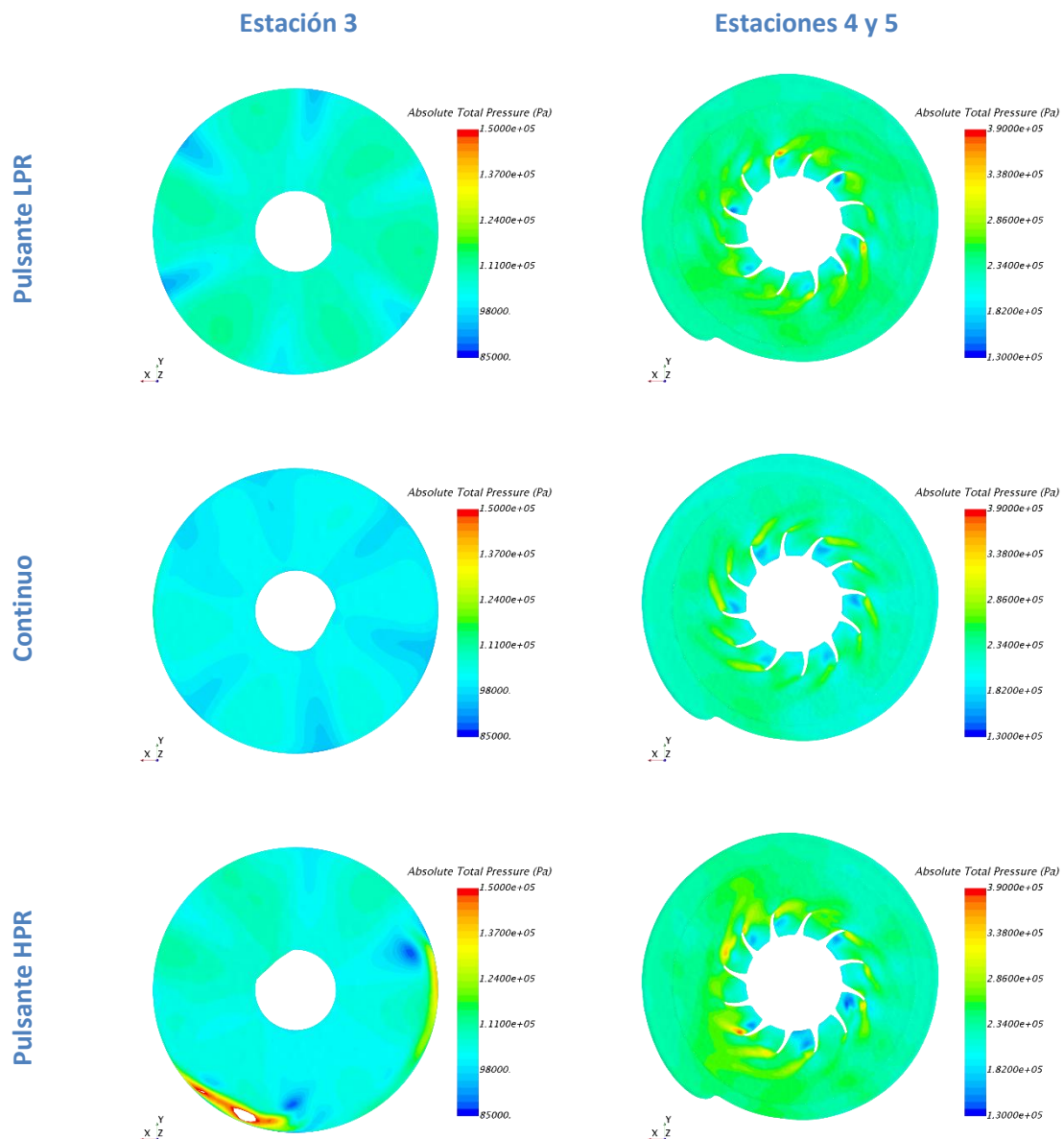


Figura 4.6.- Campo de presiones (estaciones 3 y 4 y 5).

En la estación 3 se puede apreciar que el flujo se está adaptando a los álabes del rotor. Donde mejor se aprecia este fenómeno es en el caso continuo. En el caso pulsante de baja

relación de compresión, el flujo está ligeramente menos adaptado. En el caso pulsante de alta relación de compresión se aprecian dos zonas (una mayor que la otra) de máximos que no aparecen en los otros dos casos.

En la estaciones 4 y 5, correspondiente al difusor, se aprecia que la presión ha aumentado en todos los casos. Llegado el flujo a esta estación, es ahora cuando la presión es mayor en el caso pulsante de mayor relación de compresión (en las estaciones anteriores era mayor en el de menor relación de compresión), seguido por el caso pulsante de menor relación de compresión y por último, el caso continuo. El flujo ya no es homogéneo, debido a su paso por el rotor y se aprecian distintas zonas de máximos y mínimos locales en todos los casos. En el caso continuo se muestra un patrón que no aparece en los casos pulsantes. Esto puede ser debido a la distinta configuración del programa respecto a los casos pulsantes, explicada en el apartado 3.4.

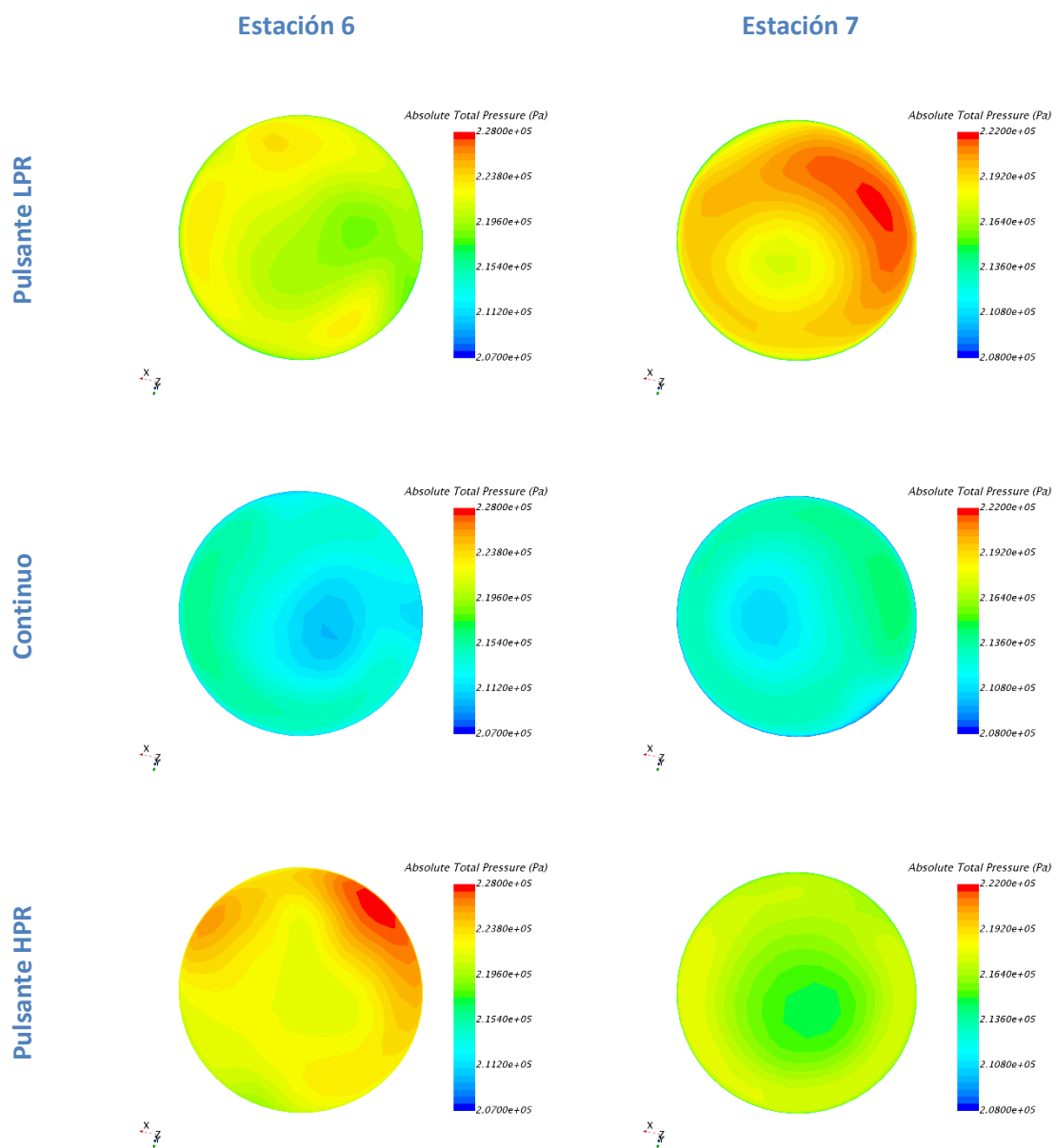


Figura 4.7.- Campo de presiones (estaciones 6 y 7).

En la estación 6, el flujo llega mezclado tras haber pasado por el rotor y el estator. Sin embargo, no se obtienen la misma distribución en los distintos casos. El caso más homogéneo es el continuo. Los casos pulsantes muestran cierta irregularidad con distintas zonas en las que la presión es mayor que en el resto de la sección, siendo más notorio este efecto en el caso de mayor relación de compresión, donde llega a alcanzar un máximo de 228000 Pa.

En la estación 7, el flujo se homogeneiza para el caso pulsante de alta relación de compresión reduciendo así su pico de presión, donde se distinguen 3 zonas claramente diferenciadas: la primera en el seno del fluido de alrededor de 215000 Pa, la segunda, que envuelve a la primera, a mayor presión y la última alrededor de la pared con menos presión que las dos anteriores. El caso continuo llega todavía más homogéneo que en la estación 6. El caso pulsante de baja relación de compresión se muestra ligeramente más homogéneo que en la estación 6. En esta estación solo hay una zona de más presión, aunque más grande. La presión máxima sigue siendo del mismo orden que en la estación 6.

Como se puede apreciar en la estación 7, el caso de baja relación de compresión muestra en la salida una mayor presión que el caso de mayor relación de compresión. Sin embargo, esto no indica un error en los cálculos, puesto que en la estación 1 se tiene una presión muy inferior en el caso de mayor relación de compresión que en el caso de menor relación de compresión.

Para observar el flujo a lo largo del rotor se empleará una imagen “blade to blade”:

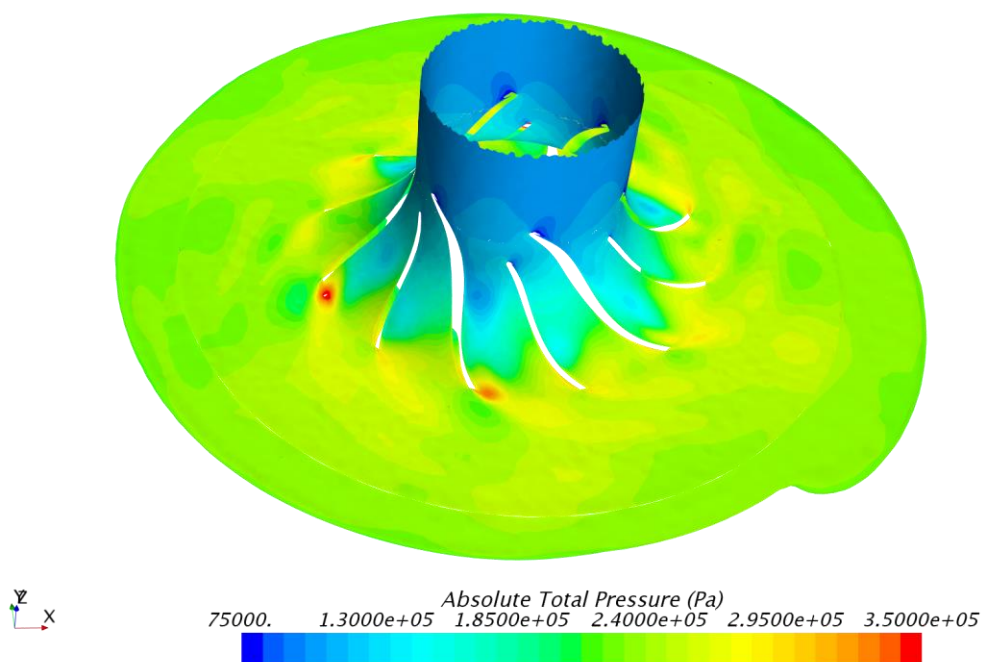
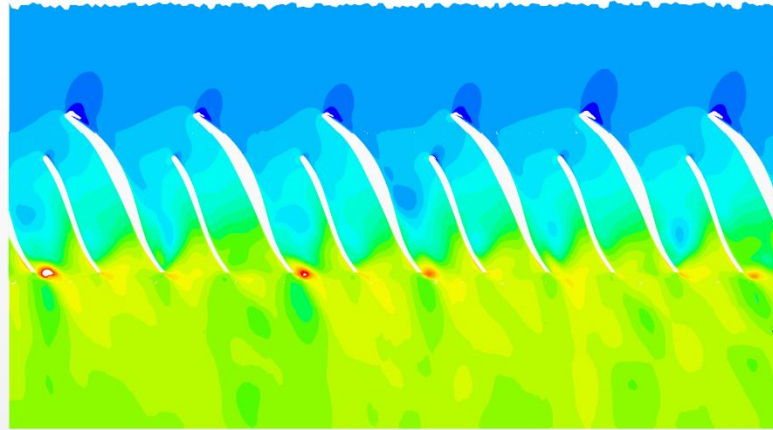


Figura 4.8.- Blade to blade 3D del campo de presiones para el caso pulsante LPR

Para mayor comodidad y posibilidad de análisis, es conveniente expandir esta imagen realizando un corte axial de la siguiente manera:

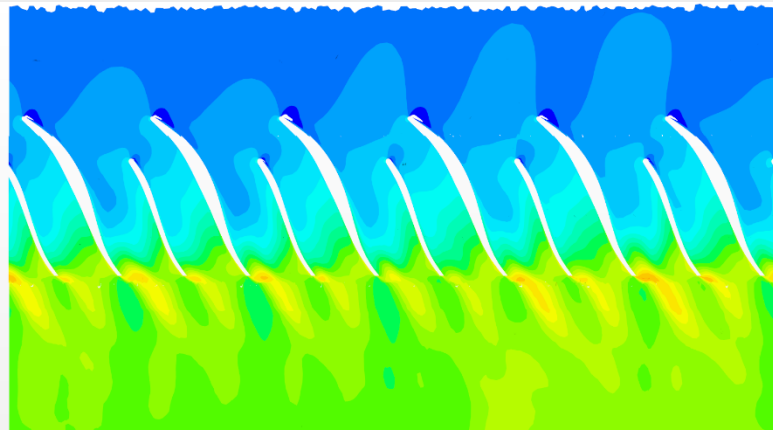


Pulsante LPR



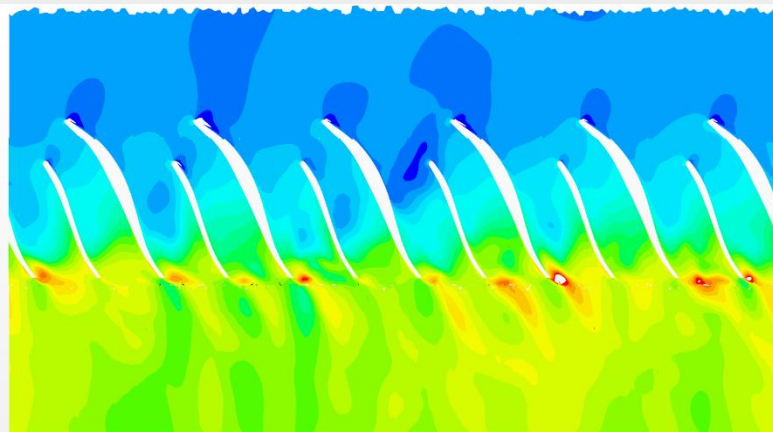
Absolute Total Pressure (Pa)  
75000. 1.3000e+05 1.8500e+05 2.4000e+05 2.9500e+05 3.5000e+05

Continuo



Absolute Total Pressure (Pa)  
75000. 1.3000e+05 1.8500e+05 2.4000e+05 2.9500e+05 3.5000e+05

Pulsante HPR



Absolute Total Pressure (Pa)  
75000. 1.3000e+05 1.8500e+05 2.4000e+05 2.9500e+05 3.5000e+05

Figura 4.9.- Campo de presiones en el rotor (blade to blade) para los casos estudiados.

Observando la Figura 4.9 se puede apreciar que en todos los casos la presión aumenta tras el rotor. Las zonas de mínima presión local se encuentran en el inicio de las caras de succión, sobre todo en los álabes principales. El caso continuo parece ser más homogéneo que los pulsantes, en los que aparecen grandes picos de presión en el borde de salida de ciertos álabes principales.

### 4.3 Campo de temperaturas

Se han obtenido imágenes del campo de temperaturas en las distintas estaciones del dominio:

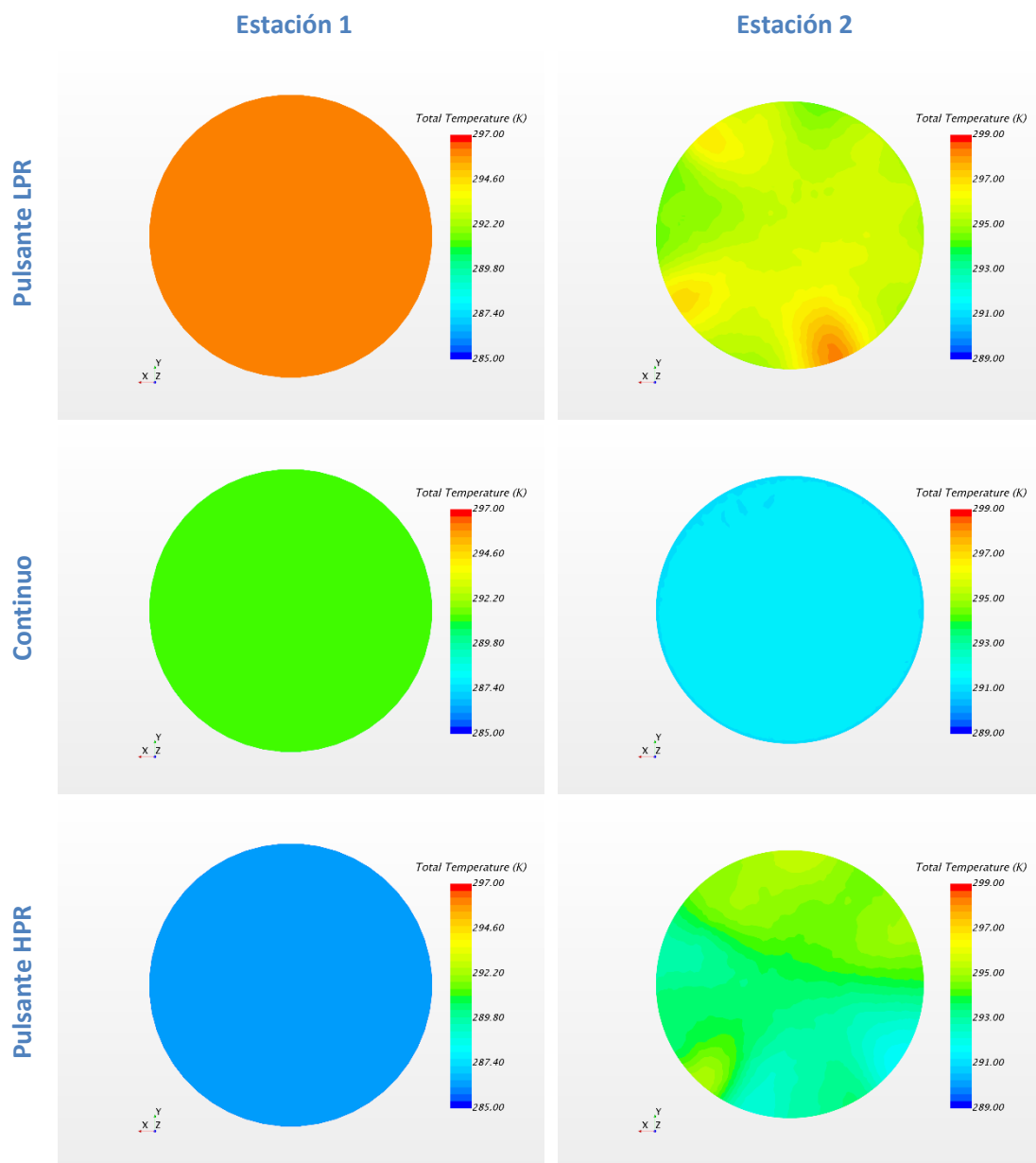


Figura 4.10.-Campo de temperaturas (estaciones 1 y 2).

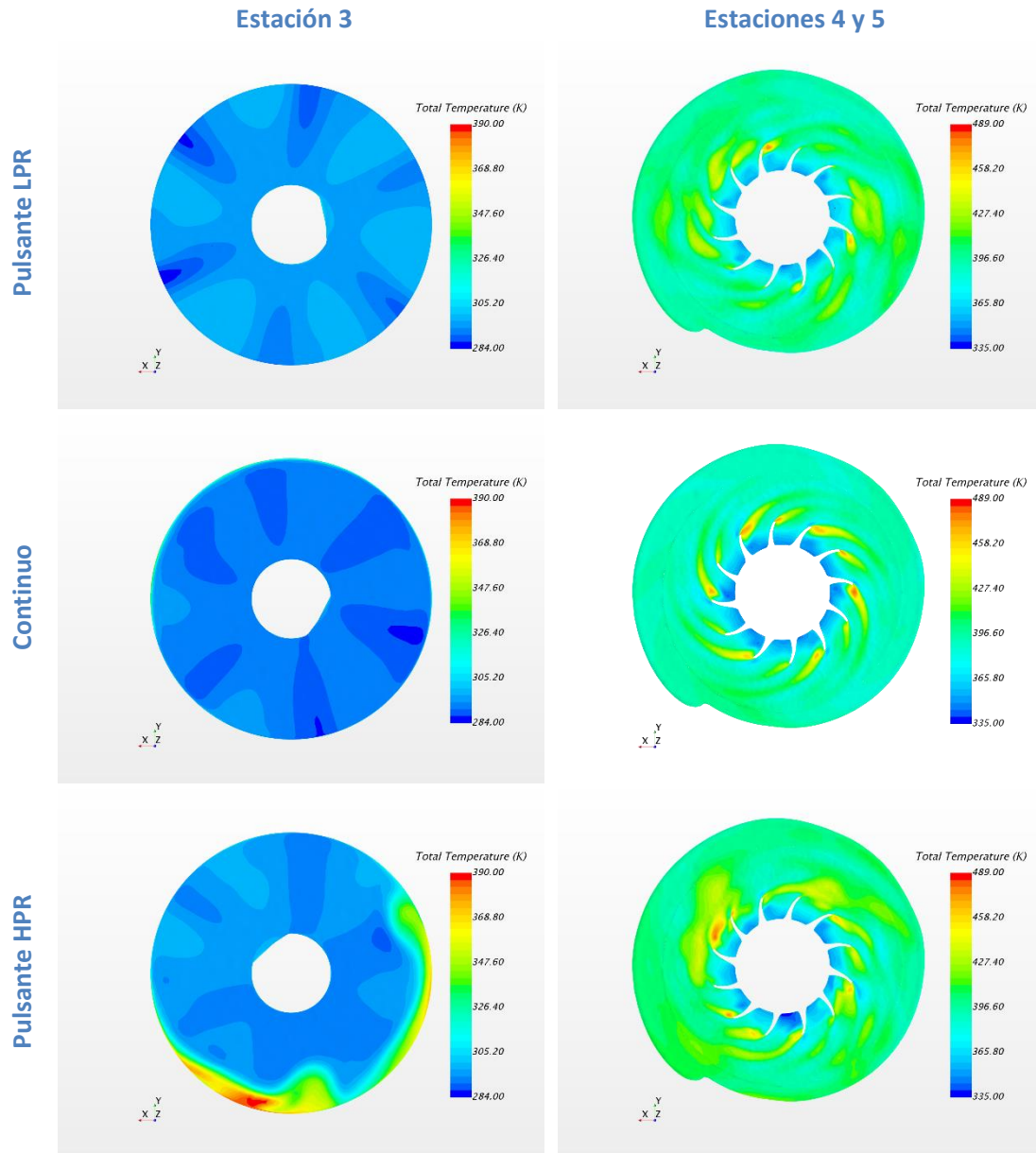


Figura 4.11.- Campo de temperaturas (estaciones 3 y 4 y 5).

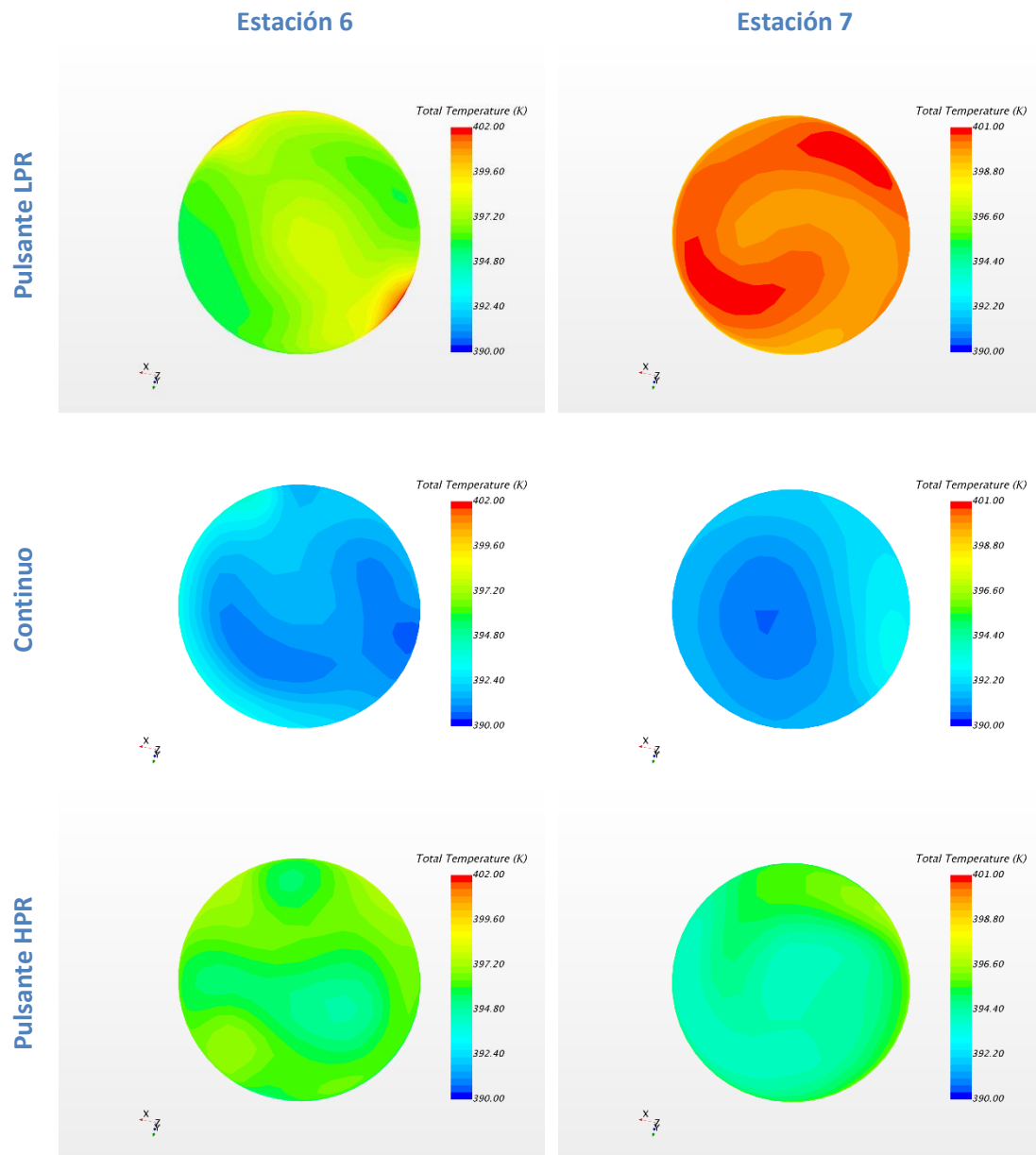


Figura 4.12.-Campo de temperaturas (estaciones 6 y 7).

Observando las figuras por estaciones de los campos de presiones y los campos de temperaturas se puede apreciar que no existen grandes diferencias entre sendas distribuciones. El análisis es muy similar.

El caso más homogéneo en todas las estaciones es el caso continuo mientras que los casos pulsantes presentan ciertos picos que se alejan de la homogeneidad. Igualmente se aprecia en todos los casos, en el caso pulsante de alta relación de compresión es en el que es más notorio y en el caso continuo menos, que en la estación 1 todos los flujos son homogéneos y conforme avanzan sufren pequeñas variaciones. En la estación 2 empiezan a notarse los picos de temperatura y que el flujo se va calentando, y en la estación 3 se intuye cierta adaptación del flujo a los álabes del rotor. Cuando pasa el flujo por el rotor aumenta su temperatura, y por lo tanto su energía, y al llegar a la estación 6 el flujo resultante no es homogéneo, debido en parte

a las turbulencias creadas por el rotor. A medida que avanza el flujo por el tubo de salida se homogeneiza.

Observando la Figura 4.13 se puede apreciar la misma distribución que para el campo de presiones. En todos los casos la temperatura aumenta tras el rotor. Las zonas de mínima temperatura local se encuentran en el inicio de las caras de succión, sobre todo en los álabes principales. El caso continuo parece ser más homogéneo que los pulsantes, en los que aparecen grandes picos de temperatura en el borde de salida de ciertos álabes principales. Se aprecian también ciertas estelas de baja energía tras los álabes. Las estelas son más importantes en el caso del flujo continuo que en los casos del flujo pulsante.

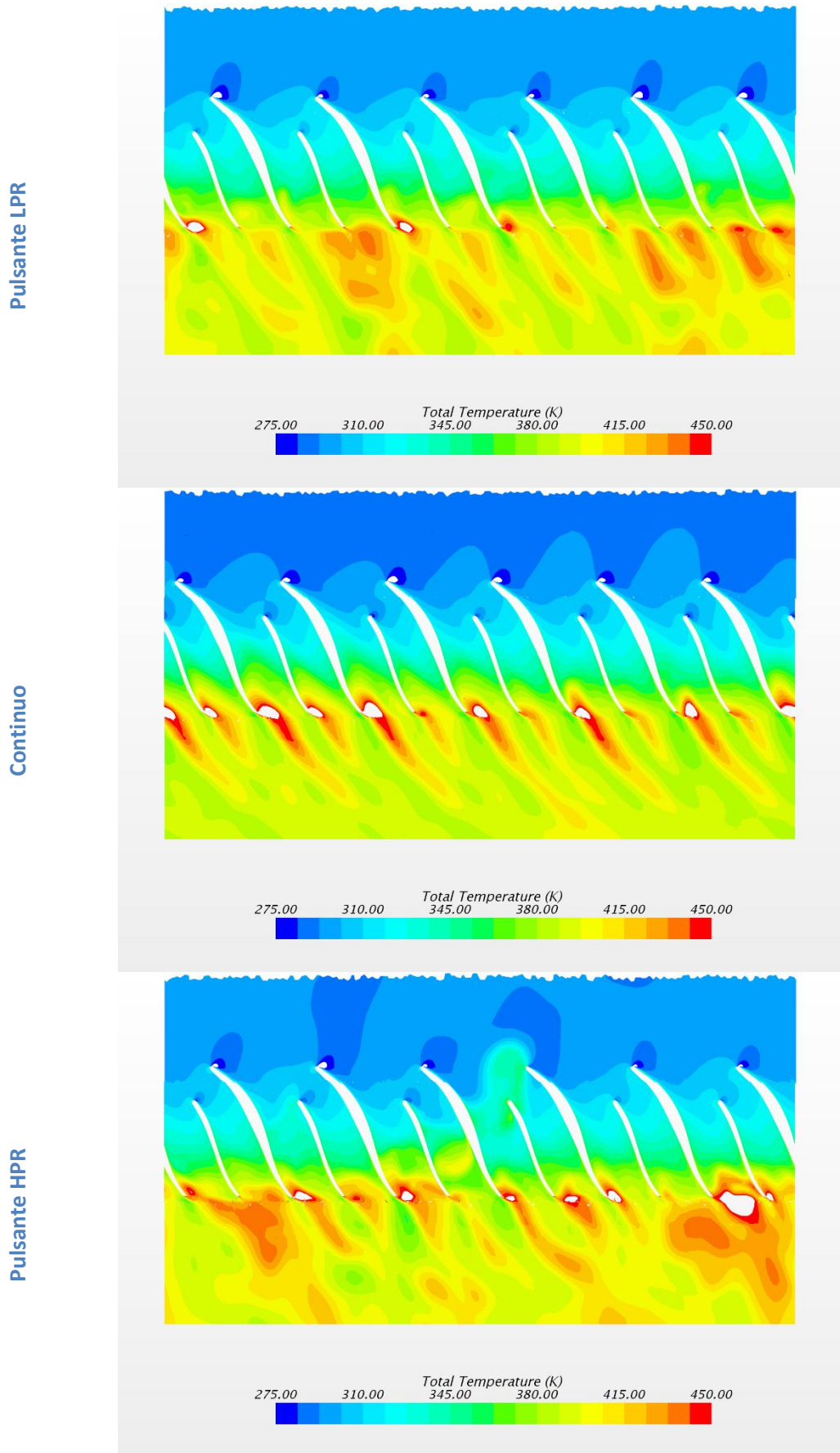


Figura 4.13.- Campo de temperaturas en el rotor (blade to blade) para los casos estudiados.

## 4.4 Campo de velocidades

Se han obtenido imágenes del campo de velocidades en las distintas estaciones del dominio. La velocidad mostrada es la normal a la sección estudiada, es decir, para las estaciones 1, 2 y 3 se muestra la velocidad axial, para las estaciones 4 y 5 se muestra la velocidad radial, y para las estaciones 6 y 7, se muestra la velocidad axial en el tubo de salida, que tiene un sistema de referencia distinto al del inlet. En las estaciones 1, 2 y 3, el valor negativo de la velocidad indica que la velocidad es contraria al sistema de referencia empleado, sin embargo, es la dirección natural del flujo. En el resto de estaciones el valor positivo indica la dirección natural del flujo.

La Figura 4.16, Figura 4.15 y Figura 4.16 muestran que el campo de velocidades es muy distinto en los diferentes casos de estudio en casi todas las estaciones, sin embargo, el comportamiento global es el mismo en todos los casos. El flujo entra por la estación 1 con ciertas irregularidades y se homogeneiza por el conducto de entrada, llegando a la estación 3 en su punto más homogéneo. Con el paso por el rotor, el flujo sufre grandes variaciones y deja de ser homogéneo, aparecen zonas de máximos y mínimos, en las que llega a haber zonas de reflujo. El rotor proporciona un fuerte movimiento de swirl en dirección antihoraria. Tras el rotor y con el paso por el conducto de salida, el campo de velocidades se homogeneiza ligeramente, aunque el swirl se mantiene hasta el final.



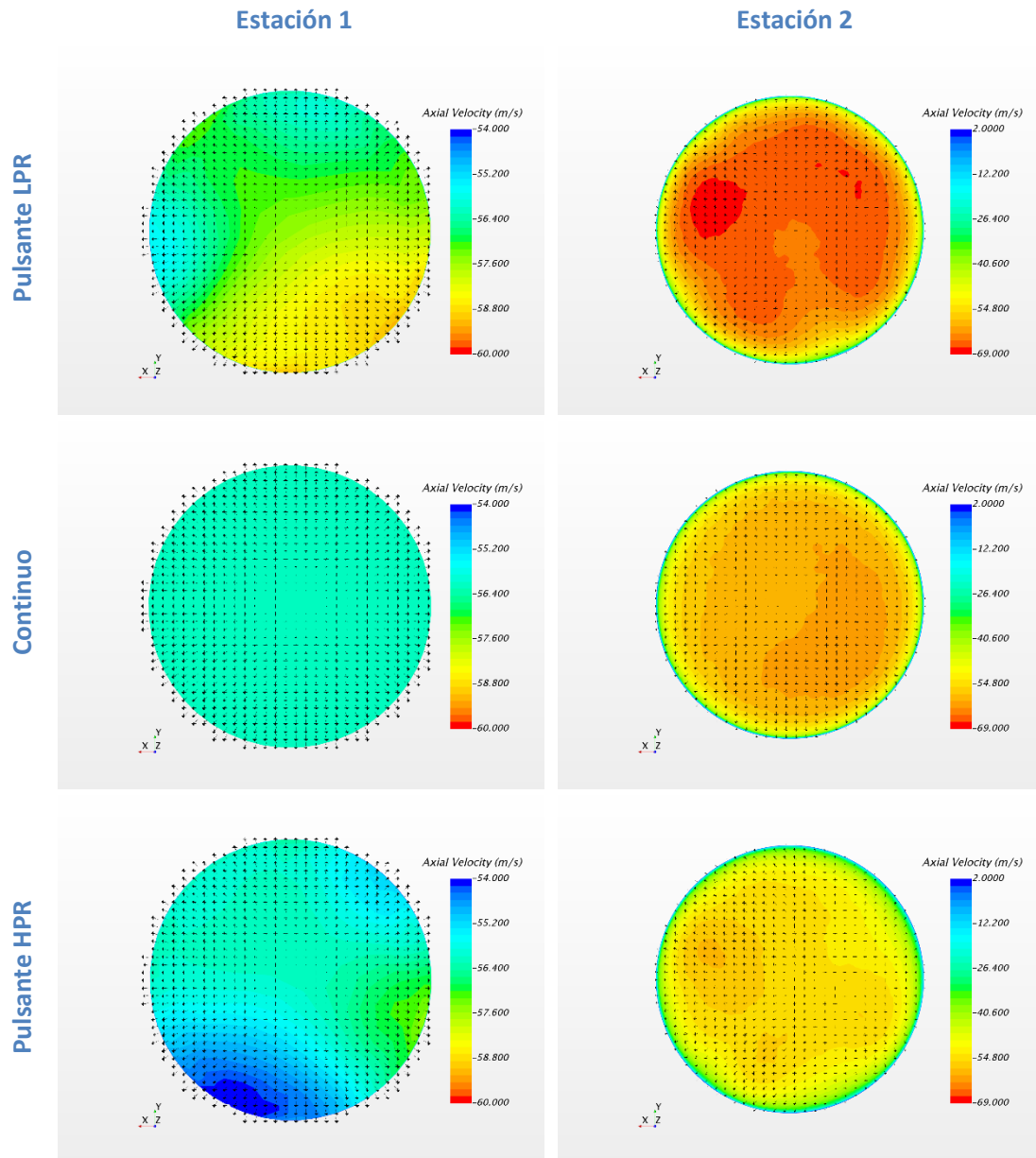


Figura 4.14.- Campo de velocidades (estaciones 1 y 2).

En la estación 1 se aprecia la diferencia de la tipología entre ambos pulsos. En el caso del flujo continuo, la distribución del campo de velocidades es homogénea; sin embargo, en los casos de flujo pulsante no. En el caso pulsante de baja relación de compresión, la distribución de velocidades es la más desigual. Se muestra una velocidad superior que en los otros dos casos llegando a un máximo de casi 60 m/s en un extremo de la sección y dos zonas distintas en el lado opuesto en las que la velocidad es menor. El caso pulsante de alta relación de compresión se muestra una velocidad casi constante de 56 m/s pero se distinguen dos zonas, en una la velocidad es mínima (54 m/s) y en la otra es mayor que en el resto de la sección (57 m/s). El caso continuo muestra una distribución totalmente homogénea de 56,5 m/s. Observando los vectores de velocidad, en todos los casos la velocidad mantiene la dirección axial prácticamente en su totalidad.



En la estación 2 se aprecia que todos los casos muestran una capa límite en la pared donde la velocidad es mínima, debido a la fricción. Sin embargo, en el seno del fluido se aprecian diferencias. El caso de baja relación de compresión muestra la distribución de velocidades más desigual de los 3 casos y de mayor magnitud, alcanzando un máximo de 69 m/s. El caso de baja relación de compresión se ha homogeneizado en comparación con la estación 1. El caso continuo muestra que la distribución ha perdido parte de su homogeneidad debido, en parte, a la fricción con la pared. Los vectores de velocidad muestran que la dirección del flujo sigue siendo la axial en todos los casos.

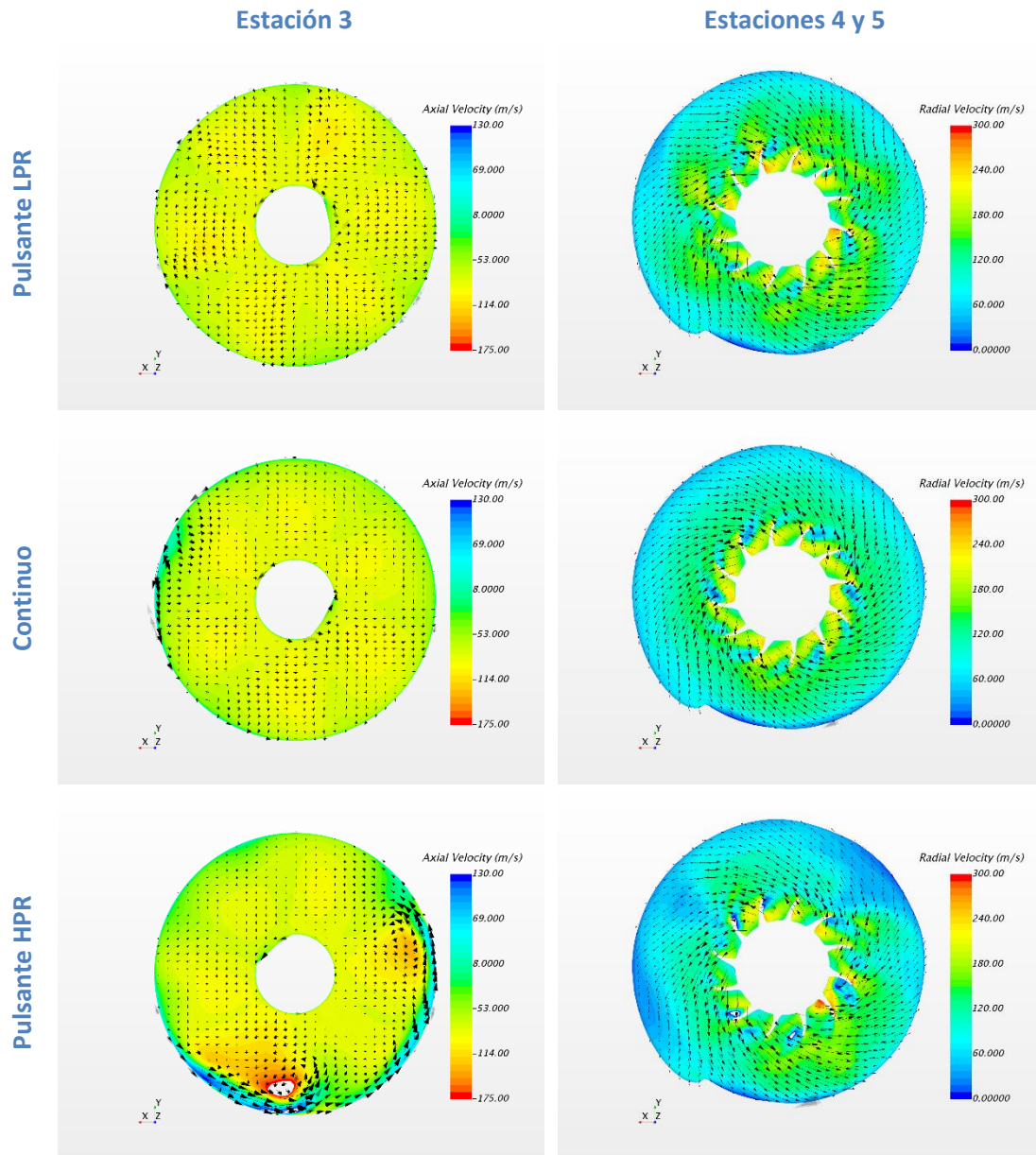


Figura 4.15.- Campo de velocidades (estaciones 3 y 4 y 5).

En la estación 3 el flujo es prácticamente homogéneo en casi toda la sección de todos los casos a una velocidad media muy similar (50 m/s), pero se aprecia que se empieza a adaptar a los álabes del rotor. En el caso de baja relación de compresión flujo es muy homogéneo y los vectores de velocidad muestran cómo el flujo se empieza a adaptar y su dirección ya no es

totalmente axial. El caso de alta relación de compresión muestra una distribución global homogénea pero se aprecia una zona de reflujo alrededor de la pared, encontrándose la zona más importante en la parte inferior. Los vectores de velocidad muestran un cierto swirl alrededor de la pared y que en el resto del dominio el flujo es prácticamente axial, prácticamente no se adapta a los álabes. El caso continuo se muestra muy homogéneo con una pequeña zona en la que puede haber reflujo en la parte superior. Los vectores de velocidad muestran una ligera adaptación a los álabes, aunque en menor medida que para el caso de baja relación de compresión.

En las estaciones 4 y 5 no se muestran diferencias muy significativas en cuanto a la distribución de velocidades en los casos de estudio. En el caso de baja relación de compresión se muestra una velocidad global mayor que en los otros dos casos, en el caso continuo, una velocidad global intermedia y en el caso de alta relación de compresión, una velocidad global menor y además aparecen zonas de velocidad negativas, que pueden ser debidas a reflujos.

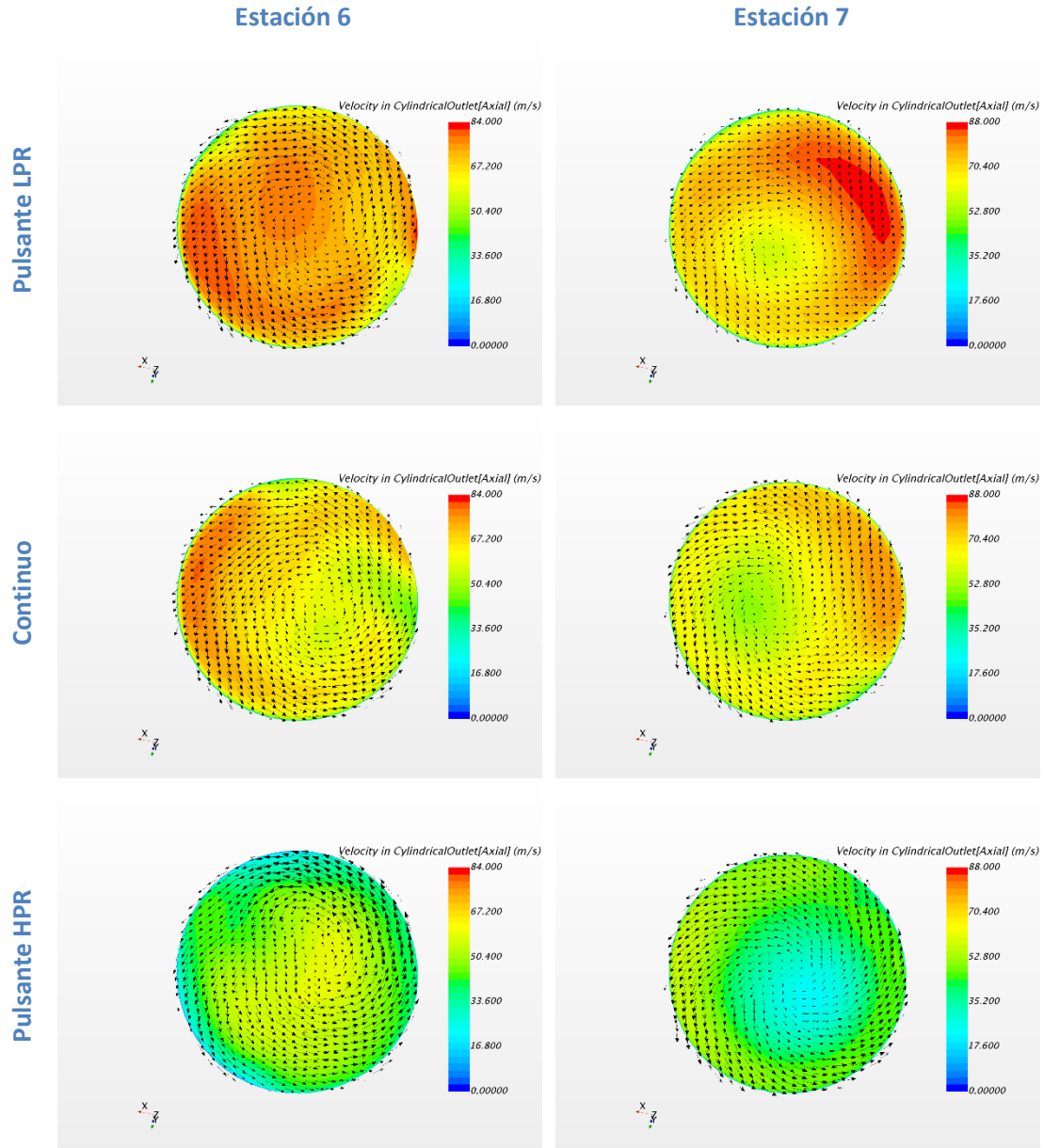


Figura 4.16.- Campo de velocidades (estaciones 6 y 7).

En la estación 6 se muestra un flujo más homogéneo que en la estación anterior para todos los casos, sin embargo, el movimiento de swirl se mantiene. En el caso de baja relación de compresión se muestra una velocidad global superior al resto de casos de estudio llegando a una velocidad máxima de 84 m/s. No obstante, no muestra una distribución de velocidades definida, aparecen distintas zonas con una velocidad mayor. El caso continuo muestra una distribución de velocidades no muy homogénea donde se aprecia un máximo en un punto y un mínimo en el punto diametralmente opuesto. El caso de alta relación de compresión es el que presenta una distribución de velocidades más definida, siendo máxima en el seno del fluido (60 m/s) y disminuyendo progresivamente con el acercamiento a la pared.

La estación 7 muestra unas distribuciones del campo de velocidad similares en todos los casos de estudio aunque con unos valores diferentes. Se aprecia una zona de baja velocidad en el seno del fluido rodeada por una zona de mayor velocidad. En las inmediaciones de la pared

aparece una capa límite. En el caso de baja relación de compresión, la velocidad global es la mayor de los 3 casos alcanzando un máximo de 88 m/s, siendo en el seno del fluido de 60 m/s. El caso continuo muestra una distribución muy similar al caso anterior con una velocidad en el seno del fluido de 50 m/s. El caso de alta relación de compresión muestra una velocidad global menor que el resto de casos, siendo en el seno del fluido de 25 m/s.

En la Figura 4.17 se muestran los campos de velocidades en la sección del rotor. Se muestra en todo momento la velocidad en la dirección del flujo: a la entrada del rotor se muestra la velocidad axial; a la salida, la radial; y en los álabes, una "Field Function" denominada "Streamwise Velocity" que representa la velocidad en la dirección del flujo alrededor del álabe. También se incluyen los vectores de velocidad para entender el movimiento del flujo y se ha marcado con una línea negra las zonas de velocidad nula.

En todos los casos se aprecia que el flujo se acelera a su paso por los álabes. Aparecen zonas de muy baja velocidad, o incluso velocidad negativa, al final de la cara de succión de algunos álabes principales

En el caso de baja relación de compresión, no aparece ninguna línea negra que muestre velocidad nula, por lo tanto el flujo no se detiene en ningún momento y mantiene su dirección. Sí que aparecen las zonas de velocidad muy baja mencionadas anteriormente pero no llega a detenerse el flujo.

Lo mismo sucede para el caso de flujo continuo, el flujo no llega a detenerse pero sí aparecen las zonas de muy baja velocidad. Es el caso más uniforme de todos y el que menor gradiente de velocidades presenta entre su máximo y su mínimo

En el caso de alta relación de compresión, se observa la línea negra que representa la velocidad nula, por lo tanto el flujo llega a detenerse. También se aprecia que dentro del contorno delimitado por esa línea, la velocidad es negativa, es decir, contraria a la dirección principal del flujo. También se observa que es el caso con el mayor gradiente de velocidades de los tres, alcanzando un máximo de 260 m/s y un mínimo de -50 m/s. A la salida, el flujo muestra el comportamiento menos uniforme de los tres casos.

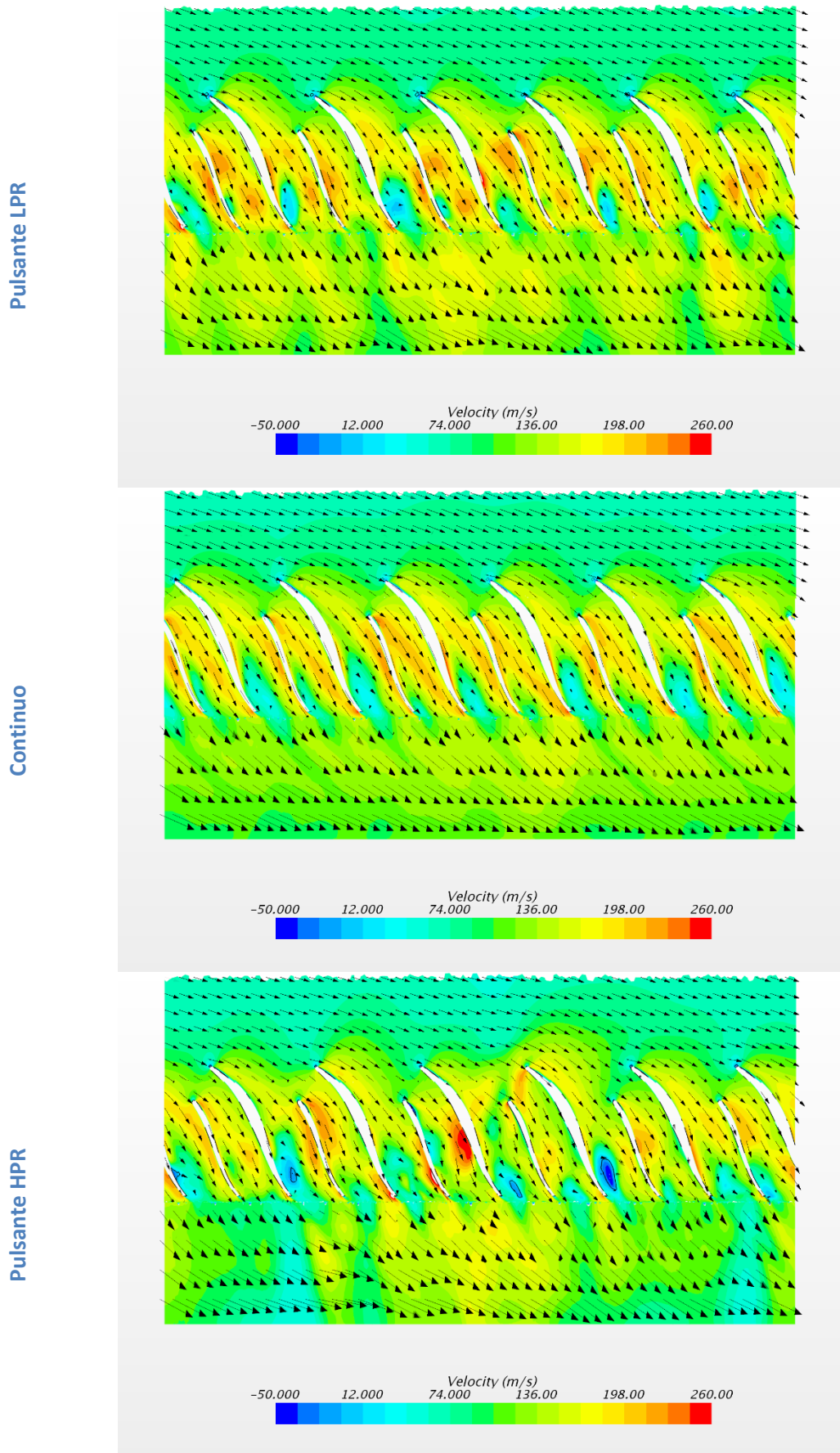


Figura 4.17.- Campo de velocidades en el rotor (blade to blade) para los casos estudiados.

## 5 Conclusiones

La primera conclusión que se obtiene de los estudios realizados es que el caso del flujo continuo muestra un comportamiento más homogéneo que los casos del flujo pulsante. Esto puede ser debido a dos motivos principales:

1. El flujo másico es constante a la entrada y no varía con el tiempo, por lo que las variaciones que puedan deberse a un cambio en las condiciones de contorno, como el caso del flujo pulsante, no se reproducen en este caso.
2. Como se ha explicado en el apartado 3.4, la configuración del caso del flujo continuo era distinta a la del flujo pulsante. En el caso del flujo pulsante, la geometría y la malla del rotor giran solidariamente al régimen del compresor, como se produce en la realidad. En el caso del flujo continuo, el rotor permanece inmóvil y lo que gira es el sistema de referencia. Esta última configuración se aleja de la realidad más que la anterior. Por lo tanto, las figuras obtenidas de los casos del flujo pulsante son una aproximación muy fiel a la realidad mientras que las del caso del flujo continuo no son tan fieles. Por esto se muestra, en parte, más homogeneidad.

De la distribución del campo de presiones y de temperaturas se obtiene que las condiciones de entrada influyen en el desarrollo del flujo alrededor del compresor. El campo de presiones y el de temperaturas obtenidos a la salida (estación 7) no son los mismos en todos los casos, esto es debido a que las condiciones de entrada no son las mismas, aunque sí lo sea el gasto másico corregido.

Esta diferencia en la distribución de presiones puede llegar a ser destructiva en casos extremos, por ejemplo en el caso de flujo pulsante de alta relación de compresión aparecen zonas de alta presión en la estación 4, de hasta 390000 Pa. Además en la estación 3 de este mismo caso, la zona de alta presión que se observa es debida a un reflujos, que posteriormente se comprueba con el campo de velocidades.

Los campos de temperaturas también muestran una distribución desigual en función del caso estudiado, y por tanto de las condiciones de entrada. No obstante, los valores máximos de temperatura obtenidos no son peligrosos para la integridad del compresor.

Del campo de velocidades se aprecia que, desde la entrada, el flujo puede ser problemático en los casos de flujo pulsante porque no entra de una forma homogénea. Ya en la estación 2, aparece una capa límite en las proximidades de la pared que aumenta ligeramente en los casos de flujo continuo y flujo pulsante de alta relación de compresión llegando a causar los primeros problemas en la estación 3. En el caso de flujo continuo se forma una pequeña zona en la que aparece una ligera recirculación. En el caso de flujo pulsante de alta relación de compresión esta zona abarca la mitad de la pared del conducto donde hay una zona claramente definida con una fuerte recirculación. En el rotor se observan pequeñas zonas de recirculación en el caso de flujo pulsante de alta relación de compresión, en los otros dos casos no hay reflujos.

Estos reflujos se producen, en parte, porque el flujo debe superar un gradiente de presión adverso y el gasto másico corregido que tiene no es suficiente para superarlo, por lo tanto



aparece este movimiento en dirección contraria, empujado por la diferencia de presiones. No es casualidad que el caso en el que mayor cantidad de reflujos hay y de mayor magnitud sea el de mayor relación de compresión. Estos reflujos, zonas de baja velocidad y alta presión, que se observan en ciertos álabes pueden ser el indicio de un desprendimiento rotativo. Como se ha explicado en el apartado 2.2, este fenómeno puede ser destructivo y llevar al compresor a bombeo.

Sin embargo, no resulta intuitivo que la distribución de los campos de temperatura, presión y velocidades varíe tanto entre un caso y otro cuando el gasto másico corregido a la entrada en todos ellos, es prácticamente el mismo. Esto se debe a que en un estudio transitorio, donde las condiciones están variando continuamente, lo importante no es sólo las condiciones instantáneas del flujo, sino de la evolución temporal del mismo. Es decir, el instante de estudio no depende solo del momento actual, sino de su evolución temporal.

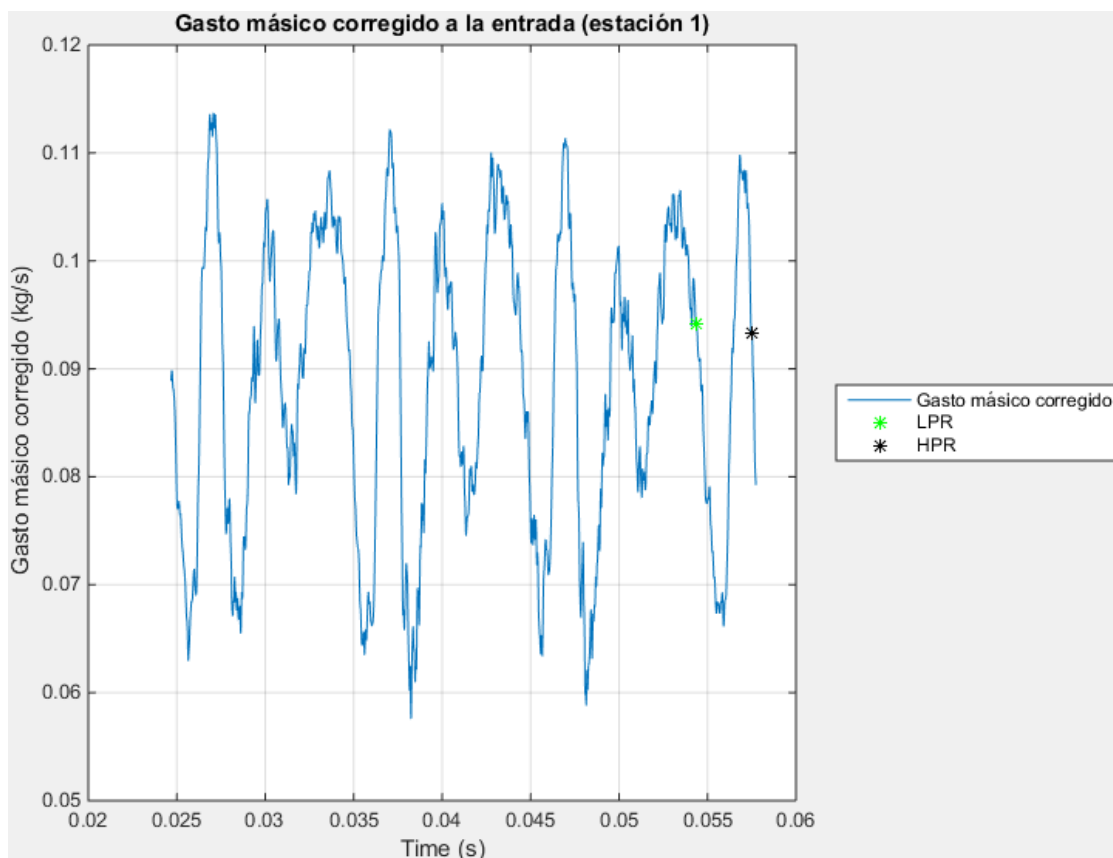


Figura 5.1.- Gasto másico corregido en función del tiempo.

En la Figura 5.1 se muestra lo mencionado anteriormente. El gasto másico corregido es prácticamente el mismo en ambos casos de flujo pulsante (el flujo continuo no procede graficarse puesto que el gasto másico corregido es continuo en todo momento temporal). No obstante, la evolución temporal en ambos casos no es la misma. Como se puede apreciar, el caso de baja relación de compresión muestra una variación del gasto másico corregido más suave que la del caso de alta relación de compresión. Aunque en ambos casos el gasto másico corregido disminuye, en el caso de alta presión lo hace de una manera mucho más brusca que la del caso de baja presión. Esta es una de las razones por las que, teniendo el mismo gasto

másico corregido, la relación de compresión y los resultados obtenidos no son los mismos en todos los casos de estudio.

Los resultados muestran que para unas mismas condiciones (gasto másico corregido equivalente y régimen de giro corregido similar) se obtienen diferencias entre un flujo continuo y dos momentos distintos de un flujo pulsante. Así, se pone en duda la posibilidad de utilizar un mapa de compresor incondicionalmente para obtener resultados. Se recuerda que sabiendo el valor del gasto másico corregido y del régimen de giro corregido, el mapa del compresor proporciona un valor para la relación de compresión. Sin embargo, como se ha visto en este trabajo, las relaciones de compresión obtenidas y, también, la distribución de los campos de temperatura, presión y velocidades difieren para unas condiciones equivalentes.





## 6 Pliego de condiciones

### 6.1 Ordenanzas generales de la seguridad e higiene en el trabajo

En el siguiente apartado se detallan los artículos pertenecientes a la normativa de las ordenanzas de seguridad e higiene en el trabajo que se deben tener en cuenta para la realización del siguiente proyecto. Cabe mencionar, que el presente trabajo ha sido realizado mediante cálculo computacional.

#### 6.1.1 Título I, Artículo 11: Obligaciones y derechos de los trabajadores

Incumbe a los trabajadores la obligación de cooperar en la prevención de riesgos profesionales en la Empresa y el mantenimiento de la máxima higiene en la misma, a cuyos fines deberán cumplir fielmente los preceptos de esta Ordenanza y sus instrucciones complementarias, así como las órdenes e instrucciones que a tales efectos les sean dados por sus superiores.

Los trabajadores, expresamente, están obligados a:

- A. Recibir las enseñanzas sobre Seguridad e Higiene y sobre salvamento y socorrismo en los centros de trabajo que les sean facilitados por la Empresa o en las Instituciones del Plan Nacional.
- B. Usar correctamente los medios de protección personal y cuidar de su perfecto estado y conservación.
- C. Dar cuenta inmediata a sus superiores de las averías y deficiencias que puedan ocasionar peligros en cualquier centro o puesto de trabajo.
- D. Cuidar y mantener su higiene personal, en evitación de enfermedades contagiosas o de molestias a sus compañeros de trabajo.
- E. Someterse a los reconocimientos médicos preceptivos y a las vacunaciones o inmunizaciones ordenadas por las Autoridades Sanitarias competentes o por el Servicio Médico de Empresas.
- F. No introducir bebidas u otras sustancias no autorizadas en los centros de trabajo, ni presentarse o permanecer en los mismos en estado de embriaguez o de cualquier otro género de intoxicación.
- G. Cooperar en la extinción de siniestros y en el salvamento de las víctimas de accidentes de trabajo en las condiciones que, en cada caso, fueren racionalmente exigibles.

Todo trabajador, después de solicitar de su inmediato superior medios de protección personal de carácter preceptivo para la realización de su trabajo, queda facultado para demorar la ejecución de éste, en tanto no le sean facilitados dichos medios, si bien deberá dar cuenta del hecho al Comité de Seguridad e Higiene o a uno de sus componentes, sin perjuicio, además de ponerlo en conocimiento de la Inspección Provincial de Trabajo.

### 6.1.2 Título II, Capítulo I, Artículo 13: Seguridad estructural

1. Todos los edificios, permanentes o provisionales, serán de construcción segura y firme para evitar riesgos de desplome y los derivados de los agentes atmosféricos.
2. Los cimientos, pisos y demás elementos de los edificios ofrecerán resistencia suficiente para sostener y suspender con seguridad, las cargas para los que han sido calculados.
3. Se indicará por medio de rótulos o inscripciones las cargas que los locales pueden soportar o suspender, quedando prohibido sobrecargar los pisos y plantas de los edificios.

### 6.1.3 Título II, Capítulo I, Artículo 14: Superficie y cubicación

1. Los locales de trabajo reunirán las siguientes condiciones mínimas:
  - a) Tres metros de altura desde el piso al techo.
  - b) Dos metros cuadrados de superficie por cada trabajador.
  - c) Diez metros cúbicos para cada trabajador.
2. No obstante, en los establecimientos comerciales, de servicios y locales destinados a oficinas y despachos la altura a que se refiere el apartado a) del número anterior podrá quedar reducida hasta 2,50 metros, pero respetando la cubicación que se establece en el apartado c), y siempre que se renueve el aire suficientemente.
3. Para el cálculo de la superficie y el volumen, no se tendrán en cuenta los espacios ocupados por máquinas, aparatos, instalaciones y materiales.

### 6.1.4 Título II, Capítulo I, Artículo 15: Suelos, techos y paredes.

1. El pavimento constituirá un conjunto homogéneo, llano y liso sin soluciones de continuidad; será de material consistente, no resbaladizo o susceptible de serlo con el uso y además de fácil limpieza. Estará al mismo nivel, y de no ser así, se salvarán las diferencias de altura por rampas de pendiente no superiores al 10 por 100.
2. Las paredes serán lisas, guarnecidas o pintadas en tonos claros y susceptibles de ser lavadas o blanqueadas.
3. Los techos deberán reunir las condiciones suficientes para resguardar a los trabajadores de las inclemencias del tiempo. Si han de soportar o suspender cargas deberán reunir las condiciones que se establecen para los pisos en el artículo 13.

### **6.1.5 Título II, Capítulo I, Artículo 25: Iluminación.- Disposiciones generales**

1. Todos los lugares de trabajo o tránsito tendrán iluminación natural, artificial o mixta apropiada a las operaciones que se ejecuten.
2. Siempre que sea posible se empleará la iluminación natural.
3. Se intensificará la iluminación en máquinas peligrosas, lugares de tránsito con riesgo de caídas, escaleras y salidas de urgencia.
4. Se deberá graduar la luz en los lugares de acceso a zonas de distinta intensidad luminosa.

### **6.1.6 Título II, Capítulo I, Artículo 29: Iluminación de emergencia**

En todos los centros de trabajos se dispondrá de medios de iluminación de emergencia adecuados a las dimensiones de los locales y número de trabajadores ocupados simultáneamente, capaces de mantener al menos durante una hora, una intensidad de cinco lux, y su fuente de energía será independientemente del sistema normal de iluminación.

### **6.1.7 Título II, Capítulo I, Artículo 30: Ventilación, temperatura y humedad**

1. En los locales de trabajo y sus anexos se mantendrá, por medios naturales o artificiales, condiciones atmosféricas adecuadas, evitando el aire viciado, exceso de calor y frío, humedad o sequía y los olores desagradables.
2. Las emanaciones de polvo, fibras, humos, gases, vapores o neblinas, desprendidos en locales de trabajo, serán extraídos, en lo posible, en su lugar de origen, evitando su difusión por la atmósfera.
3. En ningún caso el anhídrido carbónico o ambiental podrá sobrepasar la proporción de 50/10.000, y el monóxido de carbono, la de 1/10.000. Se prohíbe emplear braseros, salamandras, sistemas de calor por fuego libre, salvo a la intemperie y siempre que no impliquen riesgos de incendio o explosión.
4. En los locales de trabajo cerrados, el suministro de aire fresco y limpio por hora y trabajador será, al menos, de 30 a 50 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total de aire varias veces por hora, no inferior a seis veces para trabajos sedentarios, ni a diez veces para trabajos que exijan un esfuerzo físico superior al normal.
5. La circulación de aire en locales cerrados se acondicionará de modo que los trabajadores no estén expuestos a corrientes molestas y que la velocidad del aire no exceda de 15 metros por minuto con temperatura normal, ni de 45 metros por minuto en ambientes muy calurosos.
6. En los centros de trabajo expuestos a altas y bajas temperaturas, serán evitadas las variaciones bruscas por el medio más eficaz. Cuando la temperatura sea

extremadamente distinta entre los lugares de trabajo, deberán existir locales de paso para que los operarios se adapten gradualmente a unas y otras.

7. Se fijan como límites normales de temperatura y humedad en locales y para los distintos trabajos, siempre que el procedimiento de fabricación lo permita, los siguientes:
    - Para trabajos sedentarios: de 17 a 22 grados centígrados.
    - Para trabajos ordinarios: de 15 a 18 grados centígrados.
    - Para trabajos que exijan acusado esfuerzo muscular: de 12 a 15 grados centígrados
- La humedad relativa de la atmósfera oscilará del 40 al 60 por 100, salvo en instalaciones que haya peligro por generarse electricidad estática, que deberá estar por encima del 50 %.
8. Las instalaciones generadoras de calor o frío se situarán con la debida separación de los locales de trabajo para evitar en ellos peligro de incendio o explosión, el desprendimiento de gases nocivos, irradiaciones directas de calor o frío y las corrientes de aire perjudiciales al trabajador.
  9. Todos los trabajadores estarán debidamente protegidos contra las irradiaciones directas y excesivas de calor.
  10. En los trabajos que hayan de realizarse en locales cerrados con extremado calor o frío se limitará la permanencia de los operarios estableciendo, en cada caso, los turnos adecuados.

#### 6.1.8 Título II, Capítulo I, Artículo 31: Ruidos, vibraciones y trepidaciones

1. Los ruidos y vibraciones se evitarán o reducirán en lo posible en su foco de origen, tratando de aminorar su propagación en los locales de trabajo.
2. El anclaje de máquinas y aparatos que produzcan ruidos, vibraciones o trepidaciones se realizará con las técnicas más eficaces a fin de lograr su óptimo equilibrio estático y dinámico, tales como bancadas cuyo peso sea superior a 1.5 y 2.5 veces al de la máquina que soportan, por aislamiento de la estructura general o por otros recursos técnicos.
3. Las máquinas que produzcan ruidos o vibraciones molestas se aislarán adecuadamente y en el recinto de aquellas sólo trabajará el personal necesario para su mantenimiento, durante el tiempo indispensable.
4. Se prohíbe instalar máquinas o aparatos ruidosos adosados a paredes o columnas de las que distarán como mínimo: 0,70 metros de los tabiques medianeros y un metro de las paredes exteriores o columnas.
5. Se extremará el cuidado y mantenimiento de las máquinas y aparatos que produzcan vibraciones molestas o peligrosas a los trabajadores y muy especialmente los órganos móviles y los dispositivos de transmisión de movimiento.
6. Los conductos con circulación forzada de líquidos o gases, especialmente cuando estén conectados directamente con máquinas que tengan órganos en movimiento, estarán provistos de dispositivos que impidan la transmisión de las vibraciones que generan aquéllas.
7. Estos conductos se aislarán con materiales absorbentes en sus anclajes y en las partes de su recorrido que atraviesan muros o tabiques.

8. El control de ruidos agresivos en los centros de trabajo no se limitará al aislamiento del foco que los produce, sino que también deberán adoptarse las prevenciones técnicas necesarias para evitar que los fenómenos de reflexión y resonancia alcancen niveles peligrosos para la salud de los trabajadores.
9. A partir de los 80 decibelios, y siempre que no se logre la disminución de nivel sonoro por otros procedimientos, se emplearán obligatoriamente dispositivos de protección personal tales como tapones, cascos, etc. y a partir de los 110 decibelios se extremará tal protección para evitar totalmente las sensaciones dolorosas o graves.
10. Las máquinas-herramientas que originen trepidaciones, tales como martillos neumáticos, apisonadoras, remachadoras, compactadoras o vibradoras o similares deberán estar provistas de horquillas u otros dispositivos amortiguadores, y al trabajador que las utilice se le proveerá de equipo de protección personal antivibratorio (cinturón, guantes, almohadillas, botas).
11. Las máquinas operadoras automóbiles, como tractores, traíllas, excavadoras o análogas que produzcan trepidaciones y vibraciones estarán provistos de equipo de protección personal adecuado, como gafas, guantes, etc.

#### **6.1.9 Título II, Capítulo VI, Artículo 51: Protección contra contactos en las instalaciones y equipos eléctricos**

1. En las instalaciones y equipos eléctricos, para la protección de las personas contra los contactos con partes habitualmente en tensión, se adoptarán alguna de las siguientes prevenciones:
  - a) Se alejarán las partes activas de la instalación a distancia suficiente del lugar donde las personas habitualmente se encuentran o circulan, para evitar un contacto fortuito o por la manipulación de objetos conductores, cuando éstos puedan ser utilizados cerca de la instalación.
  - b) Se recubrirán las partes activas con el aislamiento apropiado, que conserven sus propiedades indefinidamente y que limiten la corriente de contacto a un valor inocuo.
  - c) Se interpondrán obstáculos que impidan todo contacto accidental con las partes activas de la instalación. Los obstáculos de protección deben estar fijados en forma segura y resistir a los esfuerzos mecánicos usuales.
2. Para la protección contra los riesgos de contacto con las masas de las instalaciones que puedan quedar accidentalmente con tensión, se adoptarán, en corriente alterna, uno o varios de los siguientes dispositivos de seguridad:
  - a) Puesta a tierra de las masas. Las masas deben estar unidas eléctricamente a una toma de tierra o a un conjunto de tomas de tierra interconectadas, que tengan una resistencia apropiada. Las instalaciones, tanto con neutro aislado de tierra como con neutro unido a tierra, deben estar permanentemente controladas por un dispositivo que indique automáticamente la existencia de cualquier defecto de aislamiento o que separe automáticamente al instalación o parte de la misma, en la que esté el defecto de la fuente de energía de la que alimenta.
  - b) De corte automático o de aviso, sensibles a la corriente de defecto (interruptores diferenciales), o a la tensión de defecto (relés de tierra).

- c) Unión equipotencial o por superficie aislada de tierra o de las masas (conexiones equipotenciales).
  - d) Separación de los circuitos de utilización de las fuentes de energía, por medio de transformadores o grupos convertidores, manteniendo aislados de tierra todos los conductores del circuito de utilización, incluso el neutro.
  - e) Por doble aislamiento de los equipos y máquinas eléctricas.
3. En corriente continua, se adoptarán sistemas de protección adecuados para cada caso, similares a los referidos para la alterna.

#### 6.1.10 Título II, Capítulo VI, Artículo 57: Electricidad estática

Para evitar peligros por la electricidad estática, y especialmente que se produzcan chispas en ambientes inflamables, se adoptarán en general las siguientes precauciones:

1. La humedad relativa del aire se mantendrá sobre el 50 por 100.
2. Las cargas de electricidad estática que puedan acumularse en los cuerpos metálicos serán neutralizadas por medio de conductores a tierra. Especialmente se efectuará esta conexión a tierra:
  - a) En los ejes y chumaceras de las transmisiones a correas y poleas.
  - b) En el lugar más próximo en ambos lados de las correas y en el punto donde salgan de las poleas, mediante peines metálicos.
  - c) En los objetos metálicos que se pinten o barnicen con pistolas de pulverización. Estas pistolas también se conectarán a tierra.
3. En sustitución de las conexiones a tierra a que se refiere el apartado anterior se aumentará hasta un valor suficiente la conductividad a tierra de los cuerpos metálicos.
4. Para los casos que se indican a continuación, se adoptarán las siguientes precauciones:
  - a) Cuando se transvasen fluidos volátiles de un tanque-almacén a un vehículo-tanque, la estructura metálica del primero será conectada a la del segundo y también a tierra si el vehículo tiene neumáticos o llantas de caucho o plástico.
  - b) Cuando se transporten materias finamente pulverizadas por medio de transportadores neumáticos con secciones metálicas, estas secciones se conectarán eléctricamente entre sí, sin soluciones de continuidad y en toda la superficie del recorrido del polvo inflamable.
  - c) Cuando se manipule aluminio o magnesio finamente pulverizado, se emplearán detectores que descubran la acumulación de electricidad estática.
  - d) Cuando se manipulen industrialmente detonadores o materias explosivas, los trabajadores usarán calzado antielectroestático y visera para la protección de la cara.
5. Finalmente, cuando las precauciones generales y particulares descritas en este artículo resulten ineficaces, se emplearán eliminadores o equipos neutralizadores de la electricidad estática y especialmente contra las chispas incendiarias. De emplearse a tal fin equipos radiactivos, se protegerán los mismos de manera que eviten a los trabajadores su exposición a las radiaciones.

### **6.1.11 Título II, Capítulo VII, Artículo 81: Almacenamiento, manipulación y transporte de materias inflamables**

Se prohíbe el almacenamiento conjunto de materias que al reaccionar entre sí puedan originar incendios.

Sólo podrán almacenarse materias inflamables en los lugares y con los límites cuantitativos señalados por los Reglamentos técnicos vigentes.

Los productos o materias inflamables se almacenarán en locales distintos a los de trabajo, y si este fuera único, en recintos completamente aislados; en los puestos o lugares de trabajo, sólo se depositará la cantidad estrictamente necesaria para el proceso de fabricación.

En los almacenes de materias inflamables, los pisos deberán ser incombustibles o impermeables, a fin de evitar escapes hacia sótanos, sumideros o desagües.

Antes de almacenar sustancias inflamables pulverizadas, se comprobará su enfriamiento.

El llenado de los depósitos de líquidos inflamables se efectuará lentamente y evitando la caída libre desde orificios de la parte superior, para evitar la mezcla de aire con los vapores explosivos.

Los recipientes de líquidos o sustancias inflamables se rotularán indicando su contenido, peligrosidad y precauciones necesarias para emplearlos.

Antes de almacenar envases de productos inflamables, se comprobará su cierre hermético y si han sufrido algún deterioro o rotura.

El envasado y embalaje de sustancias inflamables se efectuará, siempre que sea posible, fuera de los almacenes de donde procedan, con las precauciones y equipo de protección adecuado en cada caso.

El transporte de materias inflamables se efectuará con estricta sujeción a las normas fijadas en disposiciones legales vigentes y acuerdos internacionales sobre tal materia, ratificados por el Estado español.

### **6.1.12 Título II, Capítulo VII, Artículo 82: Medios de prevención y extinción de incendios**

Norma general:

En los centros de trabajo que ofrezcan peligro de incendios, con o sin explosión, se adoptarán las prevenciones que se indican a continuación, combinando su empleo, en su caso, con la protección general más próxima que puedan prestar los servicios públicos contra incendios:

#### **1. Uso del agua:**

Donde existan conducciones de agua a presión, se instalarán suficientes tomas o bocas de agua a distancia conveniente entre sí y cercanas a los puestos fijos de trabajo y lugares de paso del personal, colocando junto a tales tomas las correspondientes mangueras, que tendrán la sección y resistencia adecuadas para soportar la presión.

Cuando se carezca normalmente de agua a presión o ésta sea insuficiente, se instalarán depósitos con agua suficiente para poder combatir los posibles incendios.

En los incendios provocados por líquidos, grasas o pinturas inflamables o polvos orgánicos, solo deberá emplearse agua muy pulverizada.



No se empleará agua para extinguir fuegos en polvos de aluminio o magnesio o en presencia de carburo de calcio u otras sustancias que al contacto con el agua produzcan explosiones, gases inflamables o nocivos.

En incendios que afecten a instalaciones eléctricas con tensión, se prohibirá el empleo de extintores de espuma química, soda ácida o agua.

## 2. Extintores portátiles:

En proximidad a los puestos de trabajo con mayor riesgo de incendio, colocados en sitio visible y accesible fácilmente, se dispondrán extintores portátiles o móviles sobre ruedas, de espuma física o química, mezcla de ambas o polvos secos, anhídrido carbónico o agua, según convenga a la causa determinante del fuego a extinguir.

Cuando se empleen distintos tipos de extintores serán rotulados con carteles indicadores del lugar o clase de incendio en el que deban emplearse.

Se instruirá al personal, cuando sea necesario, del peligro que presenta el empleo de tetracloruro de carbono, y cloruro de metilo en atmósferas cerradas y de las reacciones químicas peligrosas que puedan producirse en los locales de trabajo entre los líquidos extintores y las materias sobre las que puedan proyectarse.

Los extintores serán revisados periódicamente y cargados según las normas de las casas constructoras inmediatamente después de usarlos.

## 3. Empleo de arenas finas:

Para extinguir los fuegos que se produzcan en polvos o virutas de magnesio y aluminio, se dispondrá en lugares próximos a los de trabajo, de cajones o retenes suficientes de arena fina seca, de polvo de piedra u otras materias inertes semejantes.

## 4. Detectores automáticos:

En las industrias o lugares de trabajo de gran peligrosidad en que el riesgo de incendio afecte a grupos de trabajadores, la Delegación Provincial de Trabajo podrá imponer la obligación de instalar aparatos de fuego o detectores de incendios, del tipo más adecuado: aerotérmico, termoeléctrico, químico, fotoeléctrico, radiactivo, por ultrasonidos, etc.

## 5. Prohibiciones personales:

En las dependencias con alto riesgo de incendio, queda terminantemente prohibido fumar o introducir cerillas, mecheros o útiles de ignición. Esta prohibición se indicará con carteles visibles a la entrada y en los espacios libres de las paredes de tales dependencias

Se prohíbe igualmente al personal introducir o emplear útiles de trabajo, no autorizados por la Empresa, que puedan ocasionar chispas por contacto o proximidad a sustancias inflamables.

Es obligatorio el uso de guantes, manoplas, mandiles o trajes ignífugos y de calzado especial contra incendios que las Empresas faciliten a los trabajadores para uso individual.

## 6. Equipos contra incendios:

En las industrias o centros de trabajo con grave riesgo de incendio se instruirá y entrenará especialmente al personal integrado en el equipo o brigada contra incendios, sobre el manejo y conservación de las instalaciones y material extintor, señales de alarma, evacuación de los trabajadores y socorro inmediato a los accidentados.

El personal de los equipos contra incendios dispondrá de cascos, trajes aislantes, botas y guantes de amianto y cinturones de seguridad; asimismo dispondrá, si fuera preciso, para evitar específicas intoxicaciones o sofocación, de máscaras y equipos de respiración autónoma.

El material asignado a los equipos de extinción de incendios: escalas, cubiertas de lona o tejidos ignífugos, hachas, picos, palas, etc. no podrá ser usado para otros fines y su emplazamiento será conocido por las personas que deban emplearlo.

La empresa designará el Jefe de equipo o brigada contra incendios, que cumplirá estrictamente las instrucciones técnicas dictadas por el Comité de Seguridad para la extinción del fuego y las del Servicio Médico de Empresa para el socorro de los accidentados.

7. Alarmas y simulacros de incendios:

Para comprobar el buen funcionamiento de los sistemas de prevención, el entrenamiento de los equipos contra incendios y que los trabajadores, en general, conocen y participan con aquellos, se efectuarán periódicamente alarmas y simulacros de incendios, por orden de la Empresa y bajo la dirección del Jefe de equipo o brigada contra incendios, que sólo advertirá de los mismos a las personas que deban ser informadas en evitación de daños o riesgos innecesarios.



## 7 Valoración económica

### 7.1 Introducción

A lo largo de este documento se pretende valorar económicamente el trabajo realizado correspondiente al proyecto: “Caracterización CFD-3D de la repercusión de un flujo pulsante a la salida de un turbocompresor centrífugo sobre su línea de bombeo”.

En primer lugar, se detallarán los costes referentes a los equipos empleados y material fungible utilizados durante la realización del proyecto, así como los recursos humanos necesarios para la realización del mismo.

El equipo de recursos humanos ha estado constituido por tres ingenieros superiores, correspondiéndoles unas horas específicas que se detallarán posteriormente. De ahora en adelante, se denominarán Ingeniero superior 1 al que ha llevado la mayor parte de los cálculos realizados, Ingeniero superior 2 al supervisor del trabajo e Ingeniero superior 3 al que ha colaborado en ciertas ocasiones con el Ingeniero superior 1.

En los equipos necesarios para la realización del proyecto se incluyen el software empleado, cuyas licencias han sido adquiridas por el Departamento de Máquinas y Motores Térmicos y facilitadas al usuario. En cuanto a los equipos informáticos utilizados, se ha considerado el hardware del propio usuario adquirido antes de la realización de este proyecto por lo que sólo se tiene en cuenta el coste de amortización, y no el coste de adquisición, de los mismos para el presupuesto global, así como una estación de trabajo más potente donde realizar los cálculos.

Los materiales fungibles asociados a la realización del proyecto como es el caso de material de oficina, han sido únicamente utilizados durante el período de realización del mismo por lo que se considera su coste de adquisición.

Para la evaluación de una correcta valoración económica se deben tener en cuenta cada una de las fases que lo constituyen:

1. Fijación de objetivos y campos a desarrollar: consiste en un profundo análisis del problema a tratar. Esta fase ha sido llevada a cabo por un ingeniero superior.
2. Exploración y elaboración de modelos para la formación de condensados: consiste en la búsqueda de un modelo apropiado al problema de estudio y su implementación en el programa de elementos finitos Star-CCM+. Dicho programa ha sido empleado para diseñar geométricamente el problema, calcular la solución numérica y mostrar las imágenes del dominio en la fase de postprocesado. Esta fase ha sido llevada a cabo por un ingeniero superior.
3. Análisis de los resultados: consiste en el análisis y comprensión de los resultados obtenidos, lo que ha requerido de dos ingenieros superiores. Para esta fase se han realizado una serie de reuniones.

## 7.2 Presupuesto desglosado

El estudio del presupuesto se dividirá en dos grupos. Uno basado en las reuniones realizadas a lo largo del proyecto y otro basado en las simulaciones realizadas con el programa Star-CCM+.

### 7.2.1 Reuniones

En esta sección del presupuesto se incluyen todas las reuniones que han tenido lugar entre los diversos ingenieros para la correcta elaboración de los objetivos y del proyecto en sí mismo.

En las primeras reuniones se establecieron los objetivos del proyecto así como su planificación, en las que tomaron parte tres ingenieros superiores. Durante el resto del proyecto han tenido lugar diversas reuniones entre dos o tres ingenieros superiores dependiendo de los temas a tratar.

- Reuniones entre los ingenieros superiores 1 y 2 cuya duración es de 3 horas para la fijación de los objetivos del proyecto:

CONCEPTO	UNIDADES	COSTE UNITARIO	IMPORTE
Ingeniero superior 1	3 horas	60.00 €/h	180 €
Ingeniero superior 2	3 horas	60.00 €/h	180 €
<b>Subtotal</b>			<b>360 €</b>

Tabla 7.1.- Coste asociado a las reuniones para el establecimiento de objetivos del proyecto.

- Reuniones semanales de una hora de duración entre los ingenieros superiores 1 y 2, así como 1 y 3:

CONCEPTO	UNIDADES	COSTE UNITARIO	IMPORTE
Ingeniero superior 1	36 horas	60.00 €/h	2160 €
Ingeniero superior 2	18 horas	60.00 €/h	1080 €
Ingeniero superior 3	18 horas	60.00 €/h	1080 €
<b>Subtotal</b>			<b>4320 €</b>

Tabla 7.2.- Coste asociado a las reuniones semanales.

De esta forma el coste total de mano de obra de las reuniones se eleva hasta un valor de:

CONCEPTO	UNIDADES	COSTE UNITARIO	IMPORTE
Ingeniero superior 1	39 horas	60.00 €/h	2340 €
Ingeniero superior 2	21 horas	60.00 €/h	1260 €
Ingeniero superior 3	18 horas	60.00 €/h	1080 €
<b>Subtotal</b>			<b>4680 €</b>

Tabla 7.3.- Coste de recursos humanos asociado a las reuniones.

- El material fungible se puede desglosar como:

CONCEPTO	UNIDADES	COSTE UNITARIO	IMPORTE
Papel	50 ud.	0.02 €/ud	1 €
Materiales de oficina	1 ud.	5 €/ud	5 €
<b>Subtotal</b>			<b>6 €</b>

Tabla 7.4.- Coste de material fungible.

Por tanto, sumando todos los costes debidos a las reuniones llevadas a cabo a lo largo de la realización del proyecto se obtiene el siguiente presupuesto:

CONCEPTO	IMPORTE
Recursos humanos	4680 €
Materiales fungibles	6 €
<b>Total</b>	<b>4686 €</b>

Tabla 7.5.- Coste asociado a las reuniones.

## 7.2.2 Simulaciones

En esta sección se detalla el coste asociado a las simulaciones llevadas a cabo por el ingeniero superior 1. El tiempo empleado por dicho ingeniero ha sido de 4 meses trabajando 40 horas/semana, lo que supone un total de 160 horas totales. En este total de horas se incluyen las reuniones mencionadas en la sección 7.2.1, por lo que, si se descuentan esas 39 horas, queda un total de 121 horas dedicadas a las simulaciones:

CONCEPTO	UNIDADES	COSTE UNITARIO	IMPORTE
Ingeniero superior 1	121 horas	60.00 €/h	7260 €
<b>Subtotal</b>			<b>7260 €</b>

Tabla 7.6.- Coste de mano de obra del ingeniero superior 1.

- El coste de amortización de equipos es:

CONCEPTO	COSTE
Ordenador	1000 €
Office	400 €
Matlab	770 €
<b>Coste de equipos</b>	<b>2170 €</b>
Periodo de amortización	5 años
Periodo amortizado	4 meses
Coste anual amortizado	434 €/año
Coste mensual	36.17 €/mes
<b>Coste amortización de los equipos</b>	<b>144.67 €</b>

Tabla 7.7.- Coste de amortización de los equipos.

- El coste del material fungible es:

CONCEPTO	UNIDADES	COSTE UNITARIO	IMPORTE
Papel	100 ud.	0.02 €/ud	2 €
Materiales de oficina	1	5 €/ud	5 €
CD-ROM	2 ud.	1 €/ud	2 €
<b>Subtotal</b>			<b>9 €</b>

*Tabla 7.8.- Coste asociado al material fungible.*

La licencia de Star-CCM+ cuesta 20.000 euros al año, pudiéndose usar 20 licencias en serie simultáneamente. Usando de media dos licencias durante las ejecuciones, el coste asociado a esas licencias al año es de 2.000 €.

CONCEPTO	COSTE
Licencias Star-CCM+	2 ud
Coste por hora y licencia	0,50€
Horas empleadas	121
<b>Subtotal</b>	<b>121.00 €</b>

*Tabla 7.9.- Coste asociado a las licencias de STAR-CCM+.*

Sumando todos los costes asociados a las simulaciones se obtiene el siguiente presupuesto:

CONCEPTO	IMPORTE
Recursos humanos	7260 €
Coste de equipos	144.67 €
Materiales fungibles	9 €
Licencias	121 €
<b>Total</b>	<b>7534.67 €</b>

*Tabla 7.10.- Coste asociado a las simulaciones.*

### 7.3 Presupuesto global del proyecto

Una vez obtenidos todos los costes asociados a las reuniones y a las simulaciones, se deben aplicar los pertinentes I.V.A. El I.V.A. será del 21% y se debe aplicar a todos los elementos anteriormente mencionados excepto al de las amortizaciones, que no se verán afectados por ningún impuesto. Por lo tanto:

CONCEPTO	DETALLE	COSTE
Reuniones	Recursos humanos	4680 €
	Material fungible	6 €
Realización de simulaciones	Recursos humanos	7260 €
	Material fungible	9 €
	Licencias	121 €
Costes indirectos		2268 €
Beneficio industrial		1008 €
Subtotal		15352 €
IVA 21%		3223.92 €
<b>Subtotal 1</b>		<b>18575.92 €</b>

*Tabla 7.11.- Coste global asociado a los recursos humanos, licencias y material fungible.*

CONCEPTO	COSTE
Amortización de reuniones	93.33 €
Amortización realización de simulaciones	144.67 €
<b>Subtotal 2</b>	<b>238.00 €</b>

*Tabla 7.12.- Coste global asociado a la amortización de los equipos.*

Por tanto, sumando todos los costes, se obtiene el siguiente presupuesto global del proyecto:

CONCEPTO	COSTE
Subtotal 1	18575.92 €
Subtotal 2	238.00 €
<b>Presupuesto global</b>	<b>18813.92 €</b>

*Tabla 7.13.- Coste global asociado al proyecto.*

Por lo tanto, la valoración económica total para la realización del proyecto ha sido dieciocho mil quinientos setenta y cinco euros con noventa y dos céntimos.





## 8 Bibliografía

Anon., s.f. *Manual STAR-CCM+*. s.l.:s.n.

Galindo, J., Fajardo, P., Navarro, R. & García-Cuevas, L., 2013. *Characterization of a radial turbocharger turbine in pulsating flow by means of CFD and its application to engine modeling*, Valencia, España: s.n.

Galindo, J., s.f. *Apuntes de la asignatura Turbomáquinas, 2016*. s.l.:s.n.

Jiao, K. y otros, 2009. *Numerical simulation of air flow through turbocharger compressors with dual volute design*. s.l.:s.n.

Navarro, R., 2014. *A numerical approach for predicting flow-induced acoustics at near-stall conditions in an automotive turbocharger compressor*. Valencia: s.n.

Payri, F. & Desantes, J., 2012. *Motores de combustión interna alternativos*. Valencia: Reverté, UPV.

Wilcox, 1998. *Turbulence Modeling for CFD*, s.l.: DCW Industries.