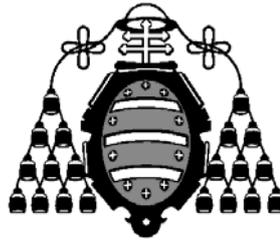

Universidad de Oviedo
Departamento de Física



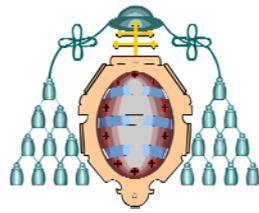
**Generación de Ruido Tonal en Bombas
Centrífugas por Interacción
Fluidodinámica entre Rodete y Voluta**

Autor: Javier Pérez Castillo

Directores: Jorge Luís Parrondo Gayo

José González Pérez

Tesis presentada
para la obtención del grado de Doctor por la Universidad de Oviedo.
Gijón, Enero de 2009



Reservados todos los derechos
© El autor

Edita: Universidad de Oviedo,
Biblioteca Universitaria, 2009
Colección Tesis Doctoral-TDR nº 54
ISBN. 978-84-692-2638-4
D.L.: AS.00742-2009

“He redactado esta carta más extensa de lo usual
porque carezco de tiempo para escribirla más breve.”

Isaac Newton

AGRADECIMIENTOS.

Después de tantos años de estudiante en esta Universidad tengo sensaciones contrapuestas, deseo con fuerzas que todo acabe pero quizás en cierta medida lo echaré de menos. Por una parte estoy resentido por la cantidad de juventud que he perdido pero por otra parte debo agradecer a la Universidad la capacidad que me ha proporcionado de enfrentarme al “mundo exterior”. Porque aunque dura y llena de defectos la Universidad es justa, y esta virtud no abunda frecuentemente en la sociedad. Por eso mi primer agradecimiento va para la Universidad pública a la que he tenido el privilegio de asistir.

En segundo lugar debo agradecer a mis maestros y en especial a Eduardo Blanco Marigorta y a Joaquín Fernández Francos su apoyo y ayuda, tanto a mí como a estudiantes, becarios, proyectistas, doctorandos y demás. Espero que nunca pierdan esa vocación de profesores que todos los que hemos sido alumnos suyos agradecemos. También le agradezco a Raúl Barrio su compañerismo y le auguro un prometedor futuro profesional.

En cuanto a Jorge Parrondo me es complicado resumir en unas líneas lo que ha supuesto su figura en mi vida. Por circunstancias del destino he seguido en muchos momentos su camino y que duda cabe que en cierta medida siempre ha sido un modelo para mí. Encuentro admirable su pasión por el trabajo, su serenidad y su capacidad para simplificar cualquier tipo de problema por difícil que sea. Por otra parte espero que me perdone las veces que le habré sacado de quicio con mis diferentes puntos de vista, mis exigencias y mi poca paciencia.

A nivel personal agradezco a toda mi familia el apoyo que me ha dado durante toda mi vida académica, sin un entorno adecuado en la primera dificultad hubiera desistido en el empeño. Y por último y en especial, a Mónica, que siempre será mi compañera de pupitre y mi consejera. A partir de ahora espero poder dedicarle todo el tiempo que se merece y que esta tesis le ha robado...

RESUMEN.

El flujo a través de las tubomáquinas en general y de las bombas centrífugas en particular, presenta componentes no estacionarias, inducidas por distintos tipos de mecanismos, que dan lugar a la excitación de ruido y vibraciones. En el caso de las bombas centrífugas más habituales (con voluta y sin difusor de aletas) destaca el ruido generado a la llamada frecuencia de paso de álabes, como consecuencia de la interacción fluidodinámica entre los álabes y canales del rodete y la voluta, especialmente en la zona de la lengüeta. La magnitud de esta excitación, que es muy dependiente de la geometría y del caudal bombeado, puede resultar excesiva bajo ciertas condiciones de operación, por lo que se trata de un fenómeno de interés tanto científico como tecnológico.

La investigación que se presenta ha tenido como propósito general el desarrollo y aplicación de una metodología adecuada para la caracterización de la generación del ruido tonal a la frecuencia de paso de álabes en el interior de una bomba dada, de forma que se pueda identificar y cuantificar la contribución de la interacción fluidodinámica rodete-voluta. Esta investigación se ha desglosado en varias líneas de actuación complementarias, que se indican a continuación.

Por un lado se planteó la elaboración de un modelo acústico simple para el cálculo del campo sonoro en el interior de las bombas ante la presencia de una o más fuentes acústicas ideales (monopolos o dipolos). Este modelo acústico permite la modificación arbitraria de la posición de los focos, su potencia sonora (a la frecuencia de paso de álabes) y la fase temporal de emisión de los mismos, admitiendo en todos los casos propagación en modo de onda plana a lo largo de los canales del rodete, de la voluta, del difusor de salida y de las conducciones. Tras contemplar dos modelos diferentes, con distintos grados de complejidad, se optó finalmente por un modelo basado en la descomposición de la voluta en pequeños tramos o elementos, cada uno de ellos equivalentes a un sistema acústico lineal de tres puertos.

Por otro lado se llevaron a cabo ensayos en laboratorio sobre una bomba centrífuga con una velocidad específica de 0.47 y un intersticio rodete-voluta del 11.4%, instrumentada con transductores de presión piezoeléctricos, con el objeto de medir la

amplitud y la fase de las fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabes sobre un amplio número de posiciones a lo largo de la voluta y de los conductos de la bomba. Estas medidas se realizaron para 17 puntos de funcionamiento de la bomba, desde caudal nulo hasta un 160% del caudal nominal, a fin de mostrar el efecto del caudal sobre la magnitud y características del campo de fluctuaciones. Con la misma instrumentación también se realizaron ensayos de caracterización de las propiedades de reflexión sonora de la bomba desde su puerto de impulsión, cuyos resultados se emplearon para contrastar las predicciones de los dos modelos acústicos propuestos y seleccionar el más adecuado.

A continuación se procedió a desarrollar un programa general de cálculo que, incorporando un procedimiento para el modelo acústico de la bomba finalmente seleccionado, permite la variación iterativa de las propiedades básicas de las fuentes sonoras ideales, hasta llegar a identificar al grupo de fuentes que proporcionan el mejor ajuste posible entre el campo sonoro predicho y el conjunto de datos experimentales sobre fluctuaciones de presión. En cada caso la bondad del ajuste se ha evaluado por minimización de errores cuadráticos, mediante un coeficiente de determinación definido expresamente para esta aplicación.

Este programa general de cálculo se ha aplicado sistemáticamente sobre la bomba de ensayo para cada punto de operación, considerando distintos tipos y números de fuentes ideales. Los resultados indican que la emisión sonora a la frecuencia de paso de álabe se puede aproximar razonablemente a la de dos únicas fuentes ideales situadas en la zona más estrecha de la voluta, confirmando pues que el origen de la emisión estriba en la interacción fluidodinámica rodete-lengüeta. En el caso del rango del caudal nominal así como para caudales elevados, esas dos fuentes ideales son dos dipolos acoplados como un cuadripolo longitudinal, que emite sonido en fase con la pulsación hidráulica (pseudoruido) asociada al paso de los álabes frente a la zona de los dipolos. En cambio, en el caso de caudales menores del nominal esas dos fuentes ideales son monopolos acoplados como un dipolo, que emite sonido con una fase dependiente del vórtice de recirculación de la zona de salida de los canales del rodete. Como era de esperar, tanto a carga parcial como en sobrecarga la magnitud de emisión tiende a aumentar con el alejamiento respecto al caudal nominal de la bomba.

ABSTRACT

Flow through turbomachinery in general and in particular in centrifugal pumps, presents several non-stationary components, induced by different mechanisms, which produce noise excitation and vibrations. In most common centrifugal pumps noise generated at the so called blade passing frequency is really important, as a consequence of the flow-dynamic interaction between blades, impeller channels and volute, specially at the tongue area. The magnitude of this excitation, which is very geometry and flow dependent, can be excessive under certain operating conditions, and for this reason this phenomenon has a high technological and scientific interest.

The research here presented has as a general purpose the development of a tool and an accurate methodology to characterize the tonal noise generation at the blade passing frequency inside a given pump. The final purpose of the research is to identify and take into account the contribution of the flow-dynamic interaction between impeller and volute. This research has been divided into several complementary actuation lines, which are mentioned below.

At first it was created of a simple model for the acoustic field calculation inside pumps under the influence of one or more ideal acoustic sources (monopoles or dipoles). This acoustic model allows the arbitrary change of source positions, sound pressure (at blade passing frequency), and temporal emission phase of all the ideal sources, supposing in every case plane wave emission inside impeller channels, volute, diffuser, and external pipes. After considering two different acoustic models with different complexity, it was selected one of the models based on the volute division into several single elements, each one considered as a three port lineal acoustic system.

On the other hand, several tests were carried on in the laboratory over a centrifugal pump with Specific Speed of 0,47 , a gap of 11,4% between impeller and volute and fully equipped with piezoelectric pressure transducers to measure the fluctuation amplitude and phase at the blade passing frequency in several positions along the volute and pipes. These measures were taken over 17 different operating points in the pump, since null flow until 160% of the best efficiency flow-rate, to show the flow effect over the fluctuation field.

With the same instrumentation were also carried on several tests to characterize acoustic flow reflection properties for the pump from its output port, whose results were used to contrast with both of the acoustic model predictions to select the one most accurate.

Later, a general calculation software tool was programmed which included the selected acoustic model, and allowed the iterative variation of all the ideal acoustic sources properties, until a selected group of sources were capable to reach the best adjustment between predicted acoustic field and experimental data. In every case the most accurate adjustment were evaluated by means of a least-square error procedure, which was applied into a specific determination coefficient specially defined in this work.

This general calculation program has been applied systematically over the pump in every operating point, considering different kinds and numbers of ideal sources. Final results show that acoustic emission, at the blade passing frequency, can be reasonably approached with two single ideal acoustic sources at the volute narrowest area, showing that the acoustic emission is related to the flow-dynamic interaction between impeller and tongue. In this case, at the range of best efficiency flow-rate and high flows, these two sources are two coupled dipoles working like a lineal cuadripole, which emits sound in phase with hydraulic pulsation associated with the blade passing in front of the dipoles area. However, for flows below the best efficiency flow-rate, these two ideal sources are two coupled monopoles working like a dipole, which emits sounds with a phase dependent of the recirculation vortex in the channels impeller output areas. At low and high flow loads, the emission magnitude increases as much as the flow is different from the best efficiency flow-rate.

INDICE DE SÍMBOLOS.

Símbolos:

A	Amplitud de presión de onda acústica.
b	Anchura del rodete.
d	Diámetro de tubería.
c	Velocidad del sonido.
C_p	Coficiente adimensional de presión referenciado a la energía cinética del fluido a la salida del rodete.
C_w	Coficiente adimensional de potencia referenciado a la presión P_{REF} .
E	Módulo de elasticidad.
f	Frecuencia de la onda acústica.
F	Foco acústico.
fm	Frecuencia de muestreo.
fpa	Frecuencia de paso de álabe.
fpb	Frecuencia de paso de álabe.
g	Gravedad.
H_B	Altura de elevación efectiva de la bomba.
H_{th}	Altura de elevación teórica de la bomba.
H_{RES}	Curva resistente del circuito hidráulico.
H_n	Altura nominal de la bomba.
I	Intensidad sonora.
\bar{I}	Valor promedio del modulo de la intensidad sonora.
k	Número de frentes de onda por unidad de longitud.
K	Módulo de compresibilidad del fluido.
K_{REFLEX}	Coficiente de reflexión acústica ante un cambio volumétrico.
\dot{m}	Flujo másico.
P	Presión.
P_B	Fluctuación hidráulica de paso de álabe.
P_R	Parte real de la amplitud de presión.
P_I	Parte imaginaria de la amplitud de presión.

P_{exp}	Valor de presión obtenida en el laboratorio.
P_{expR}	Valor de presión obtenida en el laboratorio, parte real.
P_{expI}	Valor de presión obtenida en el laboratorio, parte imaginaria.
P_{REF}	Presión de referencia, debida a la energía cinética a la descarga del rodete.
\bar{P}_R	Media aritmética de la parte real de los 36 datos experimentales.
\bar{P}_I	Media aritmética de la parte imaginaria de los 36 datos experimentales.
Q	Caudal circulante.
Q_n	Caudal nominal de la bomba.
M_{eje}	Par motor suministrado a la bomba en su eje de rotación.
\vec{r}	Vector de posición.
$r(\varphi)$	Radio de la voluta en una posición angular φ .
r_s	Máximo valor del radio en la voluta.
r_t	Radio en el extremo de la lengüeta.
R_{xx}	Relación entre la onda incidente hacia la bomba y la reflejada.
R^2	Coefficiente de determinación.
S	Entropía del fluido.
S_T	Superficie de transmisión del medio.
S_x	Sección de paso en el punto x.
$S(\varphi)$	Sección en la posición angular φ .
t	Espesor de la tubería
$u_{+/-}$	Velocidad de avance de la onda acústica en el medio.
Rv	Radio de la voluta.
T_{xy}	Elemento de matriz de dispersión.
Tm	Magnitud temporal de las muestras.
U	Velocidad tangencial del rodete.
U_F	Incertidumbre de la magnitud F.
V	Velocidad absoluta del rodete.
V_u	Componente tangencial de la velocidad absoluta del rodete.
Vm	Velocidad meridiana.
W	Velocidad relativa del fluido sobre el rodete.
\dot{W}	Potencia específica.

\dot{W}_B	Potencia real absorbida por la bomba.
\dot{W}_{Alabes}	Potencia emitida en dirección de los canales del rodete.
\dot{W}_{th}	Potencia absorbida por el eje del rodete de la bomba.
z	Cota, altura.
z	Impedancia acústica.
Z	Impedancia acústica del medio.
Z_{CANAL}	Relación de sonido emitido desde el conducto de aspiración.

Símbolos en nomenclatura Griega:

α	Ángulo de la velocidad absoluta del rodete.
α_{REF}	Referencia de fases elegida en los datos del programa de cálculo.
β	Ángulo de la velocidad relativa del rodete.
β_F	Desfase angular de la onda emitida por el foco F.
ε	Coefficiente de emisión de sonido a través de los álabes.
η_H	Rendimiento hidráulico de la bomba.
η_o	Rendimiento orgánico de la bomba.
η_v	Rendimiento orgánico de la bomba.
λ	Longitud de onda.
θ	Desfase de la onda acústica.
ρ	Densidad del medio de propagación.
ω	Velocidad de giro del rodete.
ω_s	Velocidad específica de la bomba.

Subíndices:

1	Entrada del rodete.
2	Salida del rodete.
e	Entrada de la bomba.
s	Salida de la bomba.
i	Onda incidente.

r	Onda reflejada.
t	Onda transmitida.
u	Componente tangencial al rodete de las velocidades del fluido.
r	Componente radial al rodete de las velocidades del fluido.
+	Onda acústica incidente.
-	Onda acústica reflejada.

Abreviaturas:

CPD	Computational Fluid Dynamics.
Ec.	Ecuación.
Errc	Error cuadrático.
FFT	Transformada rápida de Fourier.
Fig.	Figura.
HP-VEE	Programa de adquisición de datos Hewlet-Packard.
SC	Superficie de control.
VC	Volumen de control.

INDICE.

INDICE DE SÍMBOLOS.	1
<i>Símbolos:</i>	<i>1</i>
<i>Símbolos en nomenclatura Griega:.....</i>	<i>3</i>
<i>Subíndices:.....</i>	<i>3</i>
<i>Abreviaturas:.....</i>	<i>4</i>
1 INTRODUCCIÓN.....	5
1.1 RUIDO FLUIDODINÁMICO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.	5
1.2 ANTECEDENTES.	8
1.3 OBJETIVOS Y METODOLOGÍA.	12
1.4 ESTRUCTURA DE LA MEMORIA.	15
2 FUNDAMENTOS Y ANTECEDENTES.	17
2.1 FLUJO EN BOMBAS CENTRÍFUGAS.	17
2.1.1 <i>Teoría básica de flujo unidimensional.</i>	<i>17</i>
2.1.2 <i>Pérdidas y curvas características.....</i>	<i>21</i>
2.1.3 <i>Efectos de flujo multidimensional en el rodete.....</i>	<i>25</i>
2.1.4 <i>Flujo en la voluta.....</i>	<i>32</i>
2.2 FLUJO NO ESTACIONARIO.	39
2.2.1 <i>Fenómenos de flujo no estacionario en bombas centrífugas.</i>	<i>39</i>
2.2.2 <i>Generación fluidodinámica de ruido acústico.</i>	<i>44</i>
2.2.3 <i>Perturbaciones a la frecuencia de paso de álabe.....</i>	<i>49</i>
2.3 ANTECEDENTES SOBRE LA EXCITACIÓN A LA FRECUENCIA DE PASO DE ÁLABE.	55
2.3.1 <i>Propiedades acústicas de las bombas centrífugas en circuitos.</i>	<i>55</i>
2.3.2 <i>Ensayos de medidas de fluctuaciones de presión en bombas.....</i>	<i>59</i>
2.3.3 <i>Estudios de visualización del flujo del flujo no estacionario.....</i>	<i>65</i>
2.3.4 <i>Modelado acústico de bombas centrífugas.</i>	<i>71</i>
3 MODELO ACÚSTICO DE BOMBAS CENTRIFUGAS.	77
3.1 TRANSMISIÓN ACÚSTICA COMO ONDA PLANA.	78
3.1.1 <i>Características generales de los campos sonoros.....</i>	<i>78</i>
3.1.2 <i>Propagación en conductos de sección variable.</i>	<i>82</i>
3.1.3 <i>Propagación ante un cambio brusco de sección.....</i>	<i>83</i>
3.1.4 <i>Propagación en un sistema de tres puertos.....</i>	<i>85</i>

3.2 PROPAGACIÓN ACÚSTICA EN EL INTERIOR DE LAS BOMBAS.....	88
3.2.1 Transmisión de sonido por la voluta.....	88
3.2.2 Propagación del sonido a través de los canales del rodete.....	90
3.2.3 Transmisión en la zona de la lengüeta.....	93
3.3 MODELOS ACÚSTICOS PROPUESTOS.....	97
3.3.1 Fuentes acústicas.....	98
3.3.2 Modelos de cálculo del campo sonoro. METODO 1.....	99
3.3.3 Modelos de cálculo del campo sonoro. METODO 2.....	102
3.3.4 Algoritmos de cálculo.....	107
3.3.5 Análisis comparativo entre ambos métodos.....	112
4 EQUIPO EXPERIMENTAL E INSTRUMENTACIÓN.	115
4.1 BOMBA Y BANCO DE ENSAYOS.	115
4.1.1 Bomba de ensayo.....	115
4.1.2 Banco de ensayos e instrumentación.....	120
4.1.3 Curvas características.....	125
4.1.4 Incertidumbre experimental.....	127
4.2 ADQUISICIÓN Y PROCESADO DE SEÑALES.	129
4.2.1 Instrumentación.....	129
4.2.2 Calibración de los transductores.....	134
4.2.3 Procesado FFT.....	135
4.2.4 Postprocesado de señales.....	137
5 RESULTADOS EXPERIMENTALES.	141
5.1 PROCEDIMIENTO PARA MEDIDA DE FLUCTUACIONES DE PRESIÓN EN VOLUTA.	141
5.2 DISTRIBUCIONES ESPECTRALES DE PRESIÓN.....	145
5.3 RESULTADOS A LA FRECUENCIA DE PASO DE ÁLABE.	149
5.3.1 Amplitudes de las fluctuaciones de presión.....	149
5.3.2 Desfases de las fluctuaciones de presión.....	151
5.3.3 Análisis comparativo con los rodets de 200 y 190 mm.....	153
5.4 EVOLUCIÓN TEMPORAL DE LA PRESIÓN INSTANTÁNEA.....	155
5.5 ENSAYOS DE TRANSMISIÓN SONORA EN CONDUCTO DE IMPULSIÓN.....	159
5.5.1 Reflexión sonora desde la descarga de la bomba.....	159
5.5.2 Reflexión sonora desde el circuito.....	163
5.6 CONCLUSIONES.....	165

6 RESOLUCIÓN NUMÉRICA DE LOS MODELOS ACÚSTICOS.....	167
6.1 PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DEL CAMPO SONORO EN LA VOLUTA.....	167
6.1.1 <i>Determinación del algoritmo de cálculo más adecuado.....</i>	168
6.1.2 <i>Predicciones de los modelos acústicos frente a los datos experimentales.....</i>	170
6.1.3 <i>Efecto del número de celdas de la voluta (METODO 2).....</i>	173
6.2 PROGRAMA GENERAL DE CÁLCULO.....	175
6.2.1 <i>Esquema del Programa General de Cálculo.....</i>	177
6.2.2 <i>Cálculo iterativo de Programa General de Cálculo.....</i>	178
6.2.3 <i>Procedimiento iterativo de búsqueda de la mejor solución posible.....</i>	180
6.2.4 <i>Coefficiente de determinación R^2.....</i>	181
7 PROPIEDADES DE LA EMISIÓN SONORA A LA FRECUENCIA DE PASO DE ÁLABE.	183
7.1 RESULTADOS DEL AJUSTE DE FUENTES SONORAS.....	183
7.1.1 <i>Fluctuación hidráulica de paso de álabes.....</i>	184
7.1.2 <i>Resultados para una fuente acústica.....</i>	188
7.1.3 <i>Resultados para dos fuentes monopolares.....</i>	193
7.1.4 <i>Resultados para dos fuentes, 2 Dipolos.....</i>	197
7.1.5 <i>Resultados para dos fuentes, 1 Dipolo y 1 Monopolo.....</i>	201
7.1.6 <i>Resultados para tres fuentes.....</i>	203
7.1.7 <i>Comparación de coeficientes de determinación.....</i>	205
7.2 INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	208
7.2.1 <i>Consideraciones Generales.....</i>	208
7.2.2 <i>Operación a caudal nominal.....</i>	210
7.2.3 <i>Operación con caudal mayor del nominal.....</i>	215
7.2.4 <i>Operación con caudal menor del nominal.....</i>	218
8 CONCLUSIONES.....	223
8.1 TRABAJO REALIZADO.....	223
8.2 CONCLUSIONES ESPECÍFICAS.....	225
8.2.1 <i>Conclusiones sobre las medidas experimentales en banco de ensayo.....</i>	225
8.2.2 <i>Conclusiones sobre la metodología de la simulación acústica.....</i>	227
8.2.3 <i>Conclusiones sobre la emisión acústica a la frecuencia de paso de álabe.....</i>	230
8.3 TRABAJOS FUTUROS.....	234

REFERENCIAS	237
ANEXO I	245
RESULTADOS EXPERIMENTALES	245
ANEXO II	251
INDEPENDENCIA DEL COEFICIENTE R^2 CON EL ORIGEN DE FASES.	251
ANEXO III	255
TABLAS DE AJUSTE DE LOS DIFERENTES ENSAYOS	255
<i>Resultados para una fuente monopolar</i>	256
<i>Resultados para una fuente dipolar</i>	256
<i>Resultados para dos fuentes monopolares</i>	257
<i>Resultados para dos fuentes dipolares</i>	258
<i>Resultados para dos fuentes, monopolo y dipolo</i>	259
<i>Resultados para tres fuentes, monopolares</i>	259
ANEXO IV	261
RESULTADOS DEL AJUSTE DE FLUCTUACIONES DE PRESIÓN CON 3 FOCOS	261
ANEXO V	269
RESULTADOS DEL AJUSTE DE FLUCTUACIONES DE PRESIÓN CON 2 FOCOS	269



1 INTRODUCCIÓN.

1.1 Ruido fluidodinámico de bombas centrífugas.

Las bombas rotodinámicas son las máquinas que se distinguen por transferir energía mecánica a un fluido, habitualmente líquido, mediante un elemento en rotación designado como impulsor o rodete. En este rodete se asientan o alojan unas paredes de contorno curvo denominadas álabes. Durante la rotación del rodete, se obliga al fluido circulante a discurrir por los canales delimitados por los álabes, de modo que se varía la cantidad de movimiento del fluido entre la entrada y la salida. Como topologías básicas de bombas se tienen:

- Bombas axiales, en las que la corriente entra y sale del rodete siendo nula la componente en la dirección radial. A estas bombas les corresponden valores altos del parámetro conocido como velocidad específica y son apropiadas para la circulación de grandes caudales de fluido con aportaciones pequeñas de energía específica (habitualmente caracterizada esta energía como “altura de elevación”, es decir energía por unidad de peso de fluido a través de la máquina).
- Bombas centrífugas (ver figura 2-1), en las que la entrada al rodete es axial pero la salida es radial, siendo a la salida nula o casi nula la componente axial de la velocidad. A las bombas centrífugas les corresponden valores pequeños de velocidad específica, es decir pequeños caudales y grandes alturas de elevación.

Ambos tipos de bombas se utilizan frecuentemente en la industria y en la ingeniería, pudiendo adoptar en la práctica formas constructivas, tamaños y potencias muy diversos. Las prestaciones hidráulicas de referencia de las bombas en general y de las bombas centrífugas en particular, son:

- Capacidad para hacer circular distintos caudales de fluido proporcionándole al fluido una cierta altura de elevación, tendiendo esta altura a disminuir a medida que aumenta el caudal.
- Rendimiento de la bomba, entendiendo por rendimiento la relación entre la potencia mecánica aportada al fluido y la potencia consumida por la bomba.
- Características de aspiración.

Pero además de estas prestaciones hidráulicas, también hay otras especificaciones técnicas de importancia, como son los niveles de ruido y vibración a que da lugar una máquina. Por ejemplo, es habitual la aplicación de normativas como las de API (American Petroleum Institute), que suponen unos niveles máximos admisibles de vibración según categorías. En la práctica las bombas siempre presentan in cierto estado de vibración y ruido al que pueden contribuir fuentes de excitación puramente mecánicas (deslizamientos, imperfecciones en cojinetes, etc.), eléctricas (del motor de accionamiento), y de especial interés para esta investigación las hidráulicas o fluidodinámicas, estando estas últimas asociadas al propio flujo circulante a través de la máquina. En efecto, inevitablemente estos flujos presentan una serie de componentes no estacionarias que se traducen por un lado en una carga dinámica actuante sobre los contornos internos de las bombas, a los que la máquina responde en forma de vibración con emisión de ruido hacia el exterior, y por otro lado en perturbaciones en la corriente que se pueden propagar hacia las conducciones del sistema hidráulico a la velocidad del sonido.

Existen varios mecanismos de excitación de componentes no estacionarios en el flujo a través de las bombas centrífugas (ver apartado 2.2.1). En unos casos se trata de mecanismos que dan lugar a una excitación de banda ancha, como es la turbulencia de la corriente y en particular la que se genera a lo largo de las capas límites sobre los contornos o desde las zonas de separación de flujo (bordes de ataque con desprendimiento y estelas).

En otros casos se trata de mecanismos de excitación discreta, es decir, que inducen perturbaciones periódicas a frecuencias bien definidas. Entre estos últimos destacan los fenómenos de interacción fluidodinámica rotor-estator (o rodete-voluta) asociados a la frecuencia de rotación (por ejemplo debido a defectos geométricos o de montaje), pero sobre todo, destacan los asociados a la frecuencia de paso de álabe (igual al número de confrontaciones por unidad de tiempo de los álabes del rodete frente a una posición de referencia del estator). Estos últimos son consecuencia de la distribución no uniforme del flujo relativo que sale de cada canal del rodete, pues desde el estator se percibe como un flujo cambiante pero que se repite con cada paso de álabe.

En general, la magnitud de la excitación (y de la respuesta en forma de nivel de ruido y vibración) para una determinada máquina, es función de su punto de operación (caudal circulante) y del circuito hidráulico en donde esté instalada la bomba, debido a los efectos de acoplamiento mecánico y acústico. En muchos casos los niveles de ruido y vibración podrán resultar admisibles, pero para determinadas circunstancias (por ejemplo si se tiene resonancia acústica con alguna de las frecuencias de excitación), esos niveles se pueden incrementar y alcanzar valores inadmisibles para una operación adecuada y segura del sistema (ver **Rzentkowski et al. (1993)**).

En consecuencia, existe un gran interés por parte de los fabricantes por la predicción en fase de diseño de los niveles de excitación fluidodinámica que podrán tener lugar en el seno de las máquinas bajo distintos puntos de operación, como primer paso para evaluar la respuesta del sistema acoplado bomba-circuito. Este interés por parte de la industria se produce sobre todo para máquinas de gran tamaño y potencia, que se diseñan y se fabrican bajo pedido en series muy cortas.

Sin embargo, la complejidad de los fenómenos involucrados hace que aún hoy no se disponga de herramientas o guías de diseño fiables. De hecho, el conocimiento de los mecanismos de excitación fluidodinámica y la cuantificación de las perturbaciones que originan suponen objetivos de gran interés científico además del puramente tecnológico dentro del campo de las bombas centrífugas y en general de las turbomáquinas (**Cooper (1996)** y **Gopalakrishnan (1999)**).

1.2 Antecedentes.

Ante la incidencia de los fenómenos de excitación fluidodinámica en el comportamiento y prestaciones técnicas de las bombas centrífugas, se han emprendido numerosas investigaciones en esa línea bajo diferentes líneas de actuación. En este apartado se presenta una breve perspectiva general de dichos estudios, dejándose para el siguiente capítulo (apartados 2.2 y 2.3) una descripción más detallada del actual estado de conocimiento. A continuación se detallan aquellos antecedentes que han servido como punto de partida para el inicio de las investigaciones y como referencia general:

- Particularizando para las bombas centrífugas, los principales fenómenos de excitación fluidodinámica están ligados a la frecuencia de paso de álabe y a sus armónicos. Fruto de estas excitaciones, se produce una modificación en el flujo a la salida del rodete, apareciendo un flujo relativo con distribución no uniforme y teniendo una modulación determinada debido a la sucesión de los canales, **Guelich y Bolleter (1992)**.
- Las principales causas que originan la no uniformidad del flujo en el interior de la bomba son:
 - Flujo de desplazamiento: El flujo de desplazamiento es un flujo giratorio en sentido contrario de la rotación del rodete y aparece debido a la resistencia del fluido de adoptar el momento cinético angular al que le somete el rodete.
 - Capas límite: Desarrolladas debido a la viscosidad del fluido, principalmente en las paredes de los álabes.
 - Separación de flujo: Cuando la bomba se opera a carga parcial se produce separación de la corriente respecto a la cara de succión ya desde el borde de ataque de los álabes del rodete. Este fenómeno tiende a compensar el efecto del flujo de desplazamiento.
- Las perturbaciones percibidas en la voluta tienen una mayor intensidad cuanto más cerca del rodete se encuentra el punto de medida, aunque también están bastante condicionadas por la presencia de contornos cerca del rodete, **Dong et al. (1992)**.

-
-
- En particular para el caso de bombas centrífugas con voluta (sin difusor de aletas), la magnitud de perturbación es máxima en la zona estrecha de la voluta, pero con una amplitud de fluctuación muy dependiente del punto de funcionamiento de la bomba. Esta alta perturbación registrada en la zona estrecha de la voluta, aparece con mayor o menor intensidad a todos los caudales en los que puede funcionar la bomba y es signo inequívoco de interacción fluidodinámica que existe entre el rodete y la voluta. En general las perturbaciones mínimas se registran a caudal nominal, con incrementos progresivos a medida que el punto de operación se aleja del punto de operación nominal, **Parrondo et al. (1996), Parrondo et al. (2002b)**.
 - De acuerdo con diversos estudios, se puede concluir que el conjunto de fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabe es básicamente la combinación de dos fenómenos:
 - Fluctuaciones hidráulicas que se desplazan por la voluta a la velocidad de rotación del rodete (pseudosonido) y tienen un radio de influencia limitado. Principalmente se atribuyen al paso de los álabes del rodete por los diferentes puntos de la voluta.
 - Fluctuaciones acústicas. Se desplazan a la velocidad del sonido, pueden propagarse a largas distancias y afectar a otras áreas del sistema. Se atribuyen a la interacción de los contornos fijos y móviles de la bomba. Estas fluctuaciones tienen mucha importancia por lo que se les dedica especial atención en este trabajo.
 - Los estudios realizados sobre máquinas radiales en general, **Neise (1992)**, y en particular sobre bombas centrífugas, **Chu et al. (1995b)** y **Parrondo et al. (2002b)**, muestran que la principal fuente de emisión sonora a la frecuencia de paso de álabes se sitúa en el entorno de la lengüeta. Esta emisión es consecuencia principalmente de la interacción del flujo relativo no uniforme de salida del rodete con las especiales características de contorno de la zona de la lengüeta, donde se producen fuertes cambios de velocidad y presión entre las zonas ancha y estrecha de la voluta. Principalmente esta interacción se intensifica cuando la bomba opera fuera de su punto de diseño.

-
-
- En concreto **Chu et al. (1995b)** relacionaron la emisión sonora con la incidencia sobre la lengüeta de los trenes de vórtices desprendidos desde la estela de los álabes, cuando el intersticio rodete-lengüeta era suficientemente pequeño. Ese mecanismo descrito no afectaría cuando los intersticios fueran de tamaño medio o grandes, a pesar de que en estas condiciones se siguen produciendo fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabe.
 - Entre los estudios experimentales sobre el fenómeno de emisión sonora a la frecuencia de paso de álabe, se pueden destacar los de **Dong et al. (1997)** y **Morgenroth y Weawer (1998)**. En estos estudios se relacionan los fenómenos de emisión sonora a la frecuencia de paso de álabe con las formas geométricas del entorno de la lengüeta, en particular con el intersticio radial. Otros autores como **Hasegawa et al. (1990a)** o **Kaupert y Staubli (1999)**, estudiaron el campo de fluctuaciones en el interior de las bombas y la propagación a través del propio rodete. **Talha et al. (2002)** compararon la emisión y propagación a la frecuencia de paso de álabe particularizando para los casos en los que el fluido a impulsar fuese agua o aire y comparando las diferencias.
 - Otras líneas de actuación se centraron en el estudio de la interacción con el circuito de las emisiones desde las bombas, **Bolleter (1993)**, **Morgenroth y Weawer (1998)** y **Longatte y Kueny (1999)**, mostrando que bajo determinadas condiciones el acoplamiento máquina-circuito puede afectar a la magnitud y a las características de la generación acústica.
 - Desde el punto de vista de modelizado teórico de la generación tonal de ruido, con vistas a la predicción de la magnitud de excitación y de las pulsaciones originadas a la frecuencia de paso de álabe, se han propuesto varios métodos bajo distintas hipótesis y con diversos grados de dificultad de cálculo. No obstante, en general, los grados de acierto en los modelos planteados han sido poco satisfactorios, **Timouchev y Turret (2002)**. Los principales problemas encontrados han sido la complejidad de las geometrías de interés y la complejidad del propio flujo a través de las bombas.

- La tendencia actual es el uso de métodos basados en la analogía acústica de **Lighthill (1952)**, en la que se adopta la simplificación de suponer que el campo fluidodinámico y acústico están desacoplados, de modo que el modelizado se puede efectuar en dos pasos:
 - En un primer lugar se efectúan cálculos fluidodinámicos para flujo incompresible no estacionario a través de la máquina, por ejemplo mediante un código CFD de volúmenes finitos o mediante un método de vórtices discretos. De estos cálculos se derivarán los términos fuente de la generación acústica, por ejemplo a partir de las fuerzas no estacionarias sobre los contornos.
 - En segundo lugar se realiza el cálculo del campo acústico, por ejemplo mediante un método de elementos de contorno, **Langthjem y Olhoff (2004b)**.

Estos métodos son de gran interés pues permiten un acercamiento razonable a la naturaleza de la generación del ruido tonal e incluso pueden predecir tendencias similares a las observaciones experimentales, por ejemplo respecto a las variaciones geométricas **Langthjem y Olhoff (2004b)**. Sin embargo su aplicación como herramientas de diseño solo es orientativa y de hecho la fiabilidad de las predicciones empeora a medida que el punto de operación se aleja del caudal nominal, que es cuando la generación de ruido a la frecuencia de paso de álabe resulta ser más acusada.

1.3 Objetivos y metodología.

A la vista del interés por caracterizar la excitación tonal en bombas centrífugas y de las dificultades para su modelizado teórico, para la presente investigación se planteó como propósito general, el desarrollo de una metodología de estudio alternativa para identificar y cuantificar la contribución de la interacción fluidodinámica rodete-voluta de una bomba dada, para la que se dispusieran de algunos datos experimentales. En concreto se propuso el objetivo de poder caracterizar las propiedades de generación y emisión acústica a la frecuencia de paso de álabes en el interior de las bombas como consecuencia de dicha interacción. Así mismo se propuso la aplicación de esa metodología sobre una bomba real, y así estudiar la dependencia del fenómeno de generación tonal respecto al punto de funcionamiento de la máquina, es decir, respecto al caudal de agua circulante.

Para alcanzar estos objetivos se planteó una metodología articulada en tres líneas de actuación:

- Proposición de un modelo acústico para el interior de la bomba que sea simple, es decir, que requiera tiempos de cálculo pequeños (pues se pretende que dichos cálculos sean iterativos). Como hipótesis simplificadoras, en dicho modelo se planteó considerar la presencia de una o más fuentes puntuales ideales (monopolos o dipolos), con propiedades arbitrarias de posición, potencia sonora (a la frecuencia de paso de álabe) y fase temporal de emisión. Así mismo se admitió que estas fuentes originarían frentes de onda planos a lo largo de los canales del rodete, de la voluta, del difusor de salida y de las conducciones, tanto en la dirección positiva como en la negativa. Sin embargo las predicciones del campo sonoro han de ser suficientemente precisas, por lo que se han de tener en cuenta los distintos fenómenos que afectan a la transmisión acústica por las bombas, si bien se puede asumir cierta independencia entre esta transmisión y los valores locales del campo fluidodinámico, que no son conocidos, en virtud de la analogía aeroacústica. Entre los principales fenómenos de propagación acústica a contemplar figuran:
 - Divergencia acústica a lo largo de la voluta (por variación de sección de paso).
 - Intercambio de frentes sonoros entre la voluta y los canales del rodete.

- Fenómenos de reflexión y transmisión sonora para los frentes de onda a lo largo de la voluta que alcanzan la posición angular de la lengüeta.
- Emisión de ruido hacia los conductos de aspiración e impulsión de la bomba.

Por lo tanto para este modelo acústico hubo de elaborarse un algoritmo de cálculo específico del campo sonoro en el interior de la bomba, que pudiese originar predicciones contrastables con datos experimentales.

- Ensayo en laboratorio de una bomba centrífuga dada. En concreto se planteó la medida de las fluctuaciones de presión existentes a lo largo de la voluta (alrededor de la salida del rodete), así como las perturbaciones transmitidas al circuito. Para ello se propuso emplear una bomba centrífuga convencional disponible en laboratorio, con una velocidad específica de 0.46 y un intersticio rodete-voluta del 11.4%, que habría de ser convenientemente instrumentada con transductores de presión de respuesta rápida, de modo que el análisis espectral de las señales de cada sensor permitiese obtener la amplitud y la fase de las fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabes para cada uno de los puntos de medida. Se planteó que estos ensayos se repitieran para diferentes puntos de funcionamiento de la bomba, desde caudal nulo hasta un caudal suficientemente superior al de máximo rendimiento, a fin de que los datos experimentales mostrasen el efecto del punto de operación sobre la magnitud y características del campo de fluctuaciones.
- Determinación de los parámetros de las fuentes puntuales que componen el modelo acústico simple propuesto, mediante la comparación entre sus predicciones y los datos experimentales recogidos para cada punto de funcionamiento. Para ello se planteó el desarrollo de un Programa General de Cálculo que incorpore:
 - Un procedimiento de cálculo del campo sonoro basado en el modelo de propagación acústica a través de la bomba, suponiendo unas fuentes sonoras ideales de parámetros conocidos, y añadiendo además la contribución de las fluctuaciones hidráulicas (o pseudoruido), bajo hipótesis razonables.

- Un procedimiento de modificación iterativa de los valores de cada uno de los parámetros de las fuentes, en sentido positivo o negativo. Esa modificación iterativa será función del resultado de las predicciones del campo sonoro obtenidas y mejorará el ajuste de los datos experimentales con las predicciones, hasta llegar al ajuste óptimo, caracterizado éste por un coeficiente estadístico de regresión (método de mínimos errores cuadrados).

La identificación de los parámetros de las fuentes sonoras en la bomba para cada caudal circulante ha de permitir cuantificar las características de la emisión acústica resultante en cada caso y mostrar el efecto de la interacción entre rodete y voluta sobre dicha generación de ruido, que es el propósito ulterior de esta investigación.

1.4 Estructura de la memoria.

Esta memoria ha sido dividida en 8 Capítulos y 4 anexos que muestran con detalle los resultados de las investigaciones realizadas. Sus contenidos son los siguientes:

- En el Capítulo 2 se detallan los principios básicos del funcionamiento de bombas centrífugas, las características de los flujos existentes en las bombas y los principales fenómenos de excitación que se producen en las mismas. También recoge la bibliografía relacionada más importante hasta la fecha en donde se muestran las diferentes líneas de investigación seguidas por otros autores.
- El Capítulo 3 define los métodos de transmisión acústica más importantes, particularizando especialmente para el caso de recintos cerrados, y finalmente se presentan los modelos acústicos desarrollados para la predicción del campo acústico en el interior de una bomba centrífuga.
- El Capítulo 4 presenta los ensayos experimentales llevados a cabo sobre la bomba centrífuga disponible en el laboratorio para los distintos caudales ensayados. También se ofrece una descripción de la instrumentación empleada, cadena de medida, proceso de ensayo y valor de la incertidumbre.
- El Capítulo 5 muestra los resultados obtenidos durante las pruebas sobre la bomba de ensayos, con las representaciones gráficas correspondientes para facilitar la percepción de los resultados. En este capítulo también se incluyen los ensayos prácticos definidos para la comprobación de la validez de los modelos acústicos.
- El Capítulo 6 presenta la forma práctica de la aplicación del modelo acústico definido sobre la herramienta informática desarrollada, Programa General de Cálculo. Se describe la estructura de la aplicación informática y se muestran los diversos módulos de los que se compone.
- El Capítulo 7 muestra los resultados de las simulaciones realizadas y finalizar con las conclusiones fluidodinámicas de los resultados obtenidos.
- Finalmente el Capítulo 8 muestra todas las conclusiones obtenidas del trabajo realizado, añadiendo las posibles futuras vías de investigación.



2

2 FUNDAMENTOS Y ANTECEDENTES.

2.1 Flujo en bombas centrífugas.

2.1.1 Teoría básica de flujo unidimensional.

Las bombas son las máquinas encargadas de realizar una transferencia de la energía mecánica disponible en un eje en rotación (accionado a su vez por un motor eléctrico, térmico o de otra naturaleza) a un fluido, típicamente en fase líquida, que está en circulación continua a través de la máquina. Se admite pues que el flujo es incompresible (densidad constante) a efectos del proceso de transferencia energética (aunque no a efectos de la propagación de perturbaciones acústicas). El fluido por tanto dispone en la salida de un estado energético más elevado que en la entrada, cuantificado habitualmente con la llamada altura de energía, que comprende la presión estática, la energía cinética y la energía potencial gravitatoria, expresadas en términos de energía específica como energía por unidad de peso de fluido que pasa por la bomba. La diferencia de altura de energía del fluido entre la salida y la entrada de la bomba, que representa la altura de energía aportada por la bomba, recibe el nombre de altura de elevación H_B :

$$H_B = H_{sal} - H_{ent} = \frac{P_{sal} - P_{ent}}{\rho g} + \frac{v_{sal}^2 - v_{ent}^2}{2g} + z_{sal} - z_{ent} \quad \text{Ec. 2-1}$$

La altura de elevación que una bomba dada es capaz de transmitir al fluido depende del caudal circulante, el cual puede variar entre 0 y un cierto caudal máximo. También la potencia consumida por la bomba (la que absorbe del motor de accionamiento) y el rendimiento (relación entre la energía entregada al fluido y la energía consumida) son función del caudal en circulación. La representación gráfica de la altura de elevación, la potencia consumida y el rendimiento de la bomba en función del caudal se denominan curvas características de la bomba. El caudal efectivo bombeado en cada caso (punto de funcionamiento de la bomba) es aquél para el que la altura de elevación de la bomba se ajusta a la altura de energía demandada por el circuito de bombeo, la cual es una función creciente del caudal.

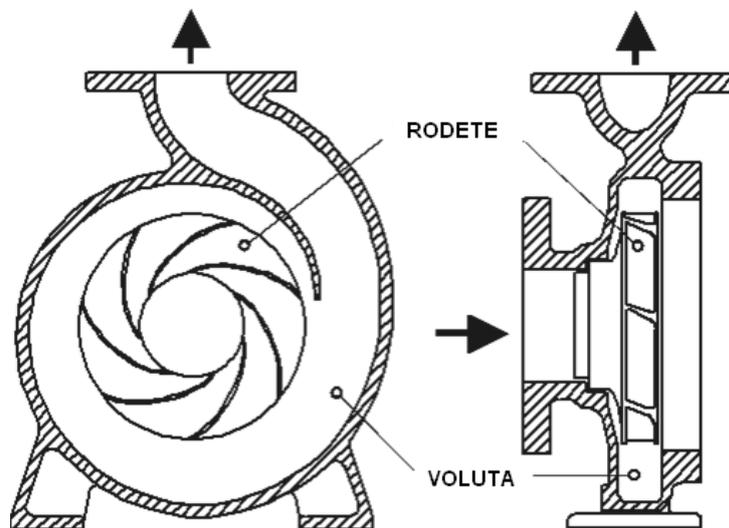


Fig. 2-1. Esquema detallado de bomba centrífuga.

El elemento de las bombas que realmente da lugar a la transferencia de energía es el impulsor o rodete, que es un cuerpo en rotación que impulsa al fluido a través de unos canales delimitados por álabes. En el caso de las bombas centrífugas estos álabes están dispuestos sobre un disco (acoplado al eje) y, opcionalmente, limitados por una cubierta exterior con forma de embudo, de modo que el fluido entra al rodete en la dirección axial (por el ojo del embudo) y sale en la dirección radial, experimentando así un aumento en su momento cinético. El fluido que sale del rodete suele disponer de una alta energía cinética, que puede ser parcialmente transformada en presión mediante un tramo difusor

axisimétrico, con o sin aletas guía. Posteriormente el fluido puede ser dirigido hacia un nuevo rodete en máquinas multietapa, o muy habitualmente, puede ser recogido por una conducción de sección creciente, denominada voluta, que va rodeando la periferia del rodete, dirigiendo finalmente el fluido hacia la tubería de impulsión a través de un último tramo difusor (Fig. 2-1).

Si se desprecia el espesor de los álabes y se consideran uniformes y estacionarias las distribuciones de la velocidad de la corriente tanto en la sección de entrada como en la de salida del rodete (teoría de flujo unidimensional), la aplicación del teorema de variación del momento cinético del flujo para un volumen de control que comprenda al rodete, **White (2003)**, conduce a establecer que la potencia que el rodete absorbe de su eje de accionamiento ha de verificar:

$$\dot{W}_{th} = \rho Q (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \quad \text{Ec. 2-2}$$

Donde Q es el caudal circulante, U es la velocidad tangencial del rodete o velocidad de arrastre, V_u es la componente tangencial de la velocidad absoluta y los subíndices 1 y 2 designan respectivamente las secciones de entrada y salida del rodete. Expresando esta potencia en términos de energía específica, se da lugar a la llamada ecuación de Euler de las turbomáquinas, en la que H_{th} representa la altura de elevación teórica de la bomba:

$$H_{th} = \frac{1}{g} (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}) \quad \text{Ec. 2-3}$$

La ecuación Ec. 2-3 se puede expresar alternativamente como:

$$H_{th} = \frac{1}{2g} (V_2^2 - V_1^2) + \frac{1}{2g} (U_2^2 - U_1^2) + \frac{1}{2g} (W_1^2 - W_2^2) \quad \text{Ec. 2-4}$$

La ecuación Ec. 2-4 indica que la altura teórica se puede expresar como la suma del incremento de energía cinética a través del rodete (primer término del segundo miembro) más otros dos términos que, en conjunto, representan el incremento de presión estática, y

que están asociados respectivamente a las fuerzas centrífugas y a la difusión de la corriente relativa a través del rodete. Así pues la ganancia de presión estática resulta tanto mayor cuanto más pequeña sea la velocidad relativa en la salida y, sobre todo, cuanto más grande sea el radio de salida del rodete. Por otro lado, para un rodete dado y una velocidad angular de rotación dada la altura de elevación conseguida por la bomba es independiente de la densidad del fluido bombeado.

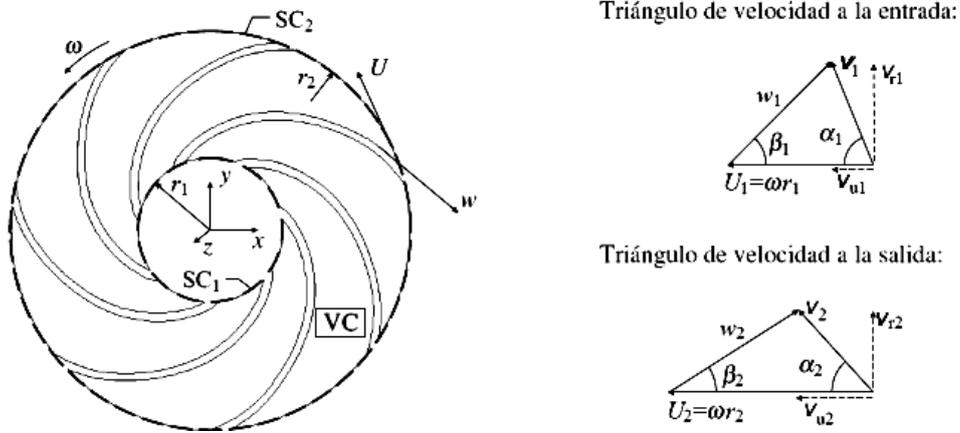


Fig. 2-2. Triángulos de velocidad absoluta, relativa y de arrastre en la entrada y en la salida de un rodete centrífugo.

Por razones de capacidad de aspiración y de sencillez constructiva, muy a menudo la corriente que entra en el rodete carece de componente tangencial (es decir, $V_{u1}=0$). Incluso se suele disponer de una o más aletas fijas de anti-prerrotación justo delante del rodete para impedir la auto-generación de componentes tangenciales de velocidad, **Jekat (1986)**. En tal caso, teniendo en cuenta los triángulos de velocidades de la Fig. 2-2 y que la componente radial de la velocidad en la salida del rodete es igual al caudal dividido entre la sección de salida S_2 , la ecuación 2-3 se puede expresar también como:

$$H_{th} = \frac{1}{g} U_2 V_{u2} = \frac{1}{g} U_2 (U_2 - V_{2m} \cot \beta_2) = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 Q}{g \tan \beta_2 S_2} \quad \text{Ec. 2-5}$$

Donde β_2 es el ángulo de la velocidad relativa a la salida del rodete respecto a la dirección tangencial. Este ángulo β_2 tiende a ser algo más pequeño que el ángulo β'_2 que forma el

borde de salida de los álabes del rodete respecto a la dirección tangencial, debido al llamado efecto de deslizamiento. El efecto del deslizamiento es tanto más acusado cuantos menos álabes tiene el rodete, necesitándose de un número de álabes mínimo para asegurar un guiado de la corriente razonable a través del rodete.

2.1.2 Pérdidas y curvas características.

La ecuación Ec. 2-5 indica que la relación existente entre la altura de elevación teórica de una bomba y el caudal circulante es lineal, es decir, con una pendiente que puede ser positiva, negativa o cero ya sea el ángulo β_2 mayor, menor o igual a 90° . Sin embargo en la práctica, la altura de elevación efectiva de la bomba H_B , Ec. 2-1, resulta más pequeña que la altura teórica H_{th} de las ecuaciones Ec. 2-3 y Ec. 2-5, debido a la transformación parcial de la altura de energía mecánica del fluido en energía interna (es decir, en calor), transformación que se acostumbra a englobar bajo el nombre de pérdidas hidráulicas, **Neumann (1991)**. Las pérdidas hidráulicas que sufre el flujo en su paso a través de la máquina comprenden:

- **Pérdidas viscosas de capa límite** sobre las paredes de los canales del rodete, sobre la superficie interna de la voluta, e incluso en los tramos de conducto de entrada y salida de la bomba. En general aumentan con el caudal.
- **Pérdidas por separación del flujo** en las estelas de los álabes del rodete, en las de las aletas directrices del difusor, etc. En general aumentan con el caudal.
- **Pérdidas por choque**: son las producidas ante cambios bruscos de dirección y posible separación del flujo desde el borde de ataque de los álabes, de las aletas directrices o del extremo de la voluta (lengüeta) cuando el ángulo de incidencia de la corriente relativa es diferente del ángulo de orientación de los álabes, aleta o lengüeta respectivamente. En general la dirección de la corriente relativa es una función monótona del caudal (ver Fig. 2-3), de modo que sólo hay un caudal, denominado caudal de diseño o caudal nominal, para el que coinciden la dirección de la corriente con la orientación de cada contorno, resultando en pérdidas por choque nulas. Cuanto más alejado se encuentra el caudal circulante de ese caudal

de diseño, bien por arriba o bien por abajo, tanto mayores resultan las pérdidas por choque.

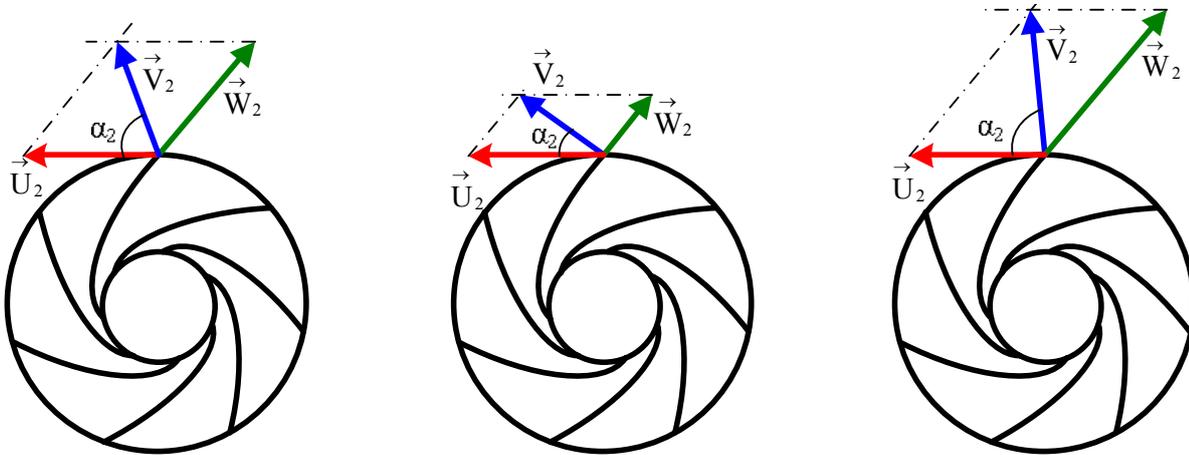


Fig. 2-3. Triángulos de velocidad a la salida de un rodete centrífugo para distintos caudales (caudal creciente de izquierda a derecha.).

La relación entre la altura de elevación efectiva H_B y la altura teórica H_{th} determina el llamado rendimiento hidráulico de la bomba, η_H . Aunque, de acuerdo con la ecuación 2-5, la mayor altura teórica correspondería a álabes con ángulos $\beta_2 > 90^\circ$ (llamados álabes curvados hacia delante), en la práctica se acostumbran a emplear álabes curvados hacia atrás, es decir, con $\beta_2 < 90^\circ$ (típicamente en el rango de 25° - 40°), porque con los primeros la altura teórica conseguida es sobre todo en forma de energía cinética, la cual resulta luego difícil de transformar en altura de presión sin grandes pérdidas energéticas. Por otro lado los álabes curvados hacia atrás facilitan el guiado de la corriente relativa a través del rodete. Es decir, para ellos el efecto de deslizamiento resulta menos acusado y es suficiente un pequeño número de álabes, con lo que se reducen las pérdidas viscosas de pared en comparación con los rodetes de álabes curvados hacia adelante. En suma, los álabes curvados hacia atrás son los que permiten conseguir mayores valores de rendimiento hidráulico η_H . Por otro lado las curvas de altura-caudal con álabes curvados hacia delante acostumbran a presentar amplios tramos de la curva con pendiente positiva, motivo por el que resultan muy proclives a presentar problemas de inestabilidad de operación, **Kittredge (1985)**.

Todo ello conduce a que las curvas características reales de altura de elevación frente a caudal tienen aspecto de parábola invertida, con el máximo situado en el entorno del caudal nulo, Fig. 2-4. El punto de máximo rendimiento marca el denominado caudal nominal de la bomba, Q_n , y la altura proporcionada a ese caudal, H_n , se denomina la altura nominal de la bomba. La intersección de la curva resistente del circuito, H_{RES} y la curva real de la bomba H proporcional el punto de funcionamiento de la bomba.

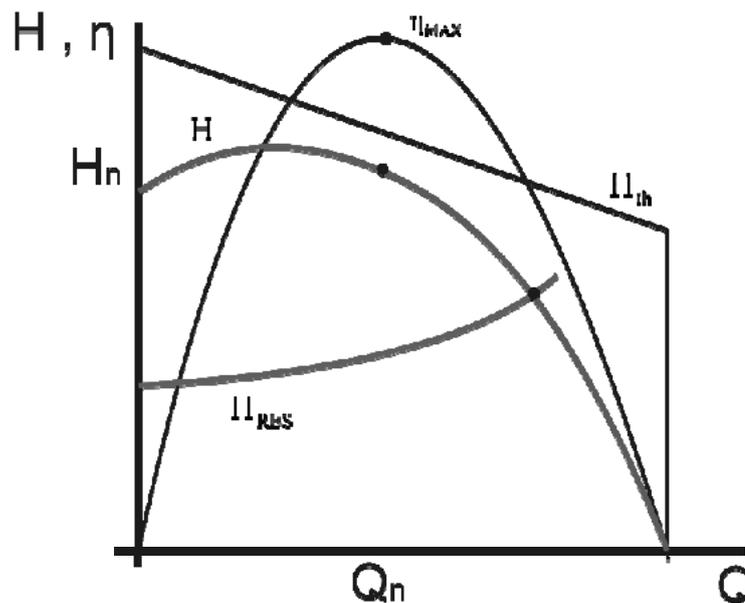


Fig. 2-4. Curvas características teóricas y reales. Curva de rendimiento y Curva resistente del circuito.

Por su parte, la potencia real absorbida por la bomba en su eje de accionamiento resulta superior a la indicada por la ecuación 2-2 debido a los siguientes factores, **Neumann (1991)**:

- **Caudal de fuga:** parte del caudal impulsado a través del rodete regresa desde la zona de la voluta a la zona de aspiración de la bomba a través de los intersticios laterales entre la cubierta del rodete y la carcasa, con lo que el caudal Q bombeado al circuito es menor que el caudal sobre el que se gasta energía. La relación entre ambos caudales da pie a la definición del llamado rendimiento volumétrico η_v . Estas pérdidas son tanto mayores cuanto mayor es la presión de servicio, es decir, cuanto menor es el caudal.

- **Pérdidas orgánicas:** son las pérdidas de energía atribuidas al rozamiento viscoso en los discos, debido al fluido alojado entre las caras laterales del rodete y las superficies internas de la carcasa, y a las pérdidas mecánicas en cojinetes, en empaquetaduras o sellos mecánicos, etc. Estas pérdidas dan pie a la definición del rendimiento orgánico η_o .

Así pues la potencia real absorbida por la bomba (igual al par de accionamiento por la velocidad angular de rotación) se relaciona con la potencia teórica de la ecuación 2-2 mediante:

$$\dot{W}_B = M_{\text{ eje }} \omega = \frac{\dot{W}_{th}}{\eta_V \eta_O} \quad \text{Ec. 2-6}$$

Y el rendimiento total de la bomba resulta ser:

$$\eta_B = \frac{\rho g Q H_B}{\dot{W}_B} = \eta_V \eta_O \eta_H \quad \text{Ec. 2-7}$$

Dados unos valores nominales de caudal, altura de elevación y velocidad de accionamiento, la teoría de análisis dimensional justifica que las formas geométricas de las bombas que permiten obtener el mejor rendimiento posible están asociadas a un valor concreto del número adimensional conocido como velocidad específica, **Neumann (1991)**, la cual se define en función de dichas variables como:

$$\omega_S = \frac{\omega Q^{1/2}}{(g H_B)^{3/4}} \quad \text{Ec. 2-8}$$

Por ello en la práctica las bombas centrífugas que se hayan diseñado para conseguir la máxima eficiencia (que es lo normal, aunque en ocasiones se puedan primar otros condicionantes) al operar con una cierta velocidad específica, tienen formas geométricas muy similares. Es pues suficiente indicar la velocidad específica de una bomba para caracterizar su geometría.

2.1.3 Efectos de flujo multidimensional en el rodete.

Aunque la teoría de flujo unidimensional esbozada en el apartado 2.1.1 es útil para describir el proceso de transferencia energética que tiene lugar en las bombas, el flujo real está sujeto a varios fenómenos que le confieren un carácter de flujo plenamente tridimensional. Los fenómenos más relevantes son:

- **Deslizamiento:**

La corriente de fluido a través del rodete es obligada a girar con él, impulsada por las caras de presión de los álabes. Sin embargo la corriente guarda tendencia a no variar el momento cinético de las partículas, generándose en cada canal del rodete una cierta rotación en sentido inverso a la del rodete. Bajo la consideración ideal de flujo potencial no viscoso, el flujo a través del rodete se puede expresar como la combinación de: (**Brennen (1994)**)

- un flujo principal con vorticidad nula (que correspondería a una velocidad de rotación nula).
- un flujo secundario, relativo al rodete en rotación, que llegaría al rodete con una vorticidad igual al doble de la velocidad angular del rodete pero en sentido negativo (Fig. 2-5).

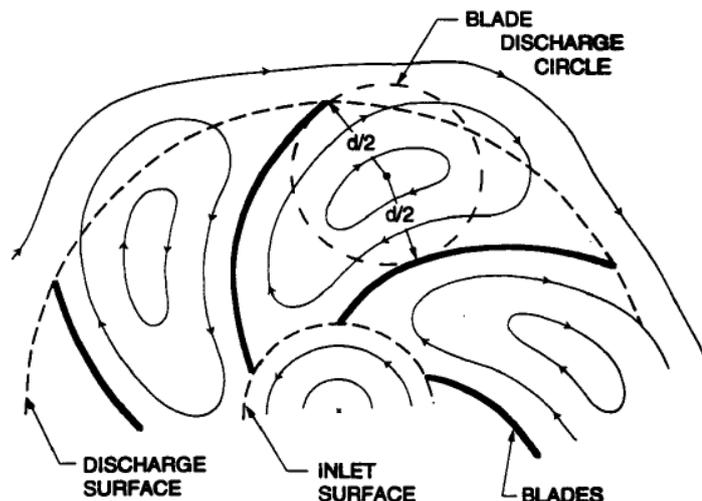


Fig. 2-5. Componente de desplazamiento del flujo no viscoso en un rodete centrífugo, **Brennen (1994)**.

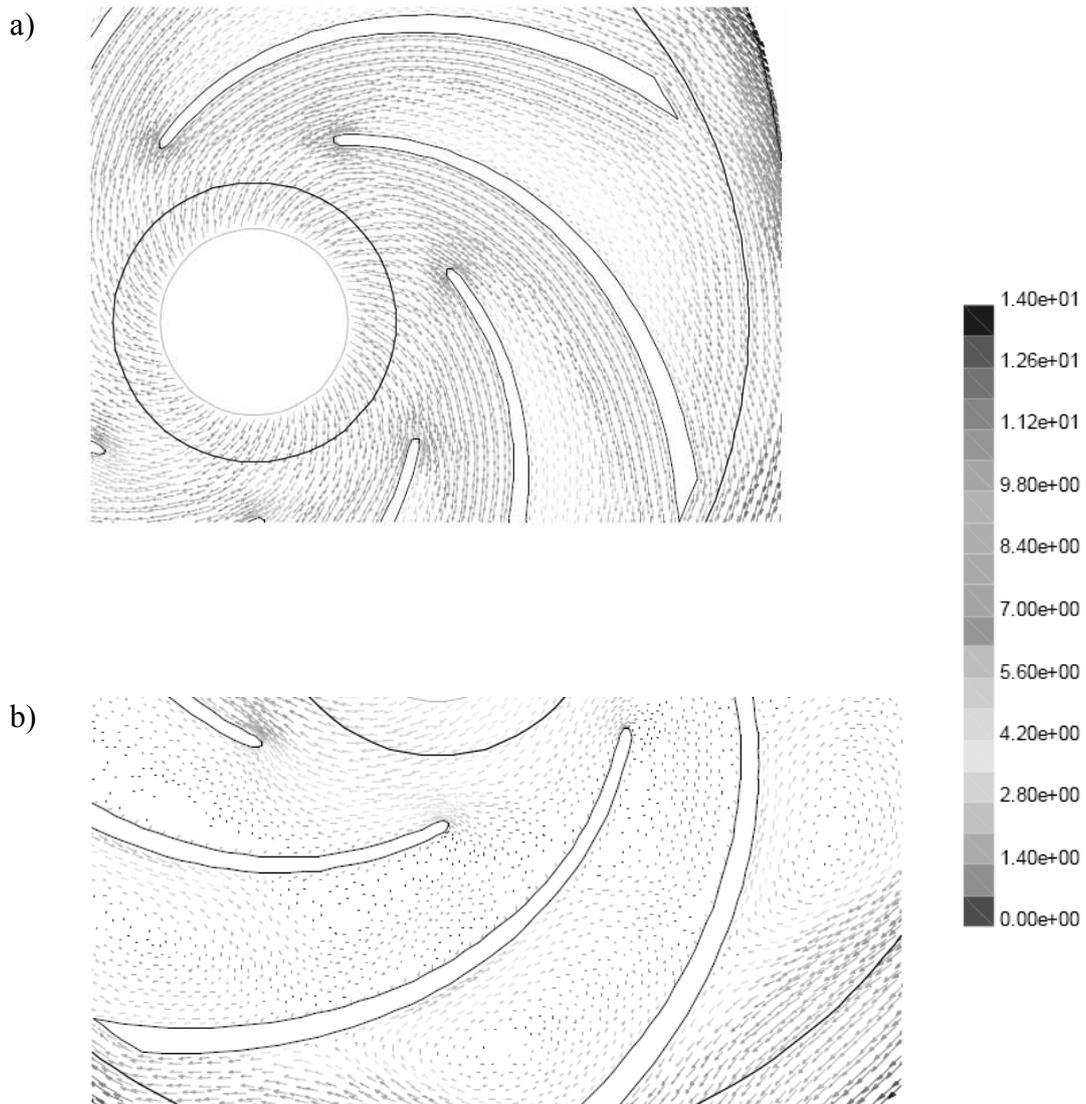


Fig. 2-6. Predicción CFD de los vectores de velocidad relativa (escala en m/s) a través de un rodete centrífugo operando a caudal nominal (a) y con el 40% del caudal nominal (b), según simulación 2D **González (2000)**.

Por el teorema de Kelvin, **Crespo (2006)**, este flujo relativo, también llamado *flujo de desplazamiento*, ha de mantener esa misma vorticidad negativa en el interior del rodete. Como consecuencia de la combinación de ambos flujos la corriente relativa neta tiende a concentrarse hacia el lado de la cara de succión de los álabes (Fig. 2-6.a), y en la salida del rodete se produce el efecto de deslizamiento, por el que la corriente relativa de salida sigue un ángulo β_2 respecto a la dirección tangencial tanto más pequeño cuanto más cerca de la cara de presión del álabe, y con un valor promedio menor que el propio ángulo del álabe β'_2 (ver apartado 2.1.1). Cuando el caudal de operación es pequeño el flujo de desplazamiento puede hacerse dominante respecto al flujo principal, apareciendo grandes vórtices de recirculación en la zona más exterior de los canales (sobre la vista frontal del rodete), como muestra la (Fig. 2-6.b).

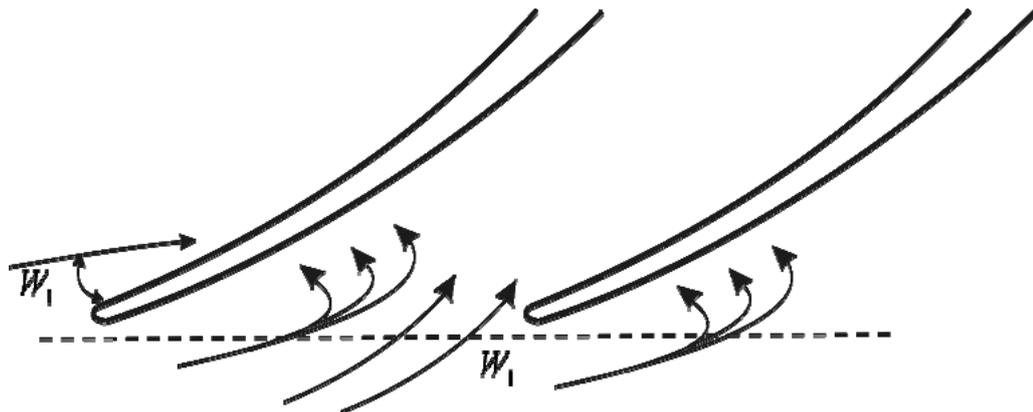


Fig. 2-7. Esquema de la separación del flujo desde el borde de ataque de los álabes de un rodete operando a carga parcial, **Neumann (1991)**.

- **Capas límite:**

El flujo real a través del rodete está sujeto a los efectos de la viscosidad, por lo que desarrollan capas límite a lo largo de cada una de las caras internas de los canales de paso. Normalmente se tiene un crecimiento de la capa límite que es particularmente acusado por el lado de la cara de succión de los álabes, **Brennen (1994)**, debido a que cuando se opera a carga parcial (y a veces incluso operando a caudal nominal) se produce separación de la corriente respecto a la cara de succión ya desde el borde de ataque de los álabes del rodete (Fig. 2-6.b y 2-7). Se trata pues de un efecto que tiende a compensar el efecto del flujo de desplazamiento. En la

salida del rodete se tiene pues una zona de baja velocidad (la estela) sobre todo por el lado de la cara de succión de los álabes, y un flujo de velocidad incrementada por el resto de la sección de paso, creándose un patrón de descarga de chorros y estelas alternados por la periferia del rodete (Fig. 2-8), conocido como estructura “jet-wake”, **Eckardt (1975)**.

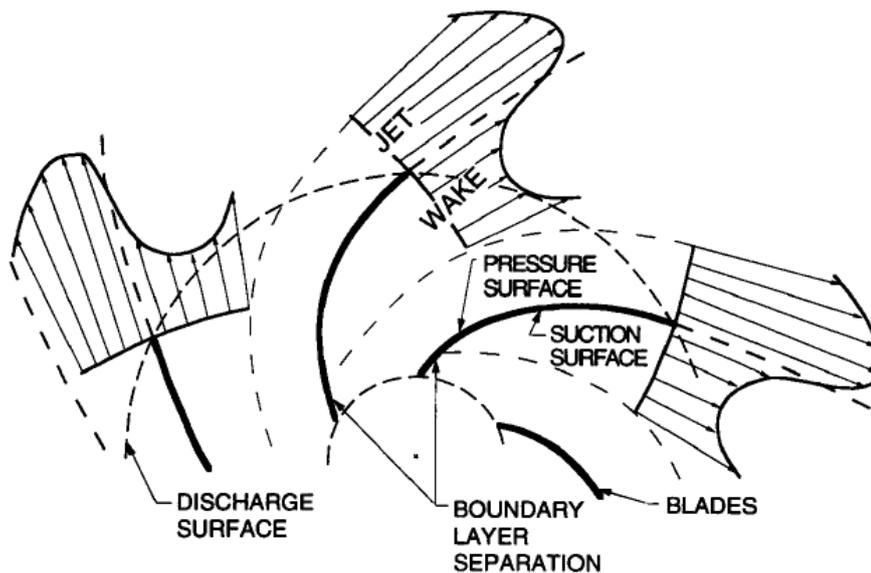


Fig. 2-8. Aspecto del flujo de salida desde un rodete centrífugo, con el típico patrón alternado de chorros y estelas, **Brennen (1994)**.

- **Fenómenos a carga parcial:**

Cuando la bomba opera en un rango de caudales en torno al caudal nominal el flujo de entrada al rodete sigue una distribución aproximadamente uniforme. Así se indica en las curvas 1, 2 y 3 de la Fig. 2-9, que muestra la componente meridiana de la velocidad de entrada frente a la posición radial desde el núcleo del rodete hasta la punta, para distintos caudales. Sin embargo al reducir progresivamente el caudal desde el caudal nominal, con lo que se va aumentando el ángulo de ataque de la corriente relativa respecto a los álabes así como la tendencia a la separación del flujo, se alcanza un caudal crítico a partir del cual la distribución ya no es uniforme (curva 4 de la Fig. 2-9). Por el contrario, se produce una redistribución de corriente hacia la zona del núcleo desde las posiciones angulares más externas, por

corresponderles a éstas una mayor distorsión relativa del triángulo de velocidades y por tanto una mayor resistencia hidráulica.

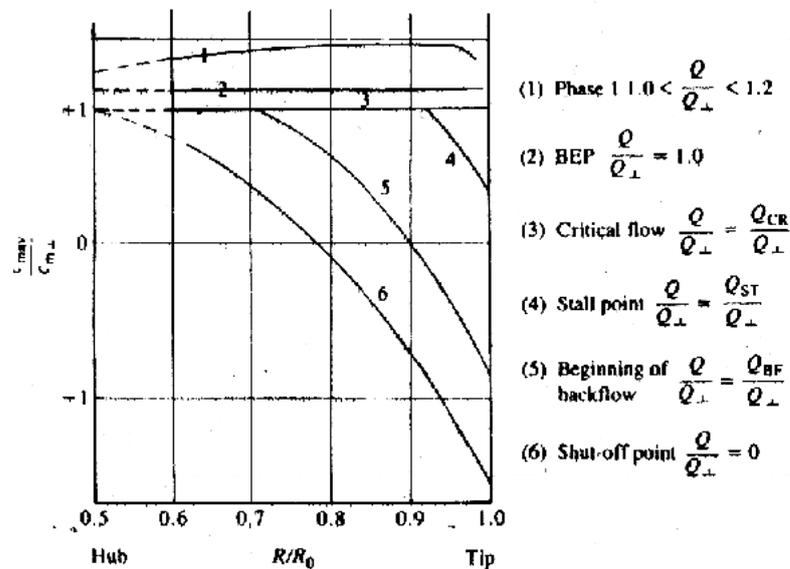


Fig. 2-9. Distribución radial de la componente meridiana de la velocidad a la entrada del rodete, para distintos rangos de caudal, **Neumann (1991)**.

Al reducir aún más el caudal también se va reduciendo la velocidad meridiana en la periferia, llegando a anularse (caudal de bloqueo) e incluso a hacerse negativa (curva 5 de la Fig. 2-9). A este fenómeno se le conoce como recirculación y aunque es típico de la entrada al rodete (sobre el plano meridional) también puede producirse en la salida, como muestra la Fig. 2-10. Una consecuencia de tener un anillo de fluido con baja o nula velocidad meridiana en la entrada del rodete es que esa porción de fluido es fácilmente arrastrada tangencialmente por el oído del rodete, dándose lugar a otro fenómeno complementario a los del bloqueo y recirculación (Fig. 2-11.a), que es el de la prerrotación (Fig. 2-11.b).

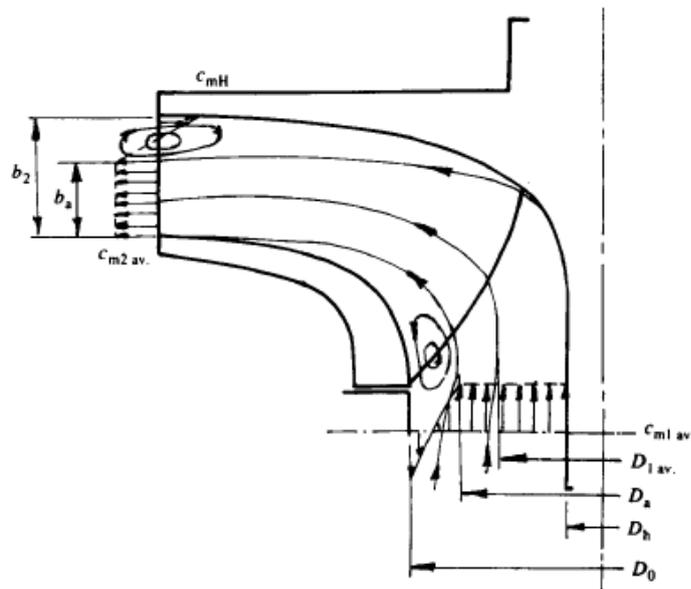


Fig. 2-10. Patrón de flujo por un rodete operando a carga reducida **Neumann (1991)**.

- **Flujos en cavidades laterales.**

Además de los descritos se tienen otros flujos secundarios asociados a las cavidades laterales de separación entre las dos cubiertas del rodete y las respectivas superficies interiores de la carcasa, tales como:

- Movimiento rotatorio del fluido contenido en ambas cavidades, por arrastre viscoso de las cubiertas del rodete.
- Caudal de fuga desde la cavidad lateral entre la carcasa y cubierta frontal del rodete, a través del intersticio de separación del anillo de desgaste, alrededor del oído de entrada al rodete. Este caudal, que es tanto mayor cuanto mayor es la presión en la voluta de la bomba, se une al flujo principal justo a la entrada del rodete (Fig. 2-11.a) y representa un déficit entre el caudal impulsado por el rodete y el caudal suministrado al circuito.

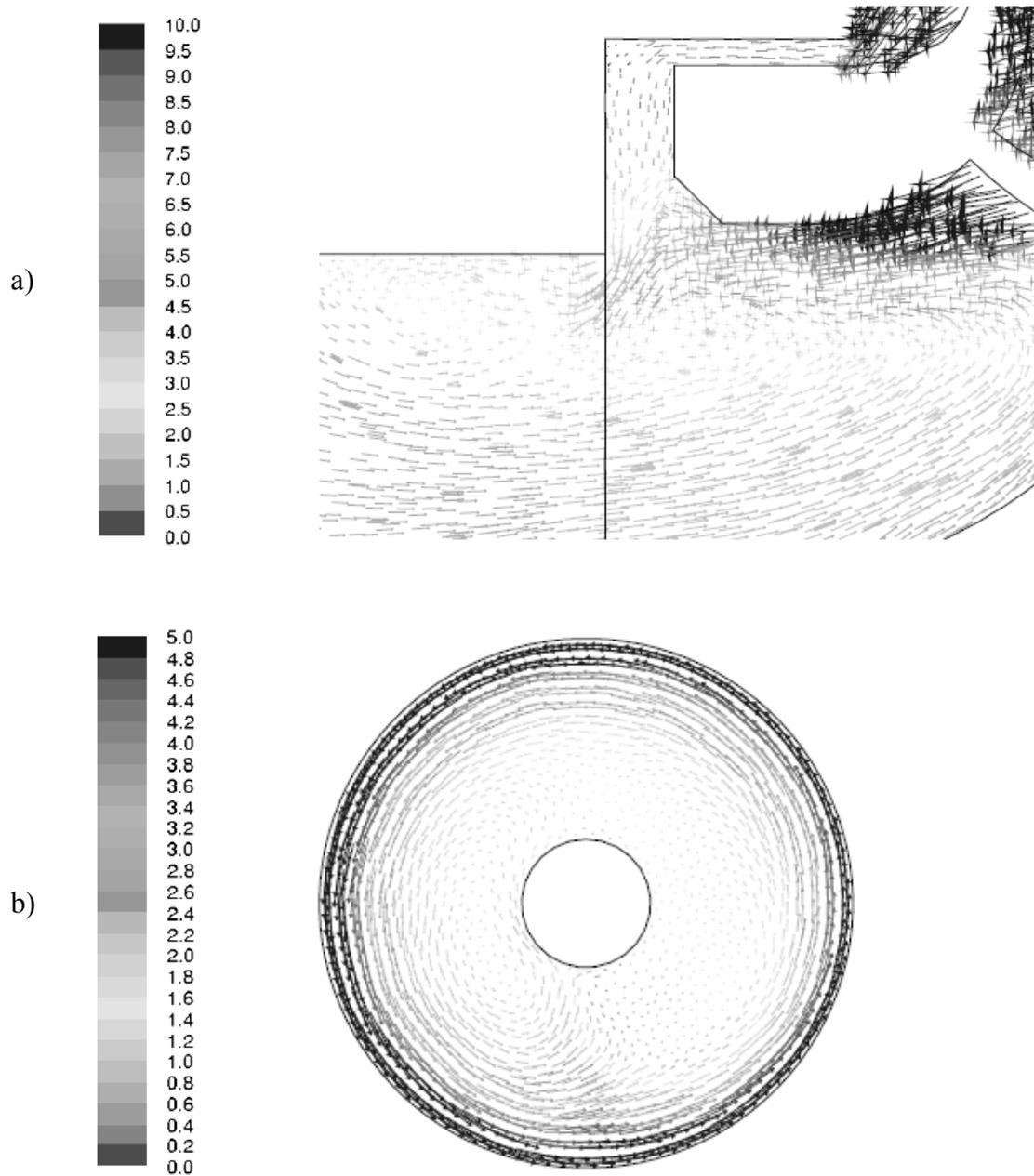


Fig. 2-11. Predicción CFD de los vectores de velocidad relativa (escala en m/s) a través de un rodete centrífugo operando a caudal nominal (a) y con el 40% del caudal nominal (b), según simulación 2D, **González (2000)**.

2.1.4 Flujo en la voluta.

Habitualmente las volutas se diseñan con un determinado incremento progresivo de sección de paso para que, cuando la bomba opera en el caudal nominal, la corriente que se va recogiendo desde la salida del rodete circule por la voluta con una velocidad promedio constante. Con ello se consigue que no haya zonas de alta energía cinética que puedan originar mayores pérdidas de carga y además, que la presión estática a lo largo de la voluta también resulte constante, con lo que el empuje radial neto sobre el rodete se minimiza. Pero el aspecto más importante es que, con una presión uniforme alrededor del rodete, el flujo circulante por todos los canales del rodete estará sometido a las mismas condiciones de entrada y salida y por tanto todos los canales serán equivalentes, con independencia de su posición angular, es decir, no habrá desequilibrios en la distribución de caudal entre canales.

Sin embargo, aunque la velocidad promedio a lo largo de la voluta pueda ser constante a caudal nominal, la distribución de velocidad a través de una sección de paso cualquiera no es uniforme, sino que responde aproximadamente a una distribución de vórtice libre, **Lorett y Gopalakrisnam (1986)**: las partículas de fluido, que abandonan el rodete con una cierta componente tangencial de velocidad y por tanto con un cierto momento cinético, al desplazarse hacia posiciones radiales más alejadas dentro de la voluta tienden a disminuir esa velocidad tangencial (Fig. 2-12) para que su producto por el radio (es decir, el momento cinético) no se modifique (salvo por la acción de las fuerzas viscosas, que sólo son dominantes en la capa límite desarrollada sobre las paredes de la voluta). Como consecuencia tampoco la presión estática resulta uniforme sobre una sección transversal de la voluta, sino que crece con la posición radial al mismo ritmo con que disminuye la energía cinética.

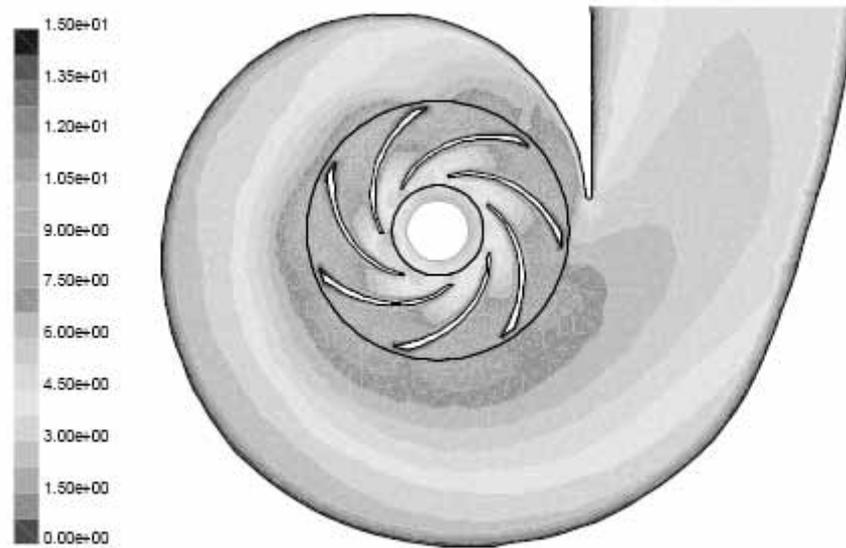


Fig. 2-12. Contornos de velocidad absoluta (escala en m/s) en una bomba centrífuga operando a caudal nominal, según cálculo CFD para una bomba 2D, **González (2000)**.

Cuando la bomba opera fuera del punto de diseño la velocidad promedio a lo largo de la voluta ya no se mantiene constante. Si se opera a carga parcial (caudal inferior al nominal), el ritmo de crecimiento de la sección transversal de la voluta resultará excesivo para que, dado el escaso aporte de caudal desde el rodete, se pueda mantener una velocidad promedio constante, y ésta irá poco a poco disminuyendo a lo largo de la voluta. Esa paulatina disminución de energía cinética determina que la presión estática vaya aumentando alrededor del rodete, hasta un valor máximo situado en la zona más ancha de la voluta, cerca de la garganta de paso al difusor de salida. Si se opera en sobrecarga (caudal superior al nominal) sucederá todo lo contrario: la velocidad promedio irá aumentando a lo largo de la voluta y la presión estática irá disminuyendo, de modo que la presión estática más elevada se situará en la zona estrecha de la voluta. Estas distribuciones no uniformes de presión alrededor del rodete, como las mostradas en la Fig. 2-13, suponen una condición de salida para cada canal del rodete que varía a medida que el rodete gira y va cambiando la posición angular de ese canal. Es decir, es una condición variable en el tiempo, y por lo tanto suponen de por sí una fuente de pulsación en el flujo relativo por cada canal, con una periodicidad dada por la frecuencia de rotación (ver apartado 2.2.1).

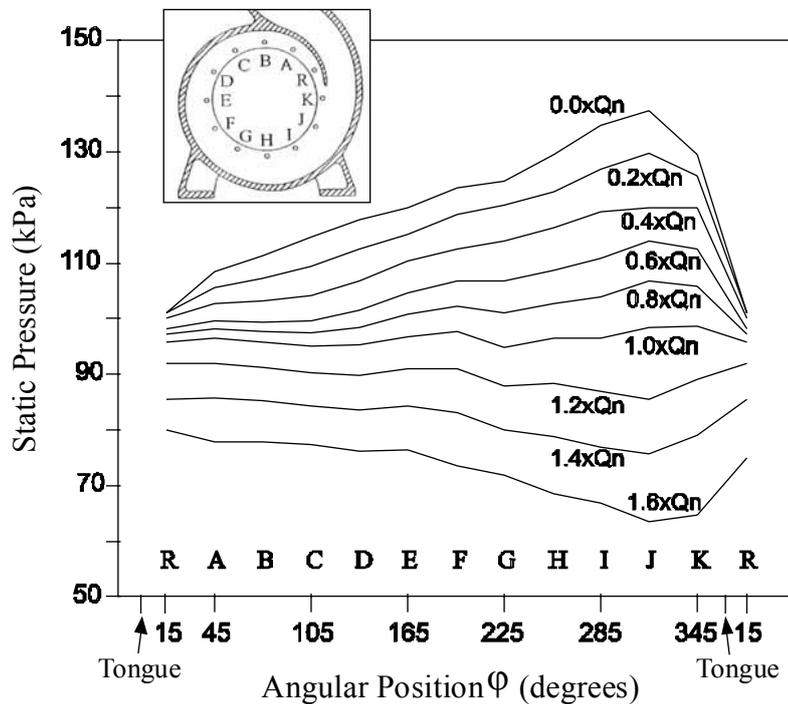


Fig. 2-13. Datos experimentales de la distribución de presión estática a lo largo de la voluta de una bomba centrífuga, en función del caudal, **Parrondo et al. (1996)**.

Además del flujo principal descrito, con componentes de velocidad en las direcciones tangencial y radial, a lo largo de la voluta pueden tener lugar flujos secundarios de rotación respecto a la dirección principal del movimiento, es decir, con vorticidad asociada paralela a la dirección tangencial, **Elholm et al. (1992)**. Este tipo de flujo secundario (*swirl*) es dependiente del punto de operación de la bomba, según se muestra en la Fig. 2-14 mediante la magnitud asociada de *helicidad*.

Particularmente relevante para la presente investigación es el flujo en el entorno de la lengüeta, donde la corriente se divide dirigiéndose una parte hacia el difusor de salida mientras que otra parte recircula hacia la parte estrecha de la voluta a través del intersticio rodete-lengüeta. Las características del flujo en esta zona cambian notablemente según se esté operando a caudal nominal, a bajo caudal o caudal elevado, según muestran tanto estudios experimentales, como el estudio de visualización de **Elholm et al. (1992)**, como de simulación numérica, como el de **Barrio et al. (2008)**, del que se ha recogido la Fig. 2-15.

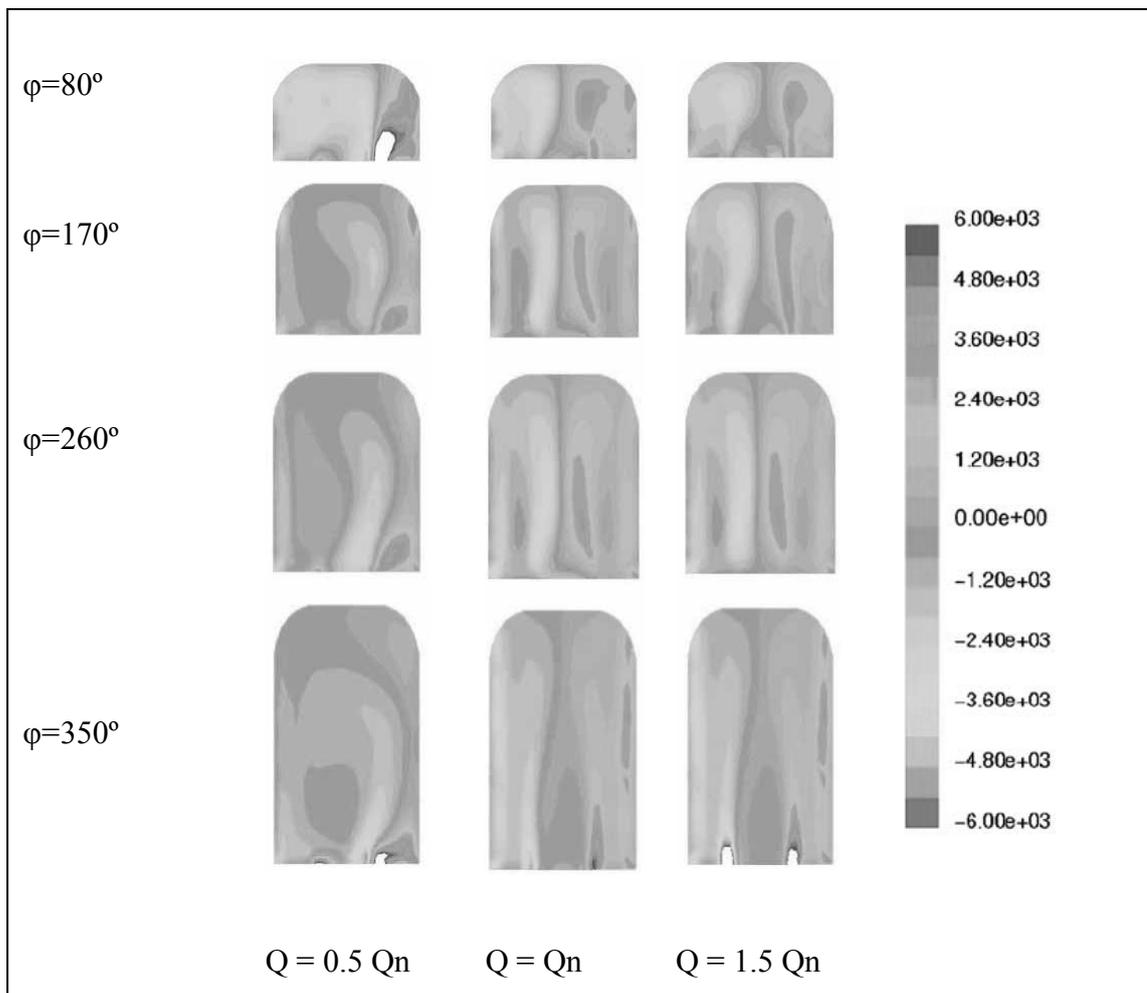


Fig. 2-14. Predicción CFD de la distribución instantánea de helicidad (escala en m/s^2) en cuatro secciones transversales de la voluta de una bomba centrífuga para tres caudales, **González y Santolaria (2006)**.

En condiciones de caudal nominal (gráfico central de la Fig. 2-16), es decir, con una presión aproximadamente uniforme alrededor de la salida del rodete y en particular en el entorno de la lengüeta, se busca que la lengüeta esté orientada de modo que el flujo forme un punto de estancamiento situado sobre su extremo, para que la corriente se distribuya alrededor de la lengüeta de un modo regular, sin que se produzca separación del flujo. Si por el contrario se tiene un caudal inferior al nominal (gráfico superior de la Fig. 2-15), existirá más presión por el lado ancho de la voluta que por el lado estrecho, y además, la velocidad absoluta del flujo que sale del rodete guardará un ángulo pequeño respecto a la dirección tangencial. En consecuencia el punto de estancamiento sobre la lengüeta se desplazará hacia el lado del difusor de salida de la bomba, y la corriente tendrá

mucha más tendencia a recircular desde la zona ancha de la voluta hacia la zona estrecha que al operar con caudal nominal. Si la modificación de ángulo de ataque de la corriente respecto a la orientación de la lengüeta es suficientemente grande se podrá producir separación del flujo desde el borde ataque de la lengüeta, con una zona de estela (de baja presión) adherida a la pared de la zona estrecha de la voluta. Por último, si la bomba opera con un caudal superior al nominal (gráfico inferior de la Fig. 2-16), habrá más presión estática por el lado estrecho de la voluta que por el lado ancho, y por otro lado el flujo que sale del rodete llevará una dirección bastante más desviada de la dirección tangencial que con caudal nominal.

En consecuencia el punto de estancamiento sobre la lengüeta se desplazará hacia el lado estrecho de la voluta, y el flujo que avanza por la zona ancha de la voluta acercándose a la lengüeta, incluyendo las capas de corriente más próximas a la salida del rodete, tendrán tendencia a desviarse hacia posiciones radiales más externas para finalmente dirigirse hacia el difusor de salida de la bomba. De nuevo si el ángulo de ataque de la corriente respecto a la orientación de la lengüeta es lo suficientemente acusado se podrá producir separación del flujo desde el borde de ataque, dejando una zona de estela adyacente a la pared del difusor de salida de la bomba.

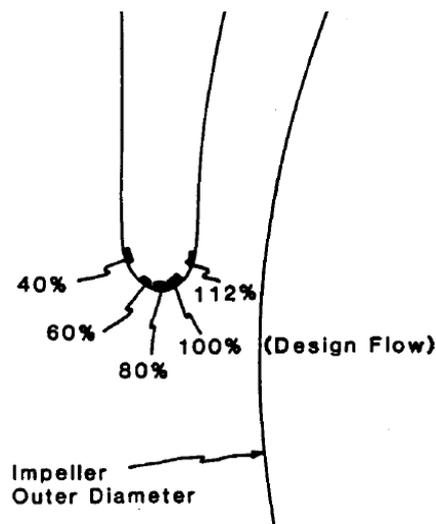


Fig. 2-15. Posición del punto de estancamiento sobre la lengüeta de una bomba centrífuga en función del caudal, a partir de medidas de velocimetría láser, **Miner et al. (1989)**.

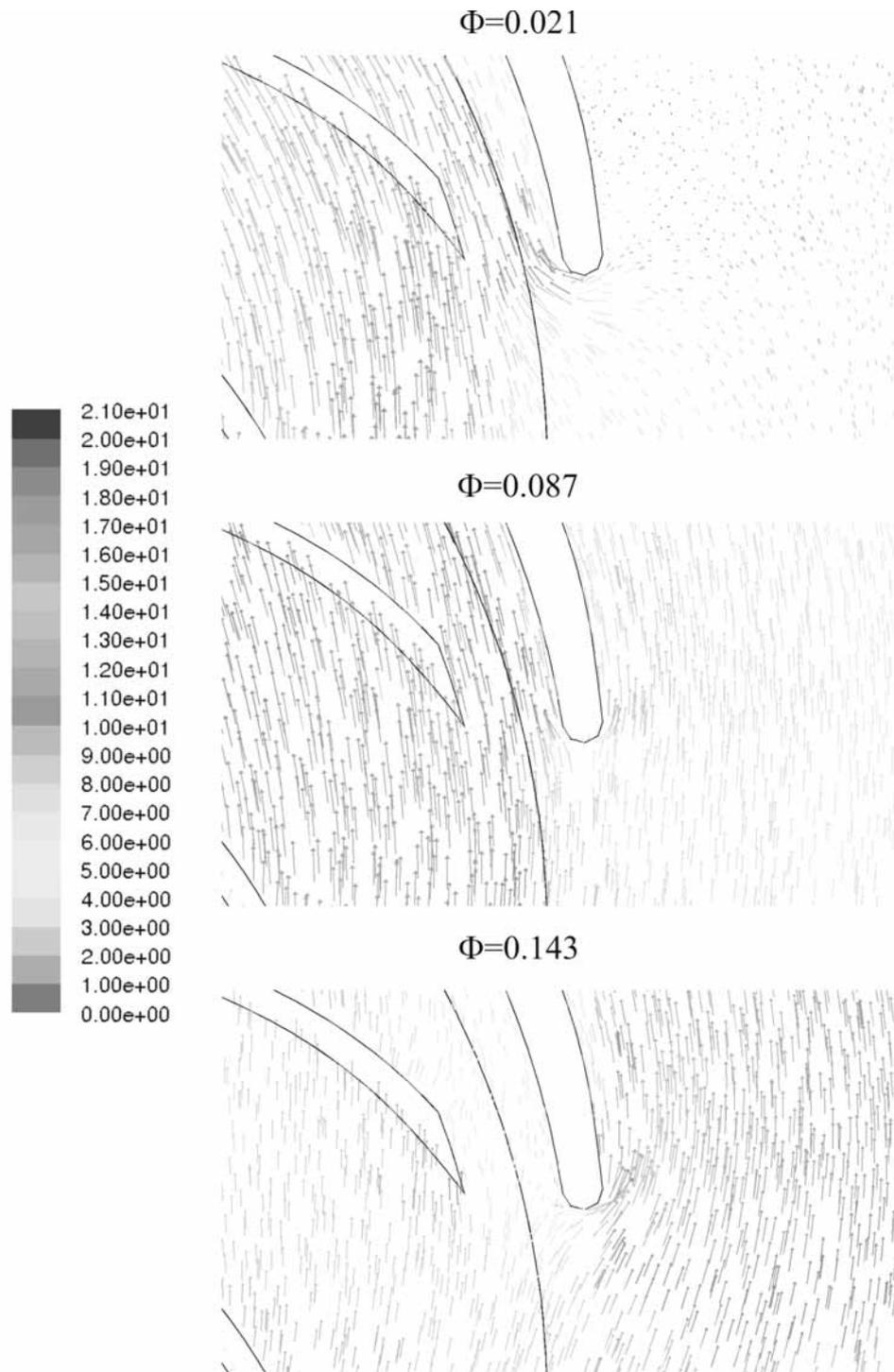


Fig. 2-16. Predicción CFD de la distribución de velocidad (escala en m/s) alrededor de la lengüeta de una bomba centrífuga para tres coeficientes de flujo, equivalentes a caudales del 20%, 100% y 160% del caudal nominal, **Barrio et al. (2008)**.

Este progresivo desplazamiento del punto de estancamiento sobre la lengüeta de una bomba centrífuga a medida que se varía el caudal se muestra en la Fig. 2-15, como resultado de los ensayos de visualización del flujo efectuados por **Miner et al. (1989)** mediante técnicas de velocimetría láser.

2.2 Flujo no estacionario.

2.2.1 Fenómenos de flujo no estacionario en bombas centrífugas.

El proceso de transferencia de energía a través de cualquier máquina de fluidos rotodinámica, como es el caso de las bombas centrífugas, es intrínsecamente no estacionario. Esta transferencia energética se basa en la acción sobre el flujo de un número finito de álabes en rotación relativa respecto al estator, es decir, se tiene una disposición geométrica que varía en el tiempo repitiéndose de forma periódica. En consecuencia también el flujo tiene componentes no estacionarias intrínsecas, que se suelen englobar bajo la categoría de fenómenos de interacción rotor-estator. Existen además otros mecanismos de excitación de flujo no estacionario de origen puramente fluidodinámico, como son los fenómenos de capa límite y su desprendimiento, los de cavitación o los de interacción no estacionaria entre máquina y circuito. A menudo actúan simultáneamente varios de estos mecanismos, con lo que el flujo a través de las máquinas resulta notablemente complejo. En el caso particular de bombas se pueden considerar los siguientes tipos de fenómenos de flujo no estacionario:

- **Interacciones rotor-estator.** Es el conjunto de fenómenos que da lugar a fluctuaciones periódicas a la frecuencia de rotación, a la de paso de álabes o a sus armónicos. Pueden considerarse las siguientes fuentes de excitación:
 - **Interacción álabes del rodete con el estator.** Como se indicó en el apartado 2.1.3 el flujo de salida del rodete no es uniforme, sino que presenta una modulación asociada al número de canales (es decir, al número de álabes). En cambio desde una posición de referencia en la voluta (estator) el flujo que sale del rodete se percibe como no estacionario, con una periodicidad temporal asociada al paso de cada canal del rodete, que se repite a la llamada frecuencia de paso de álabe (igual al número de álabes por la frecuencia de rotación). Lo mismo ocurre en la zona del oído de entrada al rodete.

- **Interacción rodete y flujo no uniforme en el estator.** Cuando a su vez la distribución del flujo en el estator es no uniforme, desde los canales del rodete, que están en rotación relativa, esa no uniformidad se percibe como una condición de contorno (de entrada y/o salida) variable en el tiempo. Un caso frecuente es la distribución no uniforme del flujo en la voluta cuando la bomba opera fuera del punto de diseño (ver apartado 2.1.4), que para la corriente relativa en el rodete representa una pulsación a la frecuencia de rotación; si se tratase de una bomba de doble voluta, la frecuencia sería el doble de la de rotación, como en el caso estudiado por **Kaupert y Staubli (1999a)**. Otro tanto ocurre si se tienen aletas guía de antiprerrotación en la entrada de la bomba, pues inevitablemente dan lugar a una estela y a la correspondiente no uniformidad en el flujo de entrada al rodete (ver por ejemplo la Fig. 2-11.b), con la consiguiente pulsación relativa en el rodete a la frecuencia de rotación por el número de aletas.
- **Defectos de fabricación y montaje.** Cualquier defecto de fabricación que suponga una falta de simetría o una diferencia geométrica en algún álabe o canal del rodete dará lugar a una fluctuación en el estator a la frecuencia de paso de ese defecto, es decir, a la frecuencia de rotación. Otro tanto cabe decir respecto a imperfecciones de la carcasa que contribuyan a la no uniformidad del flujo en el estator, pues desde el rodete se apreciarán como fluctuaciones a la frecuencia de rotación.
- **Rodete con movimiento orbital.** Los rodetes pueden presentar un cierto movimiento orbital superpuesto a la rotación como consecuencia de desalineamiento en el eje de accionamiento (caso especial del punto anterior) o también como resultado de las cargas dinámicas aplicadas radialmente sobre el rodete. **Adkins y Brennen (1988)** investigaron teórica y experimentalmente las fuerzas hidrodinámicas inducidas por el movimiento orbital del rodete de una bomba centrífuga bajo distintas condiciones, encontrando que en muchas situaciones esas fuerzas pueden ser desestabilizadoras.

- **Fenómenos vorticales:** En general recogen los mecanismos de excitación asociados a la naturaleza vortical de los flujos, es decir, a la formación y separación de vórtices. Pueden considerarse los siguientes casos:
 - **Capas límite.** Las capas límite que se forman sobre las paredes de los canales del rodete o sobre las superficies internas del estator (voluta, difusor) son capas de cortadura (es decir, con acusados gradientes de velocidad en la dirección transversal a la capa) en las que el flujo es inestable y fácilmente da lugar al enrollamiento de la corriente en pequeños vórtices, que pueden ser arrastrados por la corriente principal. Se tiene pues una generación de turbulencia de pequeña escala y espectro de banda ancha, que se propaga por convección al resto del flujo, uniéndose a la turbulencia del flujo entrante a la máquina.
 - **Estelas.** Las capas límite terminan por separarse de los contornos geométricos que los originan, dejando zonas de estela en los que se forman y eventualmente se desprenden vórtices de mayor escala. En concreto se tienen estelas desde los bordes de salida de los álabes del rodete, así como desde el borde anular de salida de sus cubiertas. También se tienen estelas desde las aletas guía de antiprerrotación. En las estelas, además de turbulencia de pequeña escala se puede tener una frecuencia bien definida de desprendimiento de vórtices de tamaño característico equivalente al ancho de la estela. Esta frecuencia se asocia a un número de Strouhal aproximadamente constante si el número de Reynolds es elevado (como es el caso en turbomáquinas). Posteriormente los vórtices se disgregan en escalas de turbulencia sucesivamente más pequeñas.
 - **Separación desde los bordes de ataque.** Cuando las bombas operan fuera del punto de diseño, la corriente relativa sobre el borde de ataque de los álabes del rodete puede formar un ángulo de incidencia suficiente como para provocar separación de la capa límite (con la consiguiente formación de estela) ya desde el propio borde de ataque. La separación es por el lado de la cara de succión si el caudal es pequeño, o por el lado

de la cara de presión si el caudal es alto (ver apartado 2.1.3). Otro tanto puede ocurrir desde los álabes del difusor cuando se tiene difusor de aletas y también desde la propia lengüeta de la voluta (apartado 2.1.4). Posteriormente, aguas abajo al punto de separación se puede producir la re-adherencia del flujo principal a la superficie alabeada, si ésta es lo suficientemente larga (como suelen ser los canales de los rodetes de bombas con velocidad específica baja y media). Estos procesos de separación y re-adherencia suelen ser muy inestables. **Wo y Bons (1994)**, pudiendo llegar a provocar efectos de histéresis sobre la propia curva característica H-Q de la bomba, **Kaupert y Staubli (1999b)**.

- **Desprendimiento rotativo.** Se trata de un caso particular del fenómeno de desprendimiento o separación del flujo desde el borde de ataque de los álabes por la cara de succión (caudal pequeño), en el que esta separación adquiere un carácter dinámico, **Greitzer (1981) y Brennen (1994)**. Al producirse la separación desde un álabe, se bloquea parcialmente el paso de la corriente y ésta se desvía en parte hacia los canales adyacentes, de modo que aumenta el ángulo de ataque relativo sobre el álabe siguiente (en sentido contrario a la rotación) y disminuye el ángulo de ataque sobre el álabe precedente. Como resultado puede cesar la separación desde este álabe precedente, a la vez que se provoca la separación desde el álabe siguiente. Se tiene pues un desprendimiento del flujo que simultáneamente sólo afecta a uno o a un número pequeño de álabes, y que se va transmitiendo hacia los álabes vecinos en sentido contrario al de rotación, de modo que la velocidad efectiva de rotación vista desde el estator es en sentido positivo pero más pequeña que la de rotación del rodete. En consecuencia se inducen excitaciones con una frecuencia característica inferior a la de rotación del rodete (del orden del 30-50%).

- **Otros fenómenos:**

- **Cavitación.** Es el fenómeno por el que se produce el cambio de fase líquida a gaseosa cuando la presión estática disminuye por debajo de la

presión de vapor. En el caso de las bombas centrífugas supone una fuente de excitación dinámica de banda ancha, asociada a los procesos de formación de burbujas de vapor en la zona del oído de aspiración del rodete y a la posterior implosión de las mismas al retornar a la fase líquida. Según la intensidad de la cavitación se pueden tener burbujas de muy pequeño tamaño (de gran potencial erosionador), con espectro característico desplazado hacia altas frecuencias (incluso hasta el orden de 100 kHz), o bien burbujas de tamaños mayores, en cuyo caso el rango de frecuencia de excitación se va disminuyendo hasta llegar a los rangos de frecuencias audibles (por debajo de 20 kHz). La cavitación se puede combinar con otros mecanismos de flujo no estacionario y alterar sus características. Tal es el caso del fenómeno de la cavitación rotativa asociado al de desprendimiento rotativo, **Brennen (1994)**.

- **Vibraciones de álabes.** Aunque es más propio de máquinas de flujo axial, en ocasiones se pueden dar lugar a vibraciones de los álabes que afecten a las pulsaciones locales del flujo, **Brennen (1994)**. La excitación puede tener su origen en las interacciones rotor-estator, en fluctuaciones por desprendimiento de vórtices o por cavitación inestable, o puede tratarse de un fenómeno de autoexcitación (flutter), en el que la propia oscilación del álabe induce una fluctuación en el flujo circundante con una carga resultante sobre el álabe que no hace sino reforzar su vibración, amplificándola, **Naudascher y Rockwell (1994)**.
- **Oscilaciones de bombeo.** Como el caso anterior, se trata de fenómenos de autoexcitación fluidodinámica por acoplamiento inestable entre bomba y circuito, que se manifiestan como fuertes oscilaciones del punto de funcionamiento de la máquina, tanto altura de elevación como caudal (también se le llama oscilación en masa) **Greitzer (1981)**. Pueden tener lugar cuando la bomba es capaz de aumentar la altura de elevación si aumenta el caudal (curva H-Q con pendiente positiva) y en el circuito existe algún elemento que pueda actuar como acumulador

transitorio de energía a la manera de un muelle (por ejemplo una bolsa de aire atrapado, **Parrondo et al. (2002a)**). Se trata de fluctuaciones de gran amplitud y baja frecuencia (típicamente por debajo de los 10 Hz).

2.2.2 Generación fluidodinámica de ruido acústico.

Si en el seno de un fluido compresible se produce una variación brusca de la presión local en una cierta posición, se dará lugar a una onda de presión que viaja a lo largo del medio a la velocidad del sonido. Considérese el caso de un pequeño cuerpo que vibra dentro de un medio fluido, por ejemplo en un tanque con agua, **Guelich y Bolleter (1992)**. El agua situada en el entorno más inmediato del cuerpo deberá desplazarse sincronizadamente con él de modo que se producirán variaciones periódicas en los valores locales de velocidad y presión, que en ocasiones se designan como pseudo-sonido. La mayor parte de la energía necesaria para sostener la vibración de ese cuerpo se disipará en calor por el trabajo opositor de las fuerzas viscosas del fluido, pero una pequeña parte se empleará en comprimir localmente el fluido, aunque sea líquido. Esta última parte se radiará como energía acústica en el fluido y es esta energía acústica la que puede percibirse lejos de la fuente (campo sonoro lejano) como una pulsación acústica de presión. Si en la zona de campo hidrodinámico próximo existe otro cuerpo o contorno, incluso aunque esté en reposo, su presencia supondrá una perturbación sobre las fluctuaciones de velocidad y presión a su alrededor, pudiendo darse lugar a una nueva fuente de radiación acústica de energía incluso superior a la de la fuente primaria. Este tipo de procesos tienen lugar en el seno de las turbomáquinas de fluidos y en particular de las bombas centrífugas, pudiendo actuar como fuentes primarias los distintos tipos de fenómenos de flujo no estacionario descritos en el apartado anterior.

Los mecanismos de ruido de origen fluidodinámico suelen ser categorizados en función de la semejanza de su radiación acústica con la de los tipos básicos de fuentes acústicas ideales que irradian en campo libre. Entre estas fuentes ideales se pueden distinguir, **Blake (1986)**:

- **Monopolo:** es equivalente a una pequeña esfera cuyo radio varía periódicamente en el tiempo, de modo que emite sonido en todas las direcciones con la misma amplitud y fase.

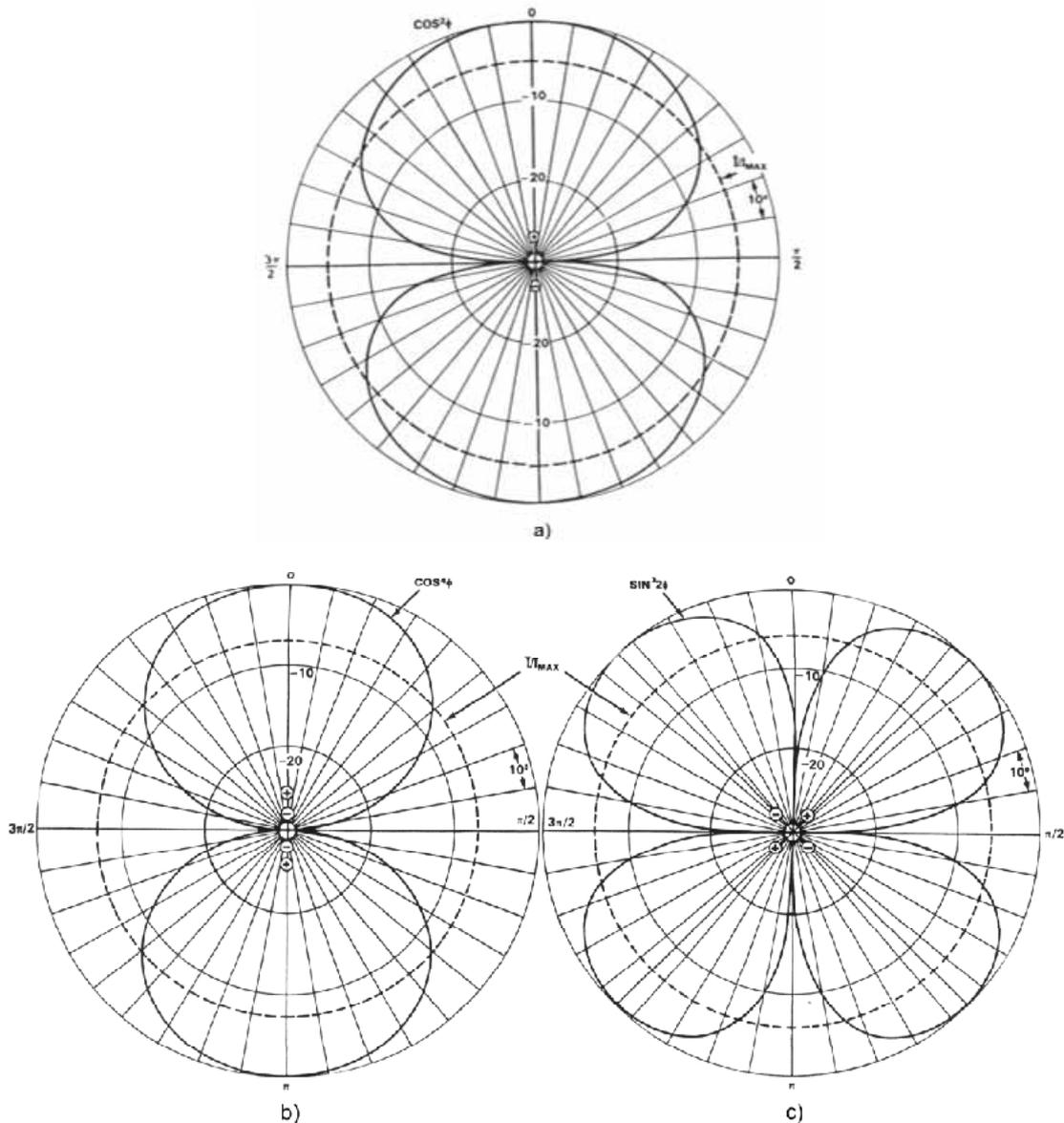


Fig. 2-17. Patrones de directividad de intensidad sonora (I/I_{max} , dB) en campo lejano de fuentes simples ideales, **Blake (1986)**; a) dipolo; b) cuadripolo longitudinal; c) cuadripolo.

- **Dipolo:** está formado por dos monopolos próximos que emiten sonido con la misma amplitud y un desfase de 180 grados; son equivalentes a una esfera que vibra con una cierta amplitud en una dirección. El campo sonoro resultante no es

pues omnidireccional, sino que se emite con amplitud máxima en la dirección de alineamiento de los dos monopolos, y con amplitud nula en la dirección perpendicular (Fig. 2-17a).

- **Cuadripolo lineal:** está formado por cuatro monopolos en línea, equivalentes a dos dipolos con polaridades invertidas. El patrón de directividad resultante muestra dos lóbulos como el de un dipolo, aunque ahora la emisión hacia cada lóbulo va en fase (Fig. 2-17.b).
- **Cuadripolo** (ó cuadripolo lateral): está formado por cuatro monopolos dispuestos sobre los vértices de un pequeño rectángulo, que emiten con la misma amplitud y desfases de 180 grados sobre cada arista del rectángulo. Son equivalentes a dos dipolos dispuestos en paralelo y con las polaridades invertidas. En este caso el patrón de directividad muestra cuatro lóbulos, a lo largo de las diagonales del rectángulo (Fig. 2-17.c).

Así pues, atendiendo a estas formas básicas de radiación acústica se suelen considerar los siguientes tipos de mecanismos de generación de ruido de origen fluidodinámico, **Neise (1992)**:

- **Desplazamiento volumétrico de fluido que impone el movimiento de una superficie sólida:** En turbomáquinas también se le llama ruido de espesor de álabe, pues a medida que gira el rodete los álabes desplazan fluido generando fluctuaciones de presión periódicas en el campo adyacente. Esta generación es asimilable a la de una fuente acústica monopolar. No obstante, en el caso de las bombas centrífugas la velocidad tangencial de los álabes (y por tanto la velocidad de las fluctuaciones de presión inducidas por su desplazamiento) es tan pequeña frente a la velocidad del sonido que la eficiencia de su radiación acústica es muy baja, y el ruido de espesor de álabe emitido a campo lejano es irrelevante.
- **Fuerzas no estacionarias ejercidas por el flujo sobre superficies rígidas** (o viceversa): Se trata de una generación de sonido de tipo dipolar, pues la emisión de sonido es preferente en la dirección perpendicular a la superficie y muy pequeña o nula en la dirección tangencial. Así pues, desde el punto de vista acústico estas

fuerzas no estacionarias pueden asimilarse a una distribución de dipolos sobre la superficie (que a su vez puede ser móvil, como un álabe, o no), con capacidad de emisión proporcional a las fuerzas fluidodinámicas aplicadas.

- **Fuentes volumétricas en el fluido:** recoge la generación de sonido asociada a la turbulencia del flujo y es equivalente a la de una distribución de fuentes puntuales cuadripolares (laterales), con potencia sonora dada por las derivadas espaciales segundas de los términos del tensor de tensiones turbulentas de Lighthill. Se trata de una radiación que sólo es importante cuando el número de Mach de la corriente alcanza valores próximos a la unidad, por lo que es irrelevante por completo en el caso de bombas centrífugas.

En consecuencia las fuentes dominantes de ruido acústico en bombas son las fuerzas fluidodinámicas ejercidas sobre los contornos de la máquina, incluyendo superficies móviles, es decir, los álabes del rodete, y fijas, entre las que figuran la voluta y los álabes directrices (aletas antiprerrotación y, en su caso, aletas del difusor). Estas fuerzas tienen su origen genérico en los fenómenos de flujo no estacionario descritos en el apartado 2.2.1. Pueden ser fuerzas de banda ancha y tener también componentes periódicas, así que lo mismo ocurre con el campo sonoro generado. Se pueden distinguir los siguientes tipos de mecanismos de inducción de fuerzas fluidodinámicas:

- **Fuerzas estacionarias sobre los álabes del rodete.** Son las que se ejercen sobre los álabes de un rodete que opera recibiendo un flujo estacionario y uniforme. Sin embargo desde un sistema de referencia fijo en cada posición se manifestarán fluctuaciones de presión periódicas a la frecuencia de paso de álabe (y armónicos). El sonido así producido (llamado ruido de Gutin) tiene muy baja eficiencia de emisión, pues, de forma similar al ruido de espesor de álabe, la fluctuación de estas fuerzas está ligada a la velocidad de los álabes, que es muy pequeña frente a la velocidad del sonido en el caso de bombas centrífugas.
- **Fuerzas sobre el rodete por flujo exterior estacionario no uniforme.** Por el hecho de operar bajo condiciones no uniformes de flujo exterior, el flujo a lo largo de canal experimentará una fluctuación de periodo característico igual al periodo de rotación, y cada álabe observará una componente de fuerza fluctuante a la

frecuencia de rotación (y/o armónicos). Casos de condiciones externas no uniformes son las que resultan, por ejemplo, de estelas de aletas directrices en la entrada o de distribuciones de presión y velocidad no uniformes a lo largo de la voluta por operar fuera del punto de diseño (apartado 2.1.4). En general se puede tener una eficiencia de emisión sonora alta cuando la longitud de onda de la distorsión en la dirección circunferencial es del orden del espaciado entre álabes, lo que no suele ser el caso con bombas centrífugas de voluta sin difusor de aletas.

- **Fuerzas sobre el rodete por flujo no estacionario.** Cuando las distorsiones del flujo entrante son no estacionarias, por ejemplo por turbulencia, las fuerzas sobre los álabes recogen componentes aleatorias y el espectro del sonido emitido pasa a ser de banda ancha. Lo mismo ocurre con la turbulencia generada desde las propias capas límites de las superficies del rodete. Si existe desprendimiento de vórtices desde estelas originadas aguas arriba del rodete (aletas directrices) o desde sus propios álabes (bien desde el borde de ataque o bien desde el extremo de salida), los espectros pueden presentar componentes discretas a la frecuencia característica del desprendimiento, **Naudascher y Rockwell (1994)**. Esto es extensible al caso de otros flujos secundarios no estacionarios, como el desprendimiento rotativo.
- **Fuerzas sobre el estator por flujo no estacionario.** Se incluyen aquí los distintos mecanismos de flujo no estacionario que repercuten sobre el estator (apartado 2.2.1), como por ejemplo los del punto anterior o la incidencia del flujo no uniforme de salida del rodete (con el patrón chorro-estela) sobre los álabes directrices del difusor cuando éstos existen, o directamente sobre la voluta de la bomba si es el caso. Precisamente en esas condiciones se considera que las fuerzas no estacionarias sobre las directrices del difusor o sobre la lengüeta de la voluta actúan como emisores acústicos eficientes.

En general las fuerzas fluidodinámicas inducidas y la consiguiente generación de ruido acústico son muy dependientes de la geometría y de las características del flujo promedio, es decir, del punto de operación de la máquina. En el caso de las bombas centrífugas con voluta y sin difusor de aletas, el flujo no estacionario procedente de los canales del rodete genera fluctuaciones de presión de gran amplitud en la zona de la lengüeta, que es donde la separación entre rodete y estator es más pequeña, y es esta zona

la considerada como la principal región emisora de ruido tonal a la frecuencia de paso de álabes, como se discutirá en sucesivos apartados.

2.2.3 Perturbaciones a la frecuencia de paso de álabe.

A pesar del amplio conjunto de fenómenos descritos en los apartados precedentes, en la práctica una gran mayoría de bombas centrífugas convencionales operan sin graves problemas de cavitación, vibraciones o inestabilidad (oscilaciones en masa, desprendimiento rotativo,...). En tales casos las excitaciones fluidodinámicas dominantes están asociadas a la frecuencia de rotación de la máquina y, sobre todo, a la frecuencia de paso de álabes, de modo que la distribución espectral típica de las fluctuaciones del flujo es de carácter tonal o discreto, es decir, en ellos aparece una sucesión de picos a esas frecuencias y a sus armónicos, con unos niveles de ruido de banda ancha comparativamente pequeños. Así se puede apreciar, por ejemplo, en los espectros de fluctuaciones de presión de la figura 2.18, **Parrondo et al. (1996)**, obtenidos en una cierta posición de la voluta (simple) de una bomba centrífuga con rodete de 7 álabes, al operar sobre un amplio rango de caudales.

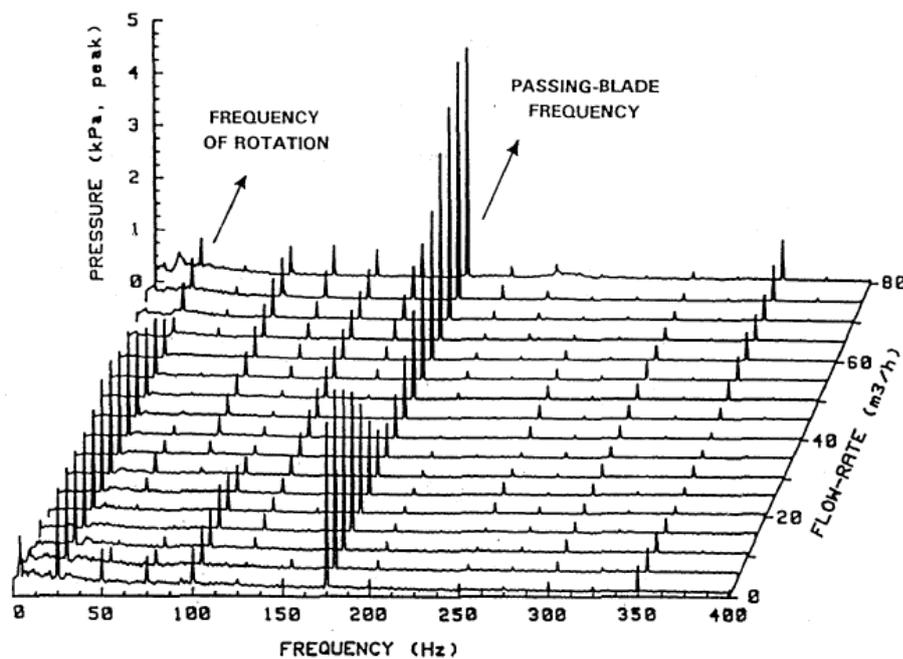


Fig. 2-18. Distribución espectral de la presión en un punto de una bomba centrífuga, en función del caudal, **Parrondo et al. (1996)**.

Como se indicó en el apartado 2.2.1, esta excitación a la frecuencia de paso de álabes es consecuencia de la modulación espacial de patrón de chorro-estela que la sucesión de álabes impone al flujo de salida del rodete (Fig. 2.19).

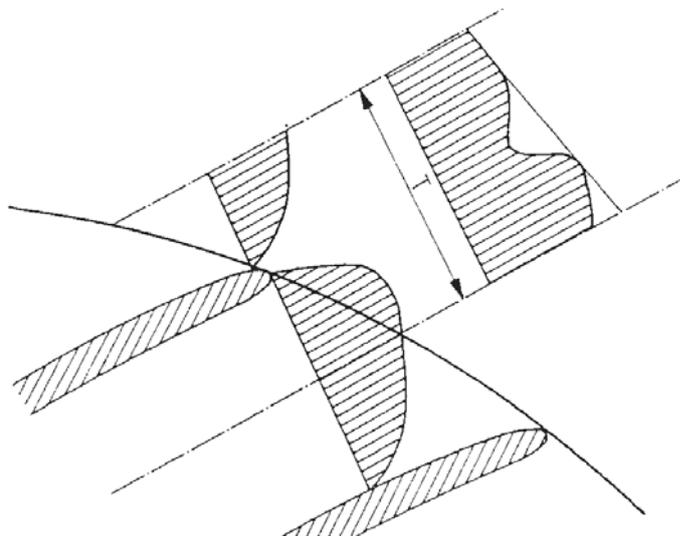


Fig. 2-19. Patrón aproximado de la corriente relativa a la salida del rodete centrífugo, **Guelich et al. (1992)**.

Aunque en las estelas de la corriente relativa de la figura 2.19 la velocidad se reduce (incluso se anula justo tras el borde posterior de los álabes), desde el marco de referencia fijo, esas zonas de estela se ven en realidad como zonas de velocidad máxima, según se puede apreciar en la figura 2.20. Ello es así porque en la zona de la estela, donde la velocidad relativa es casi nula, la velocidad absoluta se aproxima a la velocidad de arrastre del rodete, U_2 , mientras que en la zona de salida del canal esta velocidad es compensada en parte por la componente tangencial de la velocidad relativa, W_2 , la cual depende a su vez del punto de operación de la máquina. Siendo C la velocidad absoluta en este caso, y asumiendo por ejemplo una variación de velocidad absoluta entre $C_2=U_2$ como valor máximo y $C_2 \sim U_2/2$ como valor promedio del flujo de salida desde cada canal (figura 2.20), se daría lugar a una fluctuación en presión de estancamiento del orden de $0.75 \rho U_2^2 / 2$, es decir, $\frac{3}{4}$ de la presión dinámica asociada a la velocidad de arrastre U_2 , **Guelich y Bolleter (1992)**.

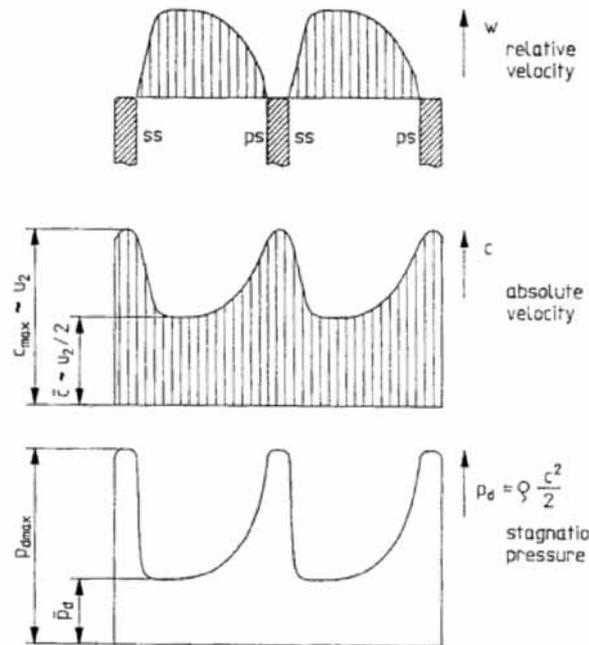


Fig. 2-20. Distribución circunferencial aproximada de la velocidad relativa, la velocidad absoluta y la presión de estancamiento a la salida de un rodete centrífugo, **Guelich et al. (1992)**.

En general la no uniformidad del flujo de salida del rodete tiende a suavizarse a medida que se pasa a posiciones radiales más alejadas del rodete, con lo que la amplitud de las perturbaciones tiende a disminuir con la posición radial, **Guelich y Bolleter (1992)**; **Dong et al. (1992b)**. Sin embargo ello ya no es necesariamente así si existen contornos próximos del estator que puedan interactuar con el flujo descargado por el rodete, como por ejemplo una corona de álabes directrices si hay difusor con aletas o bien la propia voluta. En tales casos las características de las perturbaciones inducidas (incluida su magnitud) pasan a estar condicionadas por la interacción entre el flujo de salida del rodete y los contornos fijos del estator, interacción que es a su vez dependiente del punto de funcionamiento de las bombas, aunque de un modo complejo y difícil de evaluar a priori. Por ejemplo, la cascada de espectros de presión de la figura 2.18 muestra que el pico correspondiente a la frecuencia de paso de álabes (en general el más destacado) tiene una amplitud muy dependiente del caudal: la amplitud es máxima a caudales muy bajos, a medida que se aumenta el caudal esta amplitud va disminuyendo hasta hacerse mínima en el rango del caudal nominal, y posteriormente, al seguir subiendo el caudal el pico vuelve a crecer hasta valores máximos.

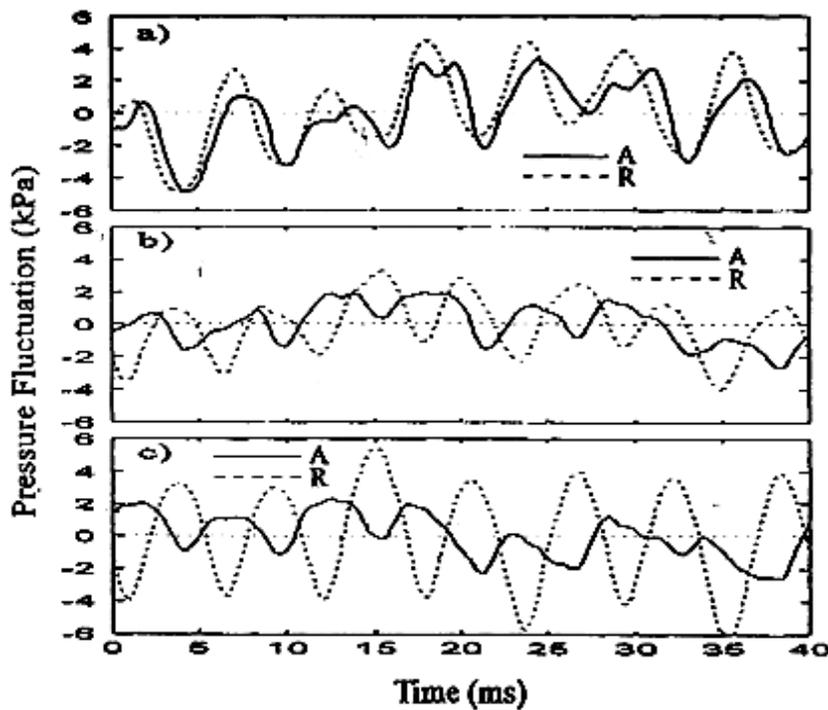


Fig. 2-21. Evolución temporal de la presión estática en dos posiciones (A y R) sobre la voluta de una bomba centrífuga, para caudales del 35%(a), 100%(b) y 140%(c) del caudal nominal, **Parrondo et al. (1996)**.

Correspondiente a la misma investigación **Parrondo et al. (1996)**, la figura 2.21 muestra las señales temporales de presión obtenidas simultáneamente (con promediado con trigger) en dos posiciones sobre la voluta de una bomba centrífuga, al operar en tres puntos de funcionamiento distintos: 35%, 100% y 140% del caudal nominal. La longitud temporal de estas señales equivale a una revolución del rodete; como éste tiene siete álabes todas las señales reflejan con claridad 7 pulsaciones, que se corresponden con el paso de cada uno de los álabes. Sin embargo, aunque las dos posiciones están bastante próximas entre sí, pues su separación angular relativa es sólo de 30° , el aspecto de sendas señales es bastante diferente y además cambia notablemente con el caudal. Los cambios afectan a la magnitud de los pulsos y a la forma de las señales (es decir, a la composición espectral de sus armónicos), e incluso al desfase relativo entre los pulsos en ambas posiciones: mientras que a caudal bajo los pulsos casi están sincronizados en fase, a caudal alto los pulsos aparecen casi invertidos, es decir, con un desfase cercano a los 180° .

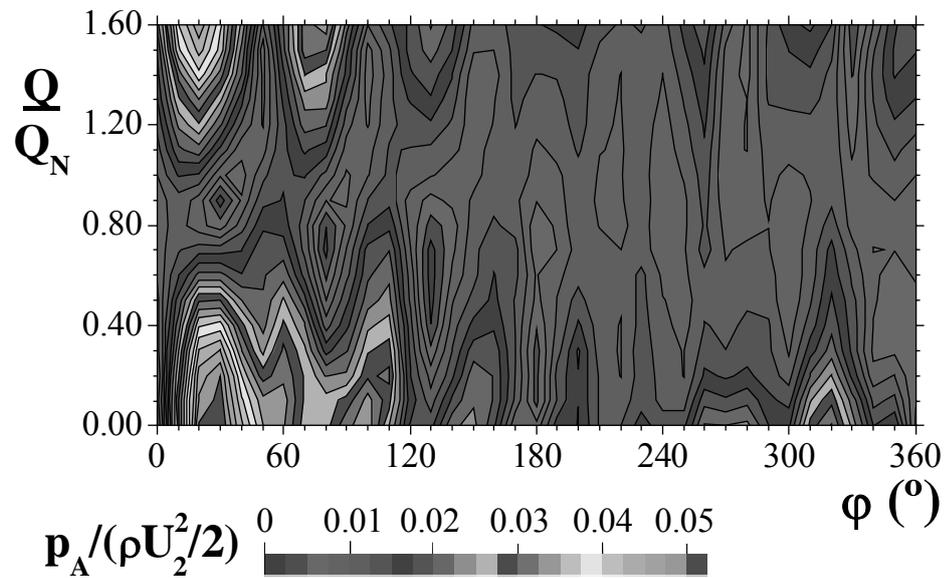


Fig. 2-22. Mapa de distribución de la amplitud de presión a la frecuencia de paso de álabe sobre la voluta de una bomba centrífuga, en función del caudal, **Parrondo et al. (2002c)**.

Parrondo et al. (2002c) llevaron a cabo un estudio experimental sistemático sobre la distribución a lo largo de la voluta de las fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabe que tenían lugar en una bomba centrífuga convencional de velocidad específica 0.52. La figura 2.22 muestra el mapa de amplitud de fluctuación de presión obtenido al operar sobre un amplio rango de caudales, desde caudal nulo hasta el 160% del caudal nominal. En esta figura el ángulo φ indica la posición angular a lo largo de la voluta, siendo $\varphi=0^\circ$ en el borde de inicio de la lengüeta. En general, para un caudal dado las máximas amplitudes se sitúan cerca de la lengüeta en la zona estrecha de la voluta, es decir, donde cabe esperar una mayor interacción entre rodete y estator. Y al variar el caudal, la amplitud de la presión en esa zona crece con el alejamiento respecto al caudal nominal tanto hacia caudales bajos como altos, en acuerdo con la cascada de espectros de la figura 2.18. A caudales bajos, la magnitud de las perturbaciones de presión (cero a pico) llegan a suponer un 7% de la altura de la bomba, mientras que a caudales altos se llega al 12%.

Como aspecto especialmente destacable de la figura 2.22, se tiene que para un caudal dado cualquiera la amplitud de fluctuación de presión a la frecuencia de paso de

álabe muestra una alternancia de máximos y mínimos relativos a lo largo de la voluta. Esta alternancia se puede interpretar como el resultado de la combinación de:

- La perturbación asociada al paso de cada álabe frente a cada posición considerada. Es ésta una perturbación meramente hidráulica que se traslada por la voluta a la velocidad de los álabes, es decir, es pseudoruido. La radiación acústica asociada sería la de espesor de álabe, que es de tipo monopolar, y es irrelevante (apartado 2.2.2).
- La perturbación asociada a la interacción álabe-lengüeta, que se origina en el entorno de la lengüeta y se transmite por la voluta a la velocidad del sonido, es decir, es una perturbación verdaderamente acústica.

Típicamente la velocidad del sonido es dos órdenes de magnitud superior a la del rodete. Al ser tan diferentes las velocidades de propagación de las perturbaciones hidráulicas y acústicas a lo largo de la voluta, unas y otras se perciben con un desfase relativo que varía rápidamente con la posición angular. Por ello hay posiciones en las que ese desfase es nulo, con lo que ambas perturbaciones se refuerzan dando amplitudes máximas, mientras que en otras posiciones se desfazan 180° y se cancelan parcialmente dando amplitudes mínimas, resultando así el patrón alternado de la figura 2.22.

2.3 Antecedentes sobre la excitación a la frecuencia de paso de álabe.

Tanto las características de la generación de perturbaciones en bombas centrífugas, en particular a la frecuencia de paso de álabe, como los fenómenos que afectan a su transmisión a través de la máquina y hacia el exterior, son complejos y muy dependientes de los detalles geométricos internos y de las características del flujo, es decir, del punto de operación de la bomba. Especialmente a lo largo de las últimas dos décadas, se han emprendido numerosas investigaciones en todo el mundo occidental con el objeto de profundizar en la comprensión de dichos fenómenos. En unos casos se ha buscado una caracterización experimental directa de las bombas como elementos de generación de perturbaciones en los circuitos hidráulicos. En otros casos las investigaciones experimentales se han enfocado en los detalles del flujo no estacionario en el interior de la máquina y de su relación con la emisión de ruido. Así mismo se han propuesto distintas técnicas de modelado o simulación de las bombas con vistas a la predicción de la generación y emisión de ruido desde la máquina. A continuación se presentan varios estudios antecedentes sobre cada uno de esos aspectos, en línea con los trabajos ya descritos en el último apartado.

2.3.1 Propiedades acústicas de las bombas centrífugas en circuitos.

Los distintos fenómenos de excitación fluidodinámica presentes en las bombas centrífugas hacen que éstas se comportan como fuentes de pulsaciones que se transmiten al circuito hidráulico, propagándose a la velocidad del sonido. De hecho las bombas constituyen la principal fuente de energía acústica en las redes de tuberías industriales, **Rzentkowski y Zbroja (2000a)**. Una vez en el circuito estas pulsaciones sufren distintos efectos de atenuación, ampliación y reflexión, que son función del número de Helmholtz (relación entre las dimensiones geométricas de los elementos del circuito y la longitud de onda del sonido) y del número de Mach (relación entre la velocidad de la corriente y la velocidad del sonido). A su vez las pulsaciones acústicas incidentes sobre la propia bomba dan lugar a una parte de sonido transmitido a través de la máquina y a una parte de sonido reflejado. Por lo tanto, ante una misma excitación fluidodinámica de partida en el interior de la máquina, pueden resultar pulsaciones en el circuito de mayor o menor magnitud

según sean las características acústicas del acoplamiento bomba-circuito, **Bolleter (1993)**; **Longatte y Koueny (1999)**. Eventualmente se pueden dar lugar a resonancias (por ejemplo a la frecuencia de paso de álabe) con pulsaciones de amplitud inadmisibles, **Rzentkowski et al. (1993)**.

Morgenroth y Weaver (1998) estudiaron el comportamiento acústico de un sistema de bombeo excitado por la propia bomba centrífuga del circuito (de velocidad específica 0.312, intersticio rodete-voluta del 5.8% del radio del rodete) a su frecuencia de paso de álabe. Para ello realizaron ensayos variando sucesivamente el caudal, la velocidad de accionamiento e incluso la forma de la lengüeta de la bomba, aunque sin alterar la magnitud del intersticio radial (al contrario que **Dong et al. (1997)**). En cada caso estos autores recogieron las señales de presión en un cierto número de posiciones a lo largo de las tuberías, con lo que pudieron determinar los modos de las ondas acústicas estacionarias a lo largo del circuito y relacionarlas con los modos teóricos, así como localizar la posición y magnitud de las presiones acústicas máximas. Como se esperaba, ello puso de manifiesto diversos efectos de resonancia acústica en el circuito para ciertos valores del número de Helmholtz.

Estos autores observaron que la presión acústica emitida era mínima para operación a caudal nominal, y que el efecto de probar distintas formas para la lengüeta de la bomba (sin variar el intersticio rodete-lengüeta) era que el sonido emitido era máximo para el caso de menor radio de curvatura, es decir, para una lengüeta con forma de cuña con arista viva. Sin embargo el aumento del radio de curvatura de la lengüeta mostró como efecto secundario una cierta disminución de la altura de elevación de la bomba a caudales bajos; sin duda es éste un efecto no deseado, **Neumann (1991)**, pues ello puede suponer la introducción de un tramo de pendiente positiva en la curva característica de altura-caudal, es decir, puede dar lugar a operación inestable por oscilaciones de bombeo, **Parrondo et al. (2002a)**.

Para los estudios de modelado de la interacción acústica entre bomba y circuito, **Bolleter (1993)**, los conductos suelen caracterizarse mediante su admitancia acústica (relación entre las pulsaciones de flujo másico y las de presión), mientras que la bomba se simula como un sistema de dos puertos (entrada y descarga), con las pulsaciones de

presión y caudal como variables de estado en cada puerto y con matrices de funciones de transferencia de 2x2 ligando dichas variables de estado entre sí (propiedades pasivas) y con las fuentes de excitación interna (propiedades activas). La determinación de los elementos de dichas matrices de transferencia puede ser numérica (con métodos de elementos finitos) o preferentemente experimental, **Fabrice et al. (1998)**, habitualmente mediante métodos basados en la técnica de los dos transductores para separar los frentes de onda planos (sonido de baja frecuencia) que se transmiten en ambos sentidos por un conducto (apartado 4.2.4).

Fabrice et al. (1998) determinaron la matriz de transmisión hidroacústica de una bomba centrífuga de voluta simple mediante ensayos con aire, empleando altavoces como fuentes acústicas externas a la bomba. Encontraron que la matriz de transferencia de esa máquina era casi independiente del punto de operación, y que incluso las medidas en condiciones de máquina parada pueden suponer una evaluación razonable de esta matriz en un amplio rango de frecuencia.

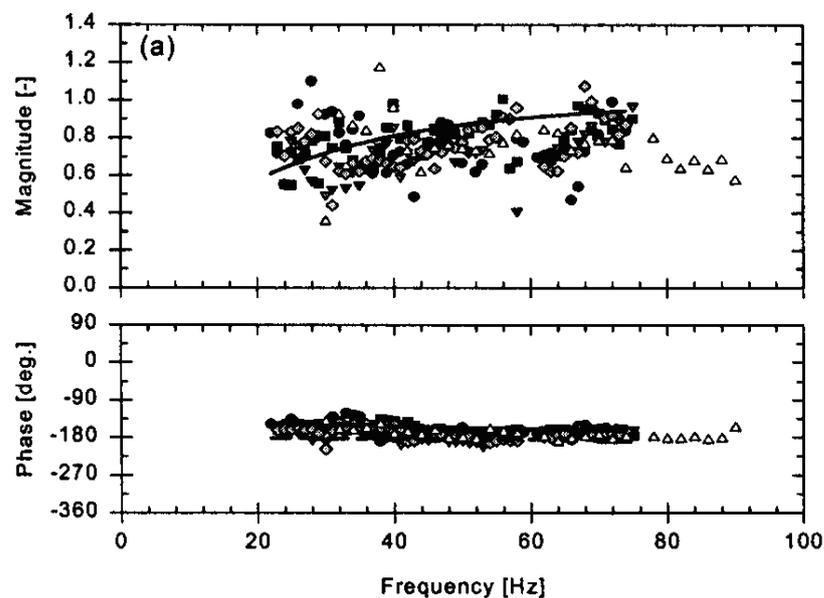


Fig. 2-23. Coeficiente de reflexión (módulo y argumento) del puerto de descarga de una bomba centrífuga para distintos puntos de operación, **Bardeleben y Weaver (2002)**.

Bardeleben y Weaver (2002) también estudiaron experimentalmente las propiedades de transmisión acústica a través de una bomba con voluta simple, empleando un altavoz en el circuito de aspiración y variando la impedancia acústica del circuito de impulsión. En este caso las propiedades de transmisión se representaron mediante la matriz de dispersión (2x2), que relaciona los frentes de presiones entrantes y salientes por sendos puertos de la bomba. La figura 2-23 muestra el elemento de la matriz de dispersión que relaciona el frente de presión saliente con el frente entrante por el puerto de descarga de la bomba, es decir, el coeficiente de reflexión de dicho puerto, en módulo y argumento. Se trata de un conjunto de datos correspondientes a varios caudales de operación y también al caso de bomba parada. Aunque la magnitud de los datos presenta un cierto desorden (no así la fase), la mayoría de los valores se encuentran entre 0.6 y 0.9, con independencia de la frecuencia (en realidad esto ya no es así para otros coeficientes de la matriz de dispersión). Al igual que en la investigación de **Fabrice et al. (1998)** tampoco aquí se aprecian distintos comportamientos en función del punto de operación de la bomba.

Rzentkowski y Zbroja (2000a, 2000b) estudiaron la emisión de pulsaciones a la frecuencia de paso de álabe desde una bomba centrífuga de doble voluta operando a caudal constante pero bajo distintas condiciones de resonancia acústica con el circuito, mediante la variación de la temperatura del agua del sistema dentro de un amplio margen. Partiendo de una estimación teórica de las propiedades de transmisión acústica de la bomba estos autores determinaron los términos de fuente de emisión a la frecuencia de paso de álabe tanto de pulsos de presión como de caudal, desde los dos puertos de la bomba. Encontraron que a pesar de que el circuito manifestaba destacados efectos de resonancia (en función de la temperatura), los términos fuente permanecían casi invariantes, si bien la bomba podía inducir predominantemente pulsos de presión o de caudal en función de las características del circuito. En concreto en condiciones de resonancia predominaba la actuación como fuente de pulsos de presión.

La uniformidad de los términos fuente respecto a las condiciones de resonancia del circuito no es un resultado totalmente generalizable. **Parrondo et al. (2002b)** realizaron medidas de las fluctuaciones de presión sobre la pared de la voluta de una bomba centrífuga en la zona de la lengüeta variando la velocidad de accionamiento de la máquina así como el punto de operación. Estos autores observaron que, una vez adimensionalizados

los datos de amplitud de presión a la frecuencia de paso de álabe, los valores correspondientes a un mismo caudal relativo (es decir, expresado como fracción del caudal nominal asociado a cada velocidad de accionamiento) convergen en una estrecha franja salvo en un caso en la gama de caudales más bajos, Fig. 2-24. Este diferente comportamiento, que afecta directamente a la zona de generación de ruido por interacción álabe-lengüeta, se atribuyó a una resonancia acústica en el circuito de aspiración.

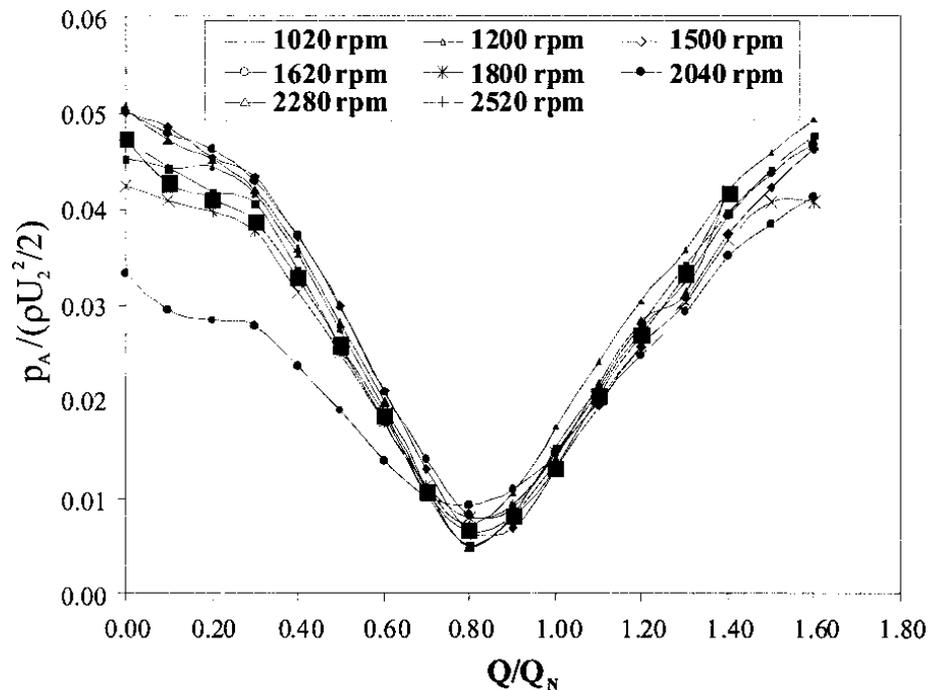


Fig. 2-24. Amplitud de fluctuación de presión a la frecuencia de paso de álabe en una posición sobre la voluta en función del caudal, para distintas velocidades de accionamiento, **Parrondo et al. (2002b)**.

2.3.2 Ensayos de medidas de fluctuaciones de presión en bombas.

Los estudios de caracterización de las bombas como sistemas acústicos cerrados de dos puertos solo contribuyen indirectamente a profundizar en los mecanismos de excitación de pulsaciones en el interior de las bombas. Para este fin se han emprendido varias investigaciones específicas, en su mayoría apoyadas en la medida de fluctuaciones de presión con transductores de miniatura de respuesta rápida, tanto en el estator como en el rotor. Junto a los estudios ya mencionados en el apartado 2.2.3 de **Parrondo et al. (1996, 2002b)**, pueden destacarse los siguientes trabajos:

A) Estudios de **Hasegawa** (Universidad de Nagoya, Japón) sobre las fluctuaciones internas de presión en rodetes:

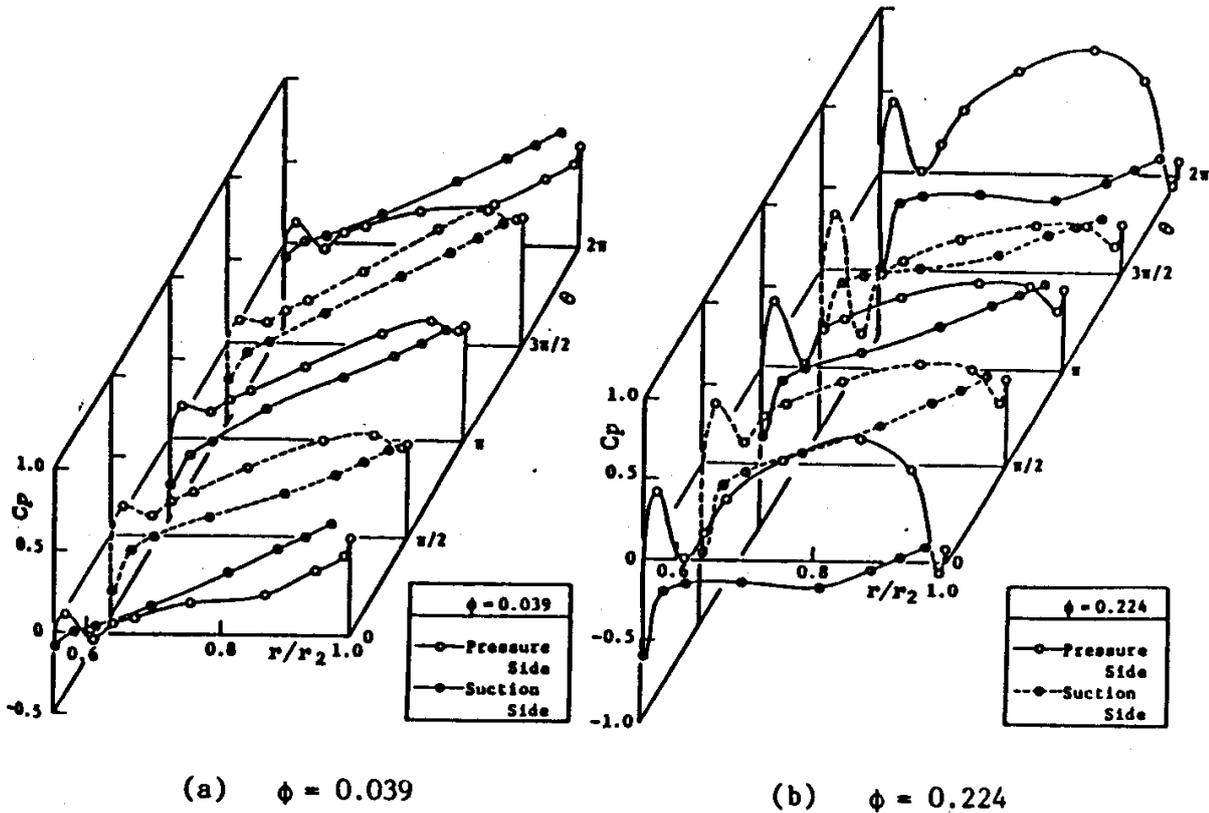


Fig. 2-25. Distribuciones de presión estática a lo largo de las caras de presión y succión de los álabes del rodete en función de la posición circunferencial θ , para dos coeficientes de flujo, **Hasegawa et al. (1990a)**.

Entre los primeros trabajos experimentales sobre el campo de presiones no estacionarias existente en bombas centrífugas y concretamente en el interior del rodete se pueden citar las investigaciones de **Hasegawa et al. (1990a)** sobre una bomba de velocidad específica de 0.61 y un intersticio radial rodete-lengüeta del 21.8%. En concreto observaron que las fluctuaciones de presión percibidas sobre los álabes del rodete estaban asociadas a la frecuencia fundamental de rotación, debido a la distribución no uniforme del flujo a lo largo de la voluta y, en particular, al gradiente de presión habido en la voluta entre uno y otro lado de la lengüeta. Vieron que la magnitud de fluctuación se incrementaba para puntos de operación fuera de diseño, y también que era mayor por el lado de la cara de presión que por el de la de succión. La Fig. 2-25 muestra la distribución

de presión promedio (normalizada con el coeficiente C_p) sobre los álabes del rodete, tanto por la cara de presión como por la de succión, a lo largo de varias direcciones radiales, para coeficientes de flujo Φ de 0.039 y de 0.224. En ella se aprecia que, para $\Phi=0.039$ (equivalente al 34% del caudal óptimo), en la posición circunferencial $\theta=0^\circ$, que corresponde al extremo de la lengüeta, la presión sobre la cara de succión sobrepasa ampliamente a la de la cara de presión, lo que sugiere la ocurrencia de un flujo reverso en el canal del rodete en esa posición circunferencial. Posteriormente, al pasar a otros ángulos θ , el salto de presión a través de la pared de los álabes se invierte recuperando su signo normal. Ello es pues indicativo de la gran magnitud de fluctuación de presión que cabe esperar para la operación a carga parcial. En el caso del caudal elevado el signo del salto de presión a través de la pared de los álabes no cambia, pero también se aprecia una notable fluctuación de presión a medida que el rodete efectúa una vuelta completa. Sin embargo el análisis de Fourier de estas señales de presión no reveló fluctuaciones de presión significativas a la frecuencia de paso de álabes en el interior del rodete, como correspondería a una emisión sonora desde la lengüeta, lo que sin duda es atribuible al elevado tamaño del intersticio radial empleado entre rodete y voluta. Estas mismas conclusiones se derivaron a partir de posteriores investigaciones sobre bombas con número de álabes reducido, **Hasegawa et al. (1990b)**, a pesar de que al reducir el número de álabes sí que se daba lugar al aumento de la amplitud de fluctuación de presión a la frecuencia de giro.

B) Estudios de **Barrand** (Laboratoire de Mécanique de Lille, ENSAM, Francia) sobre las fluctuaciones de presión en bombas con agua y con aire:

Barrand et al. (1993) estudiaron el caso de una bomba centrífuga de voluta sin aletas (velocidad específica 0.77, intersticio rodete-lengüeta del 3% del radio del rodete) operando a caudal nominal en un banco especialmente diseñado para ensayos hidroacústicos. En concreto instrumentaron la máquina con un elevado número de transductores de presión, tanto sobre la pared de la voluta como en el interior del mismo rodete, extrayendo las señales con un sistema de anillos rozantes. Como era previsible, estos investigadores encontraron que los transductores montados en distintos canales del rodete pero en una misma posición relativa daban lugar a señales prácticamente idénticas (aunque con un desfase temporal equivalente al espaciamiento entre canales).

Especialmente destacable era que en estas señales se observaba claramente una gran pulsación correspondiente al paso frente a la lengüeta de la voluta, así como otras seis perturbaciones de menor amplitud asociadas al paso frente a la lengüeta de cada uno de los demás álabes (el rodete tenía siete álabes). Además la amplitud de las pulsaciones aumentaba al disminuir el caudal. Comparando las señales de presión en un mismo canal, observaron que el pico de presión registrado sobre el borde de salida de cada álabe se propaga inmediatamente hacia el interior del canal abarcando todo su ancho, para continuar después hacia la entrada del canal del rodete ya con cierta atenuación. Concluyeron pues estos autores con que existe un fenómeno de propagación acústica de las perturbaciones de paso de álabe no sólo a lo largo de la voluta sino también a lo largo de los canales del rodete.

Posteriormente este mismo equipo, **Talha et al. (2002)** extendió sus investigaciones al caso de una máquina de velocidad específica no muy diferente (0.58), con un intersticio radial rodete-lengüeta del 4.5%, pero que operaba con aire. De este modo el número de Mach asociado a la velocidad tangencial del rodete pasaba de 0.02 para la bomba con agua a un valor de 0.2, con lo que el retardo relativo en la propagación de las ondas sonoras ha de resultar más evidente que en el caso de líquidos, para los que la propagación es cuasi-instantánea. En efecto las señales de presión procedentes de transductores montados sobre el extremo de los álabes del rodete con la máquina operando con aire y con caudales alrededor del de diseño también muestran una gran perturbación coincidiendo con el paso del álabe monitorizado frente a la lengüeta, seguida de sucesivas perturbaciones de menor amplitud asociadas a las interacciones con la lengüeta de los demás álabes (Fig. 2-26.a). La secuencia temporal de picos y valles en dichas señales llevó a los autores a proponer un modelo de emisión acústica simple para la interacción álabe-lengüeta, del tipo de fuente dipolar, con propagación simultánea por la voluta en ambas direcciones hasta alcanzar la posición circunferencial del sensor bajo consideración (que a su vez gira por estar montado en el rodete). Según este modelo, el frente de onda que se mueve en el sentido de rotación (es decir, en sentido positivo) sería el responsable de los “picos” en las señales de presión, mientras que el otro frente (que avanza en sentido negativo) sería el responsable de los “valles” (Fig. 2-21). Sin embargo estos investigadores no efectuaron ningún análisis o consideración sobre la ulterior propagación de dichos

frentes de onda en el dominio de la máquina, tales como sucesivas recirculaciones por la voluta o transmisión por los canales del rodete.

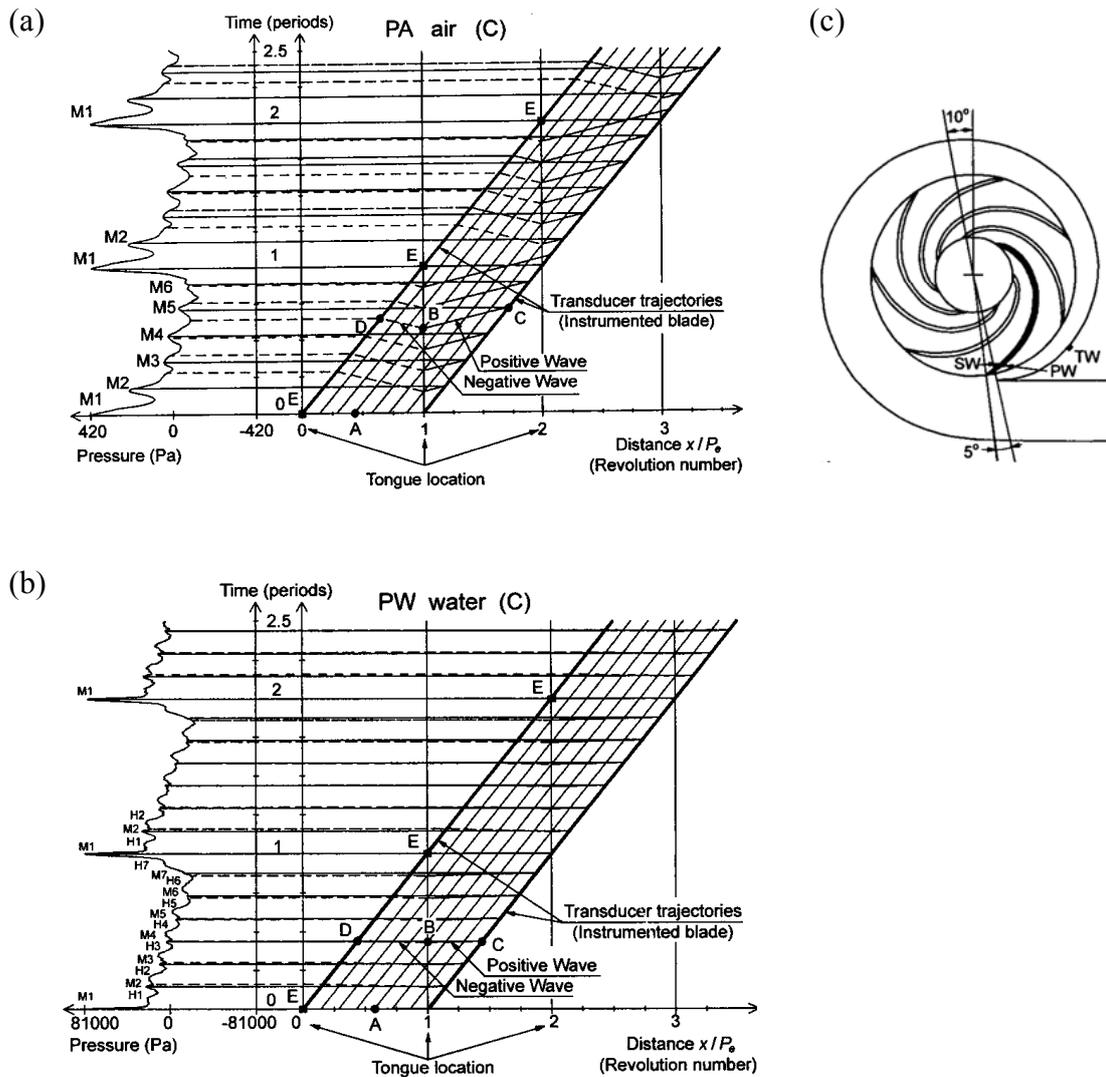


Fig. 2-26. Evolución temporal de la presión estática en el extremo de un álabe y análisis de la propagación por la voluta del sonido emitido desde la lengüeta, operando a caudal nominal con aire (a) y con agua (b). Posición del rodete en el instante del pico M1 mostrada en (c). Talha et al. (2002).

Comparando con el caso de la bomba que operaba con agua, para ésta las señales de presión resultaban más complejas, pudiendo observarse en ellas hasta dos pequeños picos para cada interacción con la lengüeta de los demás álabes (Fig. 2-26.b). Ello llevó a

Talha et al. (2002) a apuntar la posibilidad de que, junto al anterior mecanismo acústico, haya una segunda fuente de ruido de tipo monopolar asociada a las fluctuaciones de caudal en cada canal al pasar frente a la lengüeta. Sin embargo, el patrón de dichas señales de presión bien podría estar determinado por las sucesivas circulaciones acústicas en la máquina del sonido emitido desde la lengüeta acorde con el mismo mecanismo dipolar anterior.

C) Estudio de **Kaupert y Staubli** (ETH Zurich, Suiza) sobre las fluctuaciones de presión internas en una bomba de alta velocidad específica:

Kaupert y Staubli (1999a y 1999b) estudiaron el campo de fluctuaciones de presión en el interior del rodete de una bomba centrífuga de alta velocidad específica (1.70) equipada con doble voluta espiral, y un intersticio radial de lengüeta del 22% del radio del rodete. Para ello dispusieron de un total de 25 transductores piezo-resistivos montados a ras de las paredes de un mismo canal, con un sistema de telemetría para la transmisión de las señales al exterior y su posterior análisis. Como era de esperar, estas señales de presión mostraban una fuerte periodicidad a la frecuencia de paso de lengüeta (dos veces por vuelta), tanto más acusado cuanto más lejos estaba el caudal del punto nominal, debido a la distribución no uniforme de la presión alrededor de la voluta (Fig. 2-27). A pesar del elevado intersticio de esta bomba, para el 40% del caudal nominal la magnitud de las perturbaciones de presión sobre los álabes llegaba a alcanzar el 35% de la altura total de la máquina. En concreto observaron que al pasar de caudales inferiores al nominal a caudales superiores la fase de las perturbaciones de presión para una posición dada de los álabes se invertía unos 180°: mientras que para caudales bajos el paso del álabe monitorizado frente a la lengüeta daba lugar a un mínimo de presión, para caudales altos se daba lugar a un máximo. En ambos casos las perturbaciones eran más acusadas por las caras de presión de los álabes que por las caras de succión, de acuerdo con **Hasegawa et al. (1990a)**. También observaron que estas pulsaciones de presión percibidas a la salida del rodete se propagaban aguas arriba a través de los canales del rodete (muy cortos por la alta velocidad específica de la máquina) a la velocidad del sonido, salvo en situaciones concretas en que se añadía un cierto desfase, achacable bien a la curvatura del álabe o bien a la presumible presencia de recirculación del flujo en el canal.

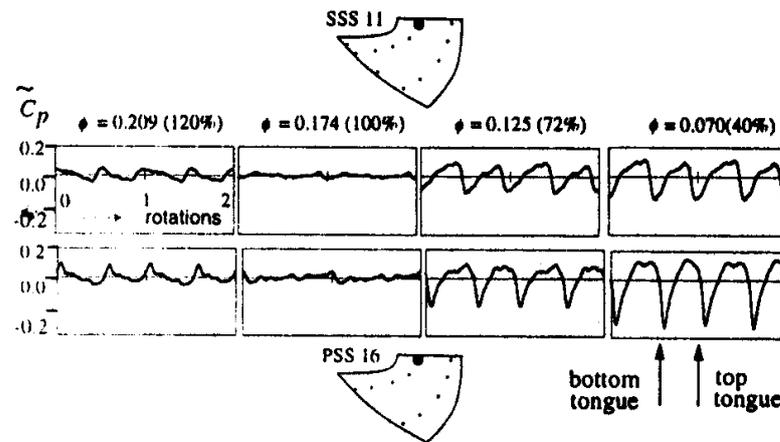


Fig. 2-27. Evolución temporal de la presión en el extremo de salida de un álabe por las caras de succión (arriba) y presión (abajo), para 4 caudales, **Kaupert y Staubli (1999a)**.

2.3.3 Estudios de visualización del flujo del flujo no estacionario.

Junto al uso de transductores de presión de respuesta rápida, las posibilidades de estudio del flujo no estacionario se han visto ampliadas en los últimos años con el avance de las técnicas de visualización, especialmente con los métodos de velocimetría de partículas. En esta línea, una de las investigaciones más detalladas sobre las interacciones álabe-lengüeta en bombas centrífugas y la generación de ruido asociada ha sido la llevada a cabo por el profesor **Katz** y su equipo en la Johns Hopkins University (EEUU). Estos investigadores centraron sus estudios en la visualización del flujo no estacionario mediante la técnica de velocimetría por desplazamiento de partículas (PDV) aplicada al caso de una bomba centrífuga de velocidad específica de 0.46 con un intersticio radial álabe-lengüeta del 7%, **Dong et al. (1992a)**, complementada con la adquisición de señales de presión sobre la pared de la voluta en el entorno de la lengüeta, así como aguas abajo en el conducto de impulsión. Para facilitar la investigación se buscó enfatizar el carácter bidimensional del flujo en la zona de la lengüeta, diseñando la bomba de modo que tanto el extremo de salida de los álabes como la propia lengüeta eran invariables en la dirección axial (al contrario de lo que es práctica habitual en las bombas comerciales). Los resultados obtenidos mostraron el carácter pulsante del flujo en toda la voluta así como el del flujo de fuga por el intersticio entre lengüeta y rodete, con valores instantáneos dependientes de la

posición relativa del álabe respecto a la lengüeta. Los efectos del paso de álabe y en particular los fenómenos de chorro-estela (ver apartado 2.2) resultaron particularmente destacables en la región de la voluta más próxima al contorno del rodete, aproximadamente en posiciones radiales de hasta el 120% del radio del rodete.

Chu et al. (1995a) enfocaron el estudio en la zona de voluta próxima al extremo de la lengüeta y al difusor de salida, determinando la evolución temporal de las distribuciones 2D (promediadas en fase con una señal de disparo o “trigger” de referencia) de velocidad, vorticidad y también de presión, esta última obtenida mediante una adecuada integración de las ecuaciones de Reynolds para flujo no estacionario a partir de las medidas de velocimetría. La investigación se centró en el caso de la bomba operando con un caudal equivalente al 135% del caudal nominal. Algunos de los resultados obtenidos, extraídos de **Chu et al. (1995b)**, se muestran en las figuras Fig. 2-28.1 (componente radial de la velocidad absoluta), Fig. 2-28.2 (componente tangencial de la velocidad absoluta), Fig. 2-28.3 (componente axial de la vorticidad) y Fig. 2-28.4 (presión estática) para cuatro instantes de tiempo correspondientes a otras tantas posiciones relativas del álabe respecto a la lengüeta.

En estas figuras resulta muy claro el patrón chorro-estela que sale del rodete, acorde con la descripción de **Guelich y Bolleter (1992)**. Por un lado se tiene *chorro* por delante de la cara de presión del álabe, donde la componente radial es elevada y la tangencial pequeña, alcanzándose el máximo y el mínimo respectivamente al aproximarse el álabe a la lengüeta (Figuras Fig. 2-28.1b y 2-28.2b). Por otro lado se tiene *estela* por detrás de la cara de succión del álabe (a un 20% del ancho del canal), donde la componente radial es mínima y la tangencial máxima.

Al pasar el álabe tras la lengüeta la porción de fluido de la estela con velocidad tangencial elevada resulta transportada hacia afuera del rodete, llegando a incidir sobre el extremo de la lengüeta. En los mapas de vorticidad (Fig. 2-28.3) se observa que, por detrás del álabe, el frente de la estela está marcado por un fuerte tren de vorticidad negativa, seguido de otro tren de vorticidad positiva, que corresponden a las respectivas capas de cortadura que delimitan la estela.

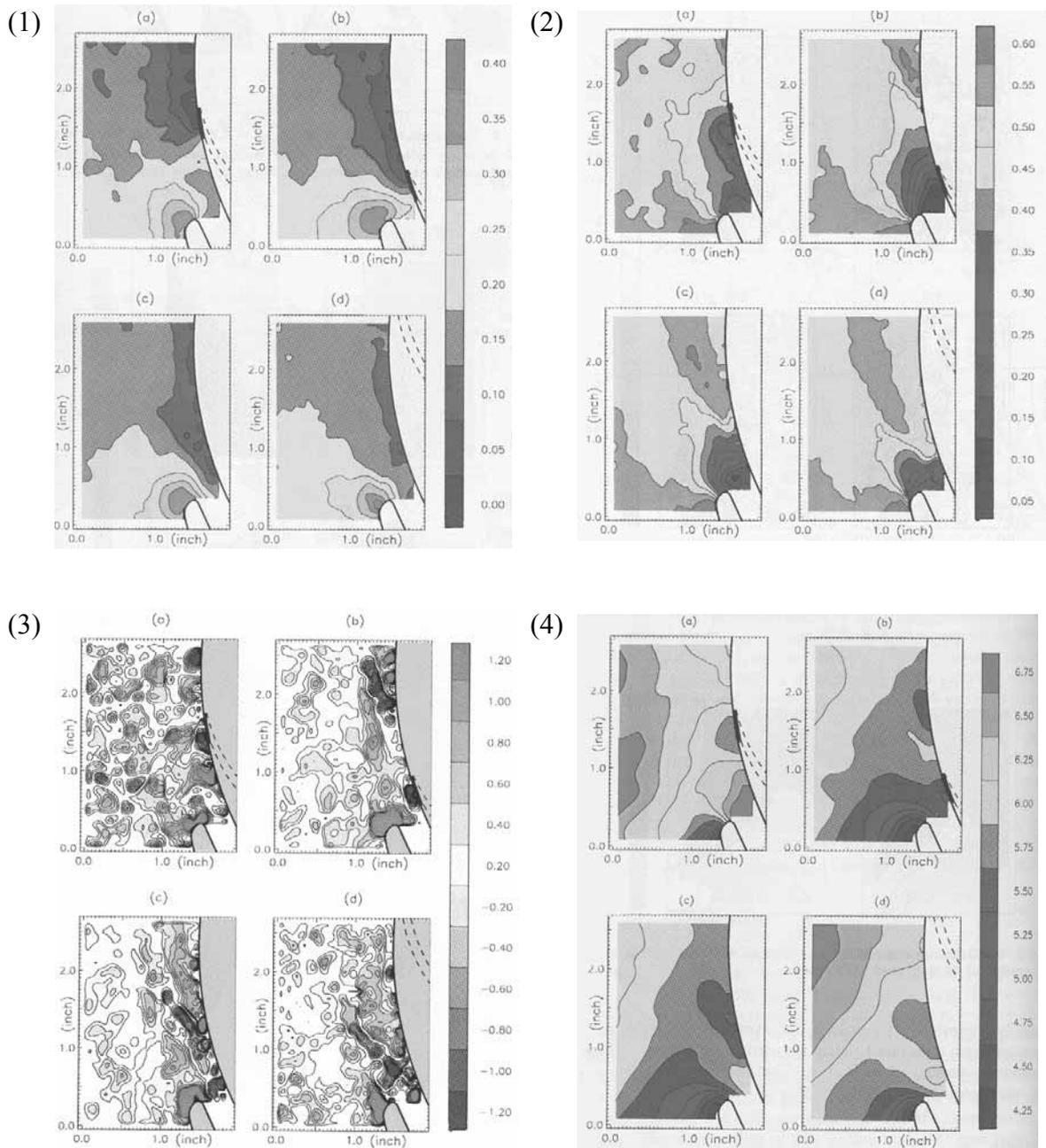


Fig. 2-28. Distribuciones de velocidad radial (1), velocidad tangencial (2), vorticidad axial (3) y presión estática (4) en la zona de aproximación a la lengüeta de una bomba centrífuga para 4 instantes de tiempo, $Q/Q_n=135\%$, **Chu et al. (1995b)**.

También el chorro que antecede al álabe está delimitado por sendas zonas con vorticidad de distinto signo: positiva por delante y negativa por detrás, extendiéndose esta última sobre el borde de salida del álabe. Al pasar el álabe frente la lengüeta la velocidad tangencial es mínima, de modo que el pico de vorticidad negativa sobre el extremo del álabe se retrasa y llega a unirse con el tren de vorticidad negativa de la estela, para ser a continuación transportados alrededor de la lengüeta hacia el difusor de salida de la bomba.

Estos procesos se traducen sobre los mapas de presión estática (Fig. 2-28.4) en la existencia de dos mínimos relativos a la salida del canal de rodete, ambos asociados a zonas de vorticidad negativa: uno justo sobre el extremo de los álabes (debido al espesor finito de los álabes y a la consiguiente separación del flujo) y otro en la zona de comienzo del tren delantero de vórtices de la estela. Cuando el álabe se aproxima a la lengüeta hay un descenso general de presión en todo el rodete (momento en que el caudal de recirculación a través del intersticio rodete-voluta es mínimo). En cambio cuando el álabe está distanciado del borde de la lengüeta, bien por delante o bien por detrás, la presión es más alta en toda la región, mientras que el caudal de recirculación se hace máximo.

Estos autores también estudiaron la correlación existente entre las evoluciones de la presión el conducto de impulsión con un hidrófono (Fig. 2-29). La señal de presión sonora del hidrófono muestra dos mínimos durante cada periodo de paso del álabe. El primero de ellos ocurre justo tras sendos mínimos de presión en las posiciones E23 y E14 (ambas junto a la lengüeta por el lado del difusor de salida), que están asociados a la incidencia de la estela sobre el extremo de la lengüeta, con el consiguiente estiramiento y separación en dos partes de los trenes de vorticidad asociados.

En cambio el segundo mínimo en la señal del hidrófono (que de hecho es más acusado que el anterior) no tiene un mínimo equivalente en las señales de las posiciones E23 y E14. Por el contrario, ese segundo mínimo tiene lugar justo después de que sea máxima la presión en la posición E3 (que está junto a la lengüeta por el lado del rodete), que también coincide con la máxima diferencia de presión a través de la pared de la lengüeta, representada por $P(E3)-P(E14)$ en la Fig. 2-29. Esta observación llevó a los autores a sugerir que el segundo mínimo estaría causado por vibraciones forzadas de la lengüeta. Sin embargo no tuvieron en cuenta otros efectos como los de reflexión sonora

desde el circuito de impulsión, ni realizaron otras medidas adicionales de presión sonora en el conducto de descarga, por lo que las fuentes sonoras identificadas por estos autores, en particular la de vibración de la lengüeta, resulta muy cuestionable.

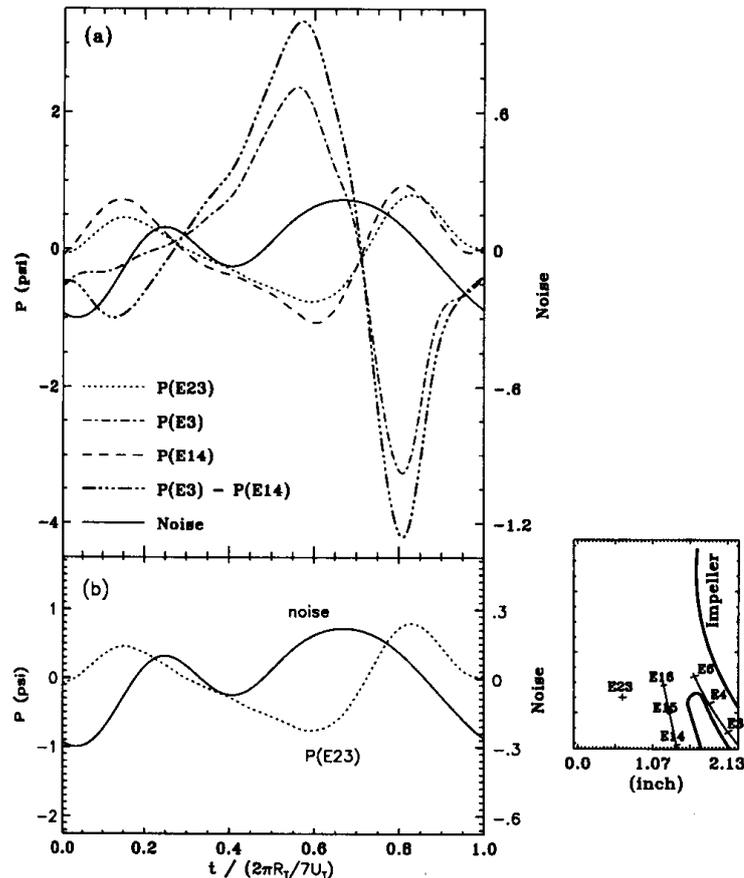


Fig. 2-29. Comparación entre señales de fluctuación de presión en varias posiciones de la zona de lengüeta y el ruido acústico aguas abajo, **Chu et al. (1995b)**.

Posteriormente estos autores extendieron sus investigaciones al estudio del efecto de determinadas modificaciones geométricas sobre las características del flujo no estacionario y la generación de ruido en la bomba de ensayo, **Dong et al. (1997)**. En concreto probaron a variar el intersticio rodete-lengüeta, aumentándolo sucesivamente desde el 7% hasta el 27% del radio del rodete (a la vez se aumentaba el radio de curvatura del extremo de la lengüeta), manteniendo un caudal fijo igual al 135% del caudal nominal. Como se esperaba, al aumentar el intersticio se reducía el grado de incidencia sobre la

lengüeta del flujo pulsante saliente del rodete, obteniéndose ya una muy significativa disminución de sonido al pasar del intersticio del 7% al siguiente ensayado, con un 11%. A partir de ese valor el efecto de aumentar el intersticio resultaba cada vez más débil, siendo casi inapreciable a partir del 20%. Para estos casos de amplio intersticio radial entre rodete y lengüeta, según los autores, el sonido emitido estaría asociado a la incidencia del chorro de canal sobre la lengüeta, es decir, se tendría una fuente diferente de las del caso del intersticio del 7%.

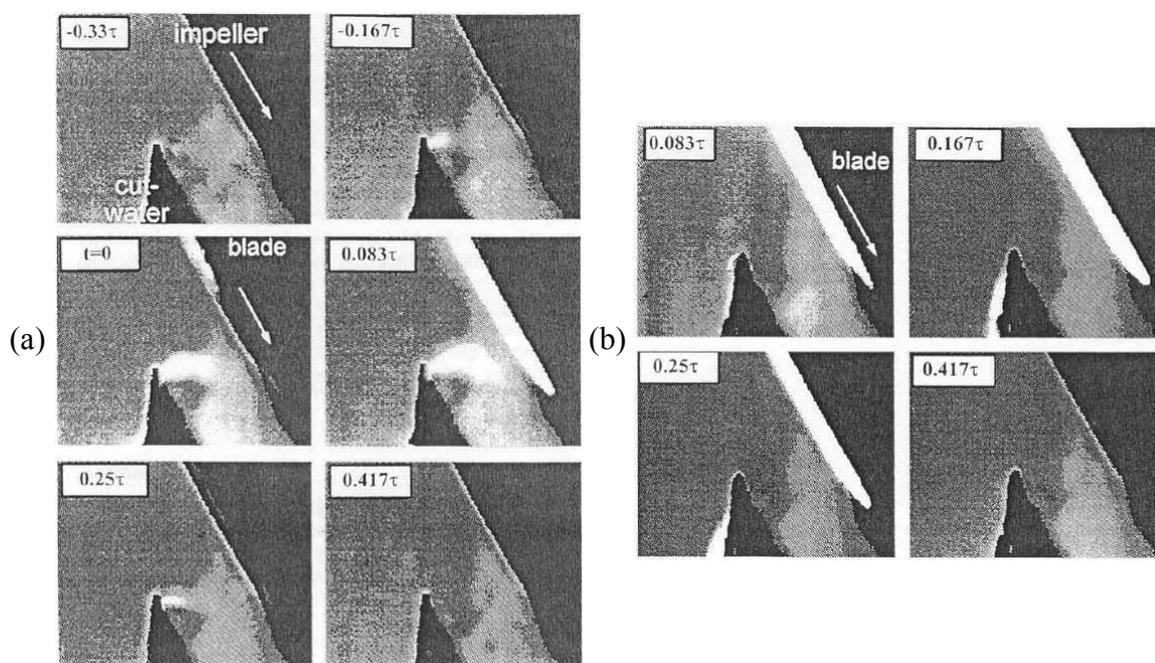


Fig. 2-30. Secuencias de visualización del flujo con colorante inyectado en el extremo de la lengüeta afilada (τ =periodo de paso de álabe). (a) 40% del caudal nominal; (b) 120 % del caudal nominal, **Morgenroth y Weaver (1998)**.

Así mismo **Morgenroth y Weaver (1998)** realizaron un estudio de visualización del flujo en el entorno de la lengüeta, mediante la inyección de un trazador desde su extremo y la instalación de ventanas transparentes en la zona de interés de la carcasa para la iluminación y filmación del flujo. Pudieron así observar en cada caso la evolución temporal de la región del flujo separado desde la lengüeta, bien hacia la zona estrecha de la voluta para caudales menores del nominal (Fig. 2-30) o bien hacia el difusor de salida para

caudales mayores (Fig. 2-30.b), de acuerdo por ejemplo con **Miner et al. (1989)**. Este estudio llevó a los autores a sugerir que la emisión de ruido está directamente relacionada con esa estela no estacionaria del flujo desprendido desde la lengüeta y la vorticidad asociada, de acuerdo con **Chu et al. (1995b)**: a mayor zona de separación, mayor nivel de ruido acústico percibido en los conductos. Los autores concluyeron con que el efecto de un extremo de lengüeta afilado es el de fijar el punto de separación, variando considerablemente la magnitud de la estela con cada periodo de paso de álabe; en cambio una forma más redondeada permite el desplazamiento relativo del punto de estancamiento en torno a la lengüeta durante cada periodo de paso de álabe (Fig. 2-31), lo que contribuye a reducir tanto la magnitud media como la pulsación de la estela, disminuyendo así la vorticidad generada y también el ruido emitido.

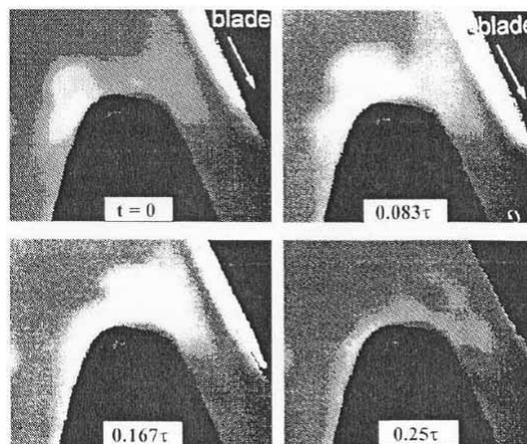


Fig. 2-31. Secuencia de visualización del flujo con colorante inyectado en el extremo de la lengüeta redondeada para el 40% del caudal nominal (τ =periodo de paso de álabe), **Morgenroth y Weaver (1998)**.

2.3.4 Modelado acústico de bombas centrífugas.

Dado el interés por predecir las perturbaciones generadas desde las bombas, en particular a la frecuencia de paso de álabes, se han propuesto varios métodos de modelado bajo distintas hipótesis y con diversos grados de dificultad de cálculo.

Uno de los primeros modelos fue el propuesto por **Chen**, descrito en **Timouchev y Tourret (2002)**. Se trata de un modelo puramente acústico, pensado para el caso de una

voluta con difusor de aletas, supuesto éste como una sucesión de canales de sección constante. En este modelo se plantea la ecuación de onda unidimensional a lo largo de la voluta, con efectos de reflexión en el extremo de lengüeta, y con condiciones de contorno pulsantes de naturaleza acústica en la entrada de los canales. El método no se llegó a implementar de forma efectiva, ante la gran dificultad para estimar las pulsaciones en el contorno.

Posteriormente se propusieron modelos semiempíricos, aunque de base puramente fluidodinámica. Partiendo de un modelo de flujo simplificado a través del rodete, típicamente flujo potencial bidimensional, con estos modelos se estimaba la distribución no uniforme del flujo relativo de salida de los canales del rodete. Las variaciones en el caudal recibido en cada sector de la voluta a medida que gira el rodete se asocian a pulsaciones de presión, admitiendo por ejemplo que éstas son proporcionales a la amplitud de las pulsaciones de energía cinética, **Guelich y Bolleter (1992)**. Desde el punto de vista ingenieril se trataría de determinar relaciones empíricas de ajuste entre dichas pulsaciones y las pulsaciones de presión a la salida de la bomba. Estos métodos tuvieron poco éxito pues las simplificaciones asumidas hacen que la extrapolación de esas relaciones empíricas quede limitada a bombas prácticamente idénticas, en puntos de operación homólogos y sin efectos de acoplamiento bomba-circuito, **Timouchev y Tourret (2002)**.

Paulatinamente se han ido extendiendo los métodos de simulación numérica del flujo no estacionario en todo el interior de las máquinas de fluidos en general y de las bombas centrífugas en particular, apoyado en el rápido progreso en la potencia de computación de los sistemas informáticos durante las últimas décadas. Estos métodos ofrecen pues una estimación fluidodinámica directa de las fluctuaciones de presión asociadas a la frecuencia de paso de álabes. Con estos métodos se efectúa la resolución numérica de las ecuaciones para flujo no estacionario, típicamente las ecuaciones de Navier-Stokes con promediado de Reynolds (URANS) complementadas con un modelo de turbulencia apropiado, como el modelo k- ϵ . Se suele considerar al flujo como incompresible, con lo que realmente se obtiene una estimación de las pulsaciones hidráulicas o “pseudo-sonido”, pues la velocidad de transmisión en el medio de estas perturbaciones es la velocidad promedio de la corriente (por convección) o bien la velocidad de rotación del rodete. En general estas perturbaciones hidráulicas se amortiguan

rápidamente al salir de la zona de generación. En cambio no se determinan las pulsaciones puramente acústicas (transmisión a la velocidad del sonido), que son las que se propagan de forma efectiva a gran distancia. Entre este tipo de modelos computacionales figuran modelos 2D, como el de **Croba et al. (1996)**, y posteriormente modelos 3D, como los propuestos por **González et al. (2002)**, **Majidi (2005)**, **Barrio et al. (2008)** o **Spence y Amaral-Teixeira (2008)**.

La simulación numérica como flujo compresible no estacionario, que pudiera contemplar de forma directa las ondas acústicas, resulta muy compleja y por ende inefectiva. Esta simulación debería estar basada en un algoritmo explícito respecto al tiempo, en el que, debido al alto valor de la velocidad del sonido, se necesitaría un paso temporal extremadamente pequeño para asegurar la estabilidad de la solución. Este paso sería típicamente varios órdenes de magnitud inferior al paso temporal de una simulación convencional para flujo incompresible **Timouchev y Tourret (2002)**. Además, ello también requeriría un mallado espacial extremadamente fino. Incluso asumiendo la potencia de computación necesaria para abarcar dominios de esas características, el método bien puede resultar poco efectivo, debido por ejemplo a que las fluctuaciones acústicas pueden ser muy pequeñas en comparación con las diferencias espaciales de presión asociadas al flujo principal, con lo que la incertidumbre de los valores calculados puede ser excesiva.

Para soslayar estas dificultades se han propuesto métodos que siguen el punto de vista de la analogía acústica de **Lighthill (1952)**, de modo que el análisis se efectúa en dos pasos. En primer lugar se realiza un cálculo puramente fluidodinámico del flujo no estacionario a través de la máquina, típicamente bajo la condición de flujo incompresible. En segundo lugar se realiza el cálculo del campo acústico, asumiendo fuentes sonoras derivadas directamente del campo fluidodinámico no estacionario. Según se indicó en el apartado 2.2.2, entre los distintos tipos de mecanismos de generación de ruido en el caso de las bombas centrífugas sólo se consideran relevantes las fuentes de ruido dipolar asociadas a las fuerzas no estacionarias de presión sobre los contornos de la máquina.

Varios de los trabajos más interesantes realizados en esta línea para el caso de bombas centrífugas han partido de un cálculo fluidodinámico simplificado, basado en el

método de los vórtices discretos para flujo bidimensional, **Wang y Tsukamoto (2001)**; **Langthjem y Olhoff (2004a)**. Se trata de un método no estacionario en el que los contornos se simulan mediante vórtices aislados o paneles, y con el que se simula el desprendimiento de vórtices desde los extremos de las superficies hacia las estelas, bajo la condición de Kutta. Una vez desprendidos, los vórtices son arrastrados por convección, bien manteniendo su fuerza inicial (flujo no viscoso) o bien atenuándose su fuerza por medio de una viscosidad artificial. Una vez estimado el campo de velocidades, se calculan las fuerzas fluctuantes de presión sobre los contornos mediante la ecuación de Bernoulli no estacionaria, las cuales determinan las fuentes acústicas. Éstas constituyen los términos fuente de la ecuación de onda (inhomogénea) que describe la transmisión del sonido por el interior de la máquina. A continuación se procede a la resolución de dicha ecuación en el dominio frecuencial, habitualmente mediante el método de elementos de contorno (BEM).

Dentro de esta línea metodológica se encuentran los trabajos de **Jeon y Lee (1999, 2003)**, que estudiaron el caso de un rodete centrífugo bidimensional con un estator reducido a una cuña a 90° a modo de lengüeta, obteniendo un razonable acuerdo frente a medidas experimentales para el mismo tipo de dispositivo. **Timouchev y Tourret (2002)** emplearon el método de los vórtices discretos junto a un método simplificado para la estimación del campo sonoro, basado en el uso de impedancias acústicas locales específicas, para estimar las fluctuaciones de presión en bombas y ventiladores centrífugos de distintas características geométricas. Especialmente destacable ha sido el trabajo de **Langthjem y Olhoff (2004a, 2004b)**, quienes analizaron el caso de la bomba centrífuga objeto de los ensayos de visualización de **Chu et al. (1995a, 1995b)**, también operando con el 135% del caudal nominal. Aunque sus predicciones de presión sonora a la frecuencia de paso de álabes arrojaban diferencias de varios decibelios respecto a los datos experimentales, el reparto relativo de energía sonora entre esos armónicos seguía una tendencia comparable a la de las medidas.

Los términos fuente para la ecuación de onda también se pueden estimar a partir de simulaciones CFD convencionales, por ejemplo resolviendo las ecuaciones URANS para flujo 3D con un modelo de turbulencia apropiado, **Timouchev (2005)**, o incluso mediante métodos de simulación de grandes remolinos (*large eddy simulation*), como en el trabajo de **Kato et al. (2005)**.

En general los resultados que ofrecen los distintos métodos indicados confirman que el sonido generado en las bombas a la frecuencia de paso de álabes y armónicos está determinado básicamente por las fuerzas superficiales no estacionarias, y en particular las que actúan en la zona de la lengüeta. Sin embargo la bondad de las predicciones obtenidas, incluso con los métodos más completos en la descripción del flujo y por tanto de mayor complejidad de cálculo, resulta ser bastante dependiente de las características geométricas de la bomba y empeora a medida que el punto de operación se aleja del caudal nominal, que es precisamente cuando es mayor la generación de ruido. No es éste un resultado sorprendente, pues en las bombas que operan fuera de diseño el flujo presenta numerosos efectos fluidodinámicos de gran complejidad (apartado 2.1.3), difíciles de incorporar de forma adecuada en los modelos de simulación, y que sin embargo influyen significativamente sobre el flujo de salida del rodete y su interacción con la voluta.

Estas dificultades son evitadas (al menos parcialmente) con la metodología propuesta para la presente investigación, en la que se pretende caracterizar la generación de ruido acústico por comparación entre medidas experimentales y las predicciones obtenidas con un modelo acústico elemental, que sólo contempla fuentes acústicas simples. No se tiene pues necesidad de efectuar simulaciones de precisión del flujo a través de la máquina, y por tanto la validez de los resultados no ha de quedar condicionada a priori por el mayor o menor alejamiento del caudal respecto al punto de diseño de la bomba.

3



3 MODELO ACÚSTICO DE BOMBAS CENTRIFUGAS.

El sonido se puede definir como una perturbación transitoria sobre el estado del equilibrio mecánico de las partículas en un medio continuo. Las partículas, una vez sufrida esta perturbación transitoria, tienen tendencia a regresar a su estado de equilibrio inicial por la acción de las fuerzas elásticas a las que están sometidas, lo que origina la transmisión de la perturbación a las partículas adyacentes del medio.

Esta vibración mecánica del medio elástico originada por una fuente, conlleva una transmisión de energía y posee características de fenómeno ondulatorio de propagación longitudinal, determinado por cambios en las variables fluidodinámicas del medio:

- Velocidad.
- Presión.
- Densidad.
- Temperatura.

En resumen, las ondas acústicas se caracterizan en atención a las fluctuaciones de presión transmitidas debido a las vibraciones de las partículas en el seno del fluido. Gracias a esta directa relación entre las fluctuaciones de presión y las fluctuaciones acústicas, y

para el caso concreto de una bomba hidráulica, es posible enfocar el estudio de los fenómenos existentes en el interior de la bomba desde el punto de vista acústico.

Las perturbaciones acústicas se generan principalmente a causa de dos motivos fundamentales, estando estos dos motivos presentes en el interior de las bombas centrífugas:

- Vibración o desplazamiento relativo de un contorno rígido.
- Ruido aerodinámico por excitación fluidodinámica.

En este capítulo se presenta un modelo acústico desarrollado para evaluar la transmisión de sonido en el interior de un recinto cerrado, siendo en este caso el recinto el interior de las bombas centrífugas. En primer lugar se exponen los mecanismos fundamentales de transmisión acústica dentro de un recinto similar al interior de una bomba centrífuga, para a continuación definir el modelo acústico y su algoritmo de cálculo asociado para su implementación práctica.

3.1 Transmisión acústica como onda plana.

Las perturbaciones acústicas se transmiten en forma de ondas en el medio, pudiendo éstas ondas adoptar diversas formas: planas, esféricas, cilíndricas, etc. El estudio de las ondas planas posee grandes ventajas debido a que requiere únicamente el uso de dos dimensiones para su análisis. En este apartado se analiza el tipo de onda existente en el interior de una bomba centrífuga y su propagación en el interior de la misma. También se definen las características fundamentales de los campos sonoros, desde el punto de vista del cálculo de una voluta de una bomba centrífuga, y se alude a herramientas que simplifican el cálculo del campo acústico.

3.1.1 Características generales de los campos sonoros.

Kinsler et al. (1988), define una onda acústica como aquella perturbación de presión que se propaga a través de un fluido y transporta energía. Esta perturbación se

percibe como un incremento de presión, siendo entonces la presión sonora, P , la magnitud utilizada para caracterizar la propagación acústica en un medio. A partir de las ecuaciones de conservación de masa y las ecuaciones de conservación de cantidad de movimiento, para el caso de fuerzas viscosas despreciables y variación convectiva de la cantidad de movimiento también despreciable, se puede obtener la ecuación de una onda acústica, Ec. 3-1. Siendo c la velocidad de propagación del sonido, magnitud dependiente del medio, t el tiempo y \vec{r} el vector de posición. Realmente esta ecuación no es más que la ecuación de Navier-Stokes particularizada para el caso en el que los términos convectivos son despreciables.

$$\nabla^2 P(\vec{r}, t) = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2}(\vec{r}, t) \quad \text{Ec. 3-1}$$

La transmisión del sonido varía dependiendo del entorno geométrico donde se propague y del tipo de fuente sonora que lo emita. Por ejemplo, para el caso de un sonido tonal (que indica que se trata de una variación de presión uniforme o periódica) que discorra por un conducto de sección constante y pequeña (lo que implica transmisión unidimensional u onda plana), la solución de onda acústica viene dada por la Ec. 3-2. Esta solución de la ecuación de onda representa una propagación de dos ondas planas que viajan por una conducción en sentidos opuestos, a la frecuencia f . A y B son las amplitudes de ambas ondas, $k_+ = \frac{2\pi f p a}{(c+v)}$ $\approx k_-$ son el número de frentes de onda por unidad de longitud, y θ_+ y θ_- los desfases respectivos de cada una de las dos ondas circulantes, ver Fig. 3-1. Es decir, la solución de la ecuación de onda en una conducción muestra dos ondas acústicas que avanzan en direcciones opuestas y con un desfase determinado entre sí.

$$\begin{aligned} P(x, t) &= P_+(x, t) + P_-(x, t) = \\ &= A \text{sen}(2\pi f t - k_+ \cdot x + \theta_+) + B \text{sen}(2\pi f t + k_- \cdot x + \theta_-) \end{aligned} \quad \text{Ec. 3-2}$$

Relacionado con el término de frentes de onda (conjunto de posiciones que en cada instante dado se encuentran en el máximo valor de la fluctuación de presión) aparece el término longitud de onda. La longitud de onda, representada por λ , es la distancia entre un

punto y el sucesivo que se encuentre en el mismo estado de fluctuación en un instante dado. Depende de la velocidad del sonido c y de la frecuencia f según la relación: $\lambda = c/f$. La longitud de onda de una perturbación en un conducto determina la forma de propagación de la onda. Si la longitud de onda es mayor que la dimensión característica de la sección de paso, se puede hablar de transmisión en onda plana y reducir el estudio a un sistema de dos dimensiones.

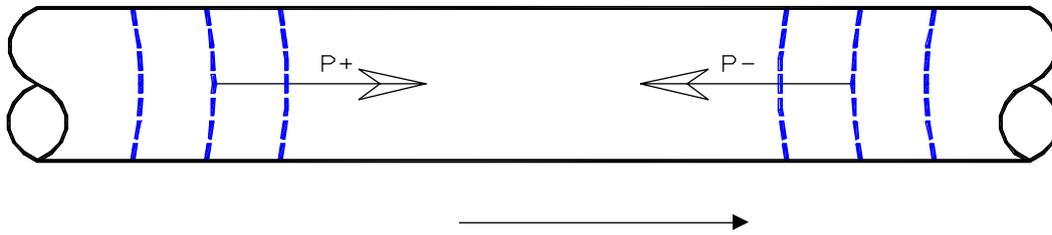


Fig. 3-1. Onda que se traslada en sentido positivo, P_+ , y en sentido negativo P_- .

En el caso de ondas planas, la presión sonora resulta ser proporcional a la velocidad de fluctuación de las partículas, verificándose la Ec. 3-3, siendo u_+ y u_- la velocidad de avance de la onda acústica en el medio.

$$\begin{aligned} P_+ &= \rho c u_+ \\ P_- &= -\rho c u_- \end{aligned} \quad \text{Ec. 3-3}$$

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_{S=cte}} = \sqrt{\left(\frac{K}{\rho}\right)_{S=cte}} \quad \text{Ec. 3-4}$$

La velocidad de propagación del sonido, c , es una característica del medio y se calcula según la expresión Ec. 3-4, como la raíz cuadrada entre las fluctuaciones de presión P y las fluctuaciones de densidad del medio ρ . Los cambios en la presión y la densidad en el medio durante la propagación de una onda acústica son lo suficientemente rápidos como para poder considerar el proceso termodinámicamente adiabático, jugando las tensiones

viscosas un papel despreciable y pudiendo por lo tanto considerarse la entropía del fluido, S , constante. La variable K representa el módulo de compresibilidad del fluido.

En el caso que el sonido se propague en un líquido dentro de una tubería, la transmisión se ve afectada por las pequeñas dilataciones y contracciones del propio conducto. En estos casos la velocidad efectiva se ve reducida. Con la fórmula Ec. 3-5 se calcula la velocidad del sonido en un conducto, siendo t el espesor de la tubería, d su diámetro y E el modulo de Young del material de la misma.

$$c = \frac{I}{\sqrt{\rho \left(\frac{I}{K} + \frac{d}{t E} \right)}} \quad \text{Ec. 3-5}$$

Para las tuberías hidráulicas típicas usadas habitualmente en las conducciones de agua, siendo el acero su material, se pueden obtener velocidades del sonido del orden de 1350 m/s a 1400 m/s.

Para conseguir una mayor simplicidad en la resolución de sistemas acústicos se puede usar el método de la Impedancia Acústica, método que reduce los sistemas acústicos a un sistema eléctrico homólogo. La Impedancia Acústica del medio es el cociente entre las fluctuaciones de presión debidas a una onda acústica y las fluctuaciones de velocidad debidas a la misma onda, que a su vez originan unas fluctuaciones de caudal a la frecuencia de la perturbación. Se distinguen 2 tipos de impedancia acústica:

- **Impedancia acústica:** $z = \rho c$. Siendo ρ y c respectivamente la densidad y la velocidad del sonido en el medio.
- **Impedancia acústica específica:** Z . Propiedad característica del medio y del tipo de onda que se propaga. La impedancia acústica y la impedancia acústica específica se interrelacionan por medio de la superficie de transmisión S_T , $Z=z/S_T$.

Un término importante para caracterizar la transmisión acústica es la intensidad sonora, I . Se entiende la intensidad sonora como el flujo de energía sonora a través de una superficie, por unidad de superficie y por unidad de tiempo. Se trata pues de una magnitud

vectorial e intensiva, pues varía de punto a punto. En el caso de las ondas planas, el valor promedio del modulo de la intensidad sonora en punto, \bar{I} , es proporcional al cuadrado del valor medio de la presión sonora, al igual que ocurría con la potencia sonora, \dot{W} :

$$|\bar{I}| = \frac{\dot{W}}{S} = \frac{P^2}{\rho c} \quad \text{Ec. 3-6}$$

3.1.2 Propagación en conductos de sección variable.

Se puede considerar la geometría de una voluta de una bomba centrífuga como un conducto cilíndrico de sección variable, con aberturas a través de los canales formados entre los álabes, y que sufre un incremento de sección brusco en la zona de la lengüeta. Esta asimilación de la bomba a un conducto de sección variable, es una de las hipótesis geométricas utilizadas en este trabajo al diseñar del modelo de propagación acústica. Obviamente esta aproximación no contempla todos los detalles presentes en la geometría del conducto pero representa con bastante fidelidad la situación real.

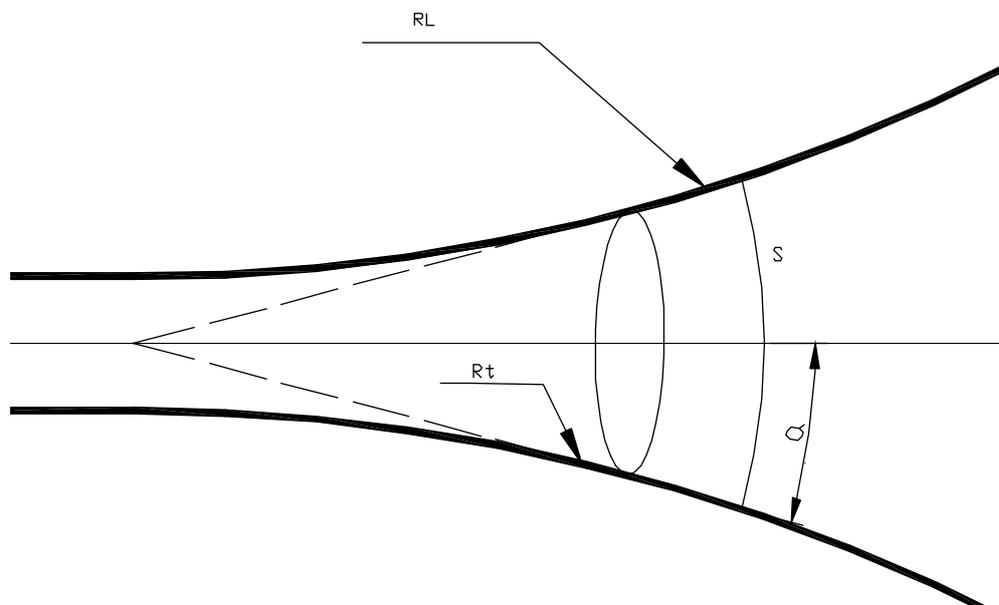


Fig. 3-2. Geometría genérica de recinto abocinado con las dimensiones características, radios de curvatura, ángulo de apertura y sección de paso.

Fletcher et al. (1990), analizaron la transmisión de sonido en instrumentos de viento y sus conclusiones son utilizadas en este trabajo debido a las grandes similitudes de una voluta con algunos instrumentos musicales de viento. La solución de la ecuación de onda aportada por Fletcher para este tipo de geometrías se presenta en la Ec. 3-7.

$$P(x) = P_0 \frac{\sqrt{S_0}}{\sqrt{S}} \text{sen}(\omega t - k x) \quad \text{Ec. 3-7}$$

La conclusión final indica que para un conducto sin pérdidas, considerando las hipótesis paredes rígidas, lisas, térmicamente aisladas, y transmisión de onda plana, se obtiene una relación entre la presión en cada punto x y el área de paso en ese punto S_0 . En conclusión, el producto de la presión en un punto por la raíz cuadrada del área en ese punto se mantendrá constante en todo el recinto en el avance de la onda acústica.

3.1.3 Propagación ante un cambio brusco de sección.

Ante una onda incidente, para una propagación acústica en forma de onda plana en una conducción con un cambio brusco de sección, se produce una onda transmitida y una onda reflejada en dirección contraria a la dirección incidente, **Turner et al. (1991)**.

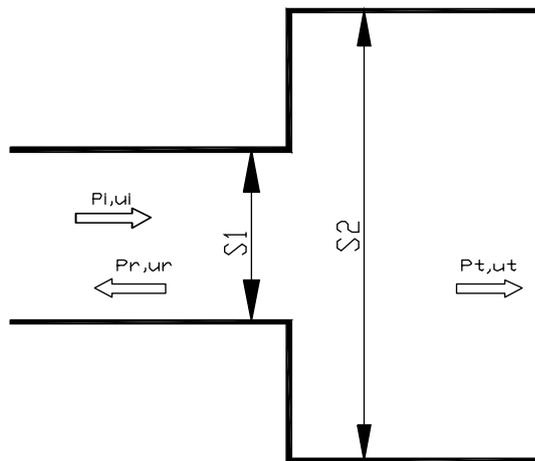


Fig. 3-3. Cambio brusco de sección en un conducto.

En la Fig. 3-3 se muestra el esquema de la transmisión de sonido en un cambio de sección, siendo S_1 y S_2 las secciones de cada uno de los elementos de la conducción. Partiendo de la solución de la ecuación de onda, se aísla la parte de onda incidente y se elimina el término correspondiente a la onda reflejada. Siendo P_i , P_r y P_t la presión incidente, reflejada y transmitida respectivamente, se expresan éstas en función de la velocidad de la onda acústica respectiva, u :

$$P_i = A_i \sin(2\pi f t - k_1 x) = u_i \rho c \quad \text{Ec. 3-8}$$

$$P_r = A_r \sin(2\pi f t - k_1 x) = u_r \rho c \quad \text{Ec. 3-9}$$

$$P_t = A_t \sin(2\pi f t - k_1 x) = u_t \rho c \quad \text{Ec. 3-10}$$

La presión reflejada, P_r , tendrá un desfase de 180° con respecto a la presión incidente. En el punto exacto del cambio de sección, representado en la Fig. 3-3, se cumple la Ec. 3-11 donde las fluctuaciones de caudal instantáneo se han de mantener constantes y la suma de presiones a ambos lados también deberá mantenerse constante.

$$u_t \cdot S_2 = u_i \cdot S_1 + u_r \cdot S_1 \quad \text{Ec. 3-11}$$

Operando y relacionando las impedancias de cada tramo con las impedancias específicas de cada tramo, se obtienen los **coeficientes de reflexión**, $-K_{REFLEX}$, y el **coeficiente de transmisión**, $1-K_{REFLEX}$, que reflejan la proporción entre el sonido reflejado y transmitido ante un cambio volumétrico. Ambos coeficientes son dependientes únicamente de factores geométricos:

$$\frac{P_r}{P_i} = -K_{REFLEX} = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_1 + Z_2} = \frac{\frac{1}{S_2} - \frac{1}{S_1}}{\frac{1}{S_2} + \frac{1}{S_1}} = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} \quad \text{Ec. 3-12}$$

$$\frac{P_t}{P_i} = 1 - K_{REFLEX} = \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{\frac{2}{S_2}}{\frac{1}{S_1} + \frac{1}{S_2}} = \frac{2}{1 + \frac{S_2}{S_1}} \quad \text{Ec. 3-13}$$

3.1.4 Propagación en un sistema de tres puertos.

En el caso de entronques entre dos o más tuberías, también se produce un cambio de sección similar al del apartado anterior. En la Fig. 3-4 se representa un sistema de 3 puertos correspondiente al entronque de dos tuberías, en donde se han representado las presiones incidentes y reflejadas en cada componente del entronque. En cada uno de los puertos, la presión sonora incidente está representada por P_{ix} , y la presión sonora reflejada estará representada por P_{ex} , lo que suman un total de 6 variables. Se establece por lo tanto la necesidad de calcular 9 coeficientes diferentes que representan la relación de cada uno de los tres diferentes puertos entre si, Ec. 3-14.

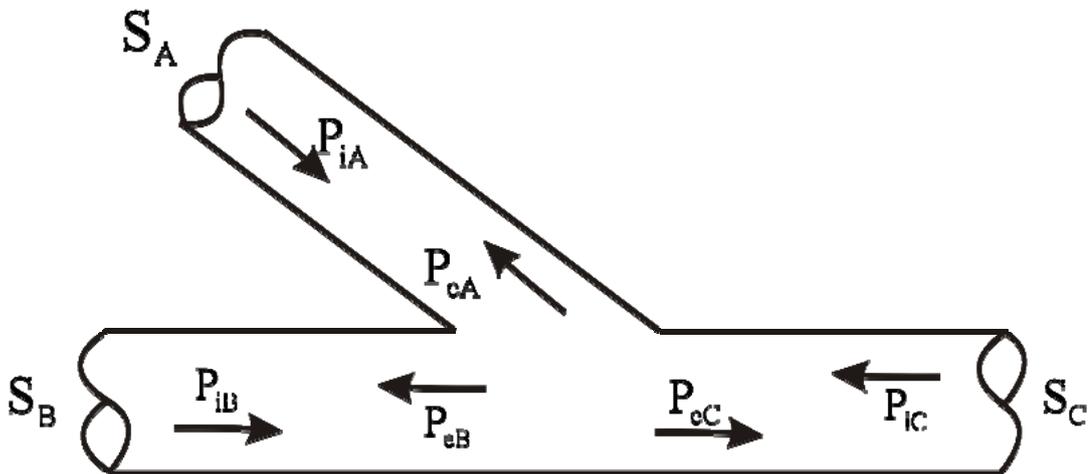


Fig. 3-4. Representación del sistema de tres puertos.

$$\begin{pmatrix} P_{ea} \\ P_{eb} \\ P_{eo} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{aa} & T_{ab} & T_{ao} \\ T_{ba} & T_{bb} & T_{bo} \\ T_{oa} & T_{ob} & T_{oo} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} P_{ia} \\ P_{ib} \\ P_{io} \end{pmatrix} \quad \text{Ec. 3-14}$$

Los 9 términos de la matriz de dispersión expresada en la Ec. 3-14, que relaciona las presiones incidentes y reflejadas, se calculan de forma similar a la expresada en el apartado anterior. Por ejemplo, para el puerto “a”, realizando un balance energético se puede obtener la siguiente relación:

$$P_{ia}^2 S_a = P_{ea}^2 S_a + P_{eb}^2 S_b + P_{eo}^2 S_o \quad \text{Ec. 3-15}$$

Los coeficientes T_{ij} representan la fracción de energía que se emite en el puerto “i” debido a la energía incidente desde el puerto “j”. Estos coeficientes T_{ij} son números complejos cuyo módulo ha de estar comprendido entre 0 y 1. Para poder determinar el valor de esos coeficientes T_{ij} , partiendo de la Ec. 3-15, se obtiene la siguiente ecuación:

$$1 = T_{aa}^2 + T_{ab}^2 \frac{S_b}{S_a} + T_{ao}^2 \frac{S_o}{S_a} \quad \text{Ec. 3-16}$$

Comparando esta última ecuación con las enunciadas anteriormente para un sistema de dos puertos, Ec. 3-12 y 3-13, se observa que las fases de los elementos T_{ai} toman los valores $\varphi_{Taa}=\pi$ y $\varphi_{Tab}=\varphi_{Tao}=0$. Es decir, las ondas que se reflejan lo hacen con un desfase π con respecto a la incidente mientras que las que atraviesan la zona de cambio de volumen están en fase con la onda incidente. Por tanto, despejando de la Ec 3-16 se obtiene la Ec. 3-17.

$$T_{ao} = \sqrt{\frac{S_a}{S_o} \left(1 - T_{aa}^2 - T_{ab}^2 \cdot \frac{S_b}{S_a} \right)} \quad \text{Ec. 3-17}$$

Si además, para simplificar, se supone que $T_{ab}=T_{ac}$ se obtiene la Ec. 3-18.

$$T_{ab} = \sqrt{\frac{S_a}{S_o + S_b} (1 - T_{aa}^2)}$$
Ec. 3-18

En esta última ecuación la incógnita es el parámetro T_{aa} , que como ya se mencionó con anterioridad representa la cantidad de energía de la onda incidente que se refleja hacia la voluta, por tanto $T_{aa} = -K_{REFLEX}$, que es similar al coeficiente de reflexión para dos puertos. Para los otros dos puertos “b” y “c” también se pueden realizar los mismos razonamientos.

Un ejemplo práctico de este procedimiento de cálculo aparece en la publicación realizada por **Parrondo et al. (2006)**, donde se presenta la metodología necesaria para el estudio de instalaciones de ventilación con uniones de varias conducciones. La utilización de este procedimiento se aplica en este trabajo en el estudio del intercambio sonoro existente en aquellas zonas de la voluta que puedan ser consideradas como un sistema de 3 puertos.

3.2 Propagación acústica en el interior de las bombas.

Para la bomba objeto de este estudio, comparando las dimensiones del conducto de la voluta con la longitud de onda a la frecuencia de la principal perturbación, se puede determinar si la aproximación a onda plana es posible. Es decir, si la distancia entre dos frentes de onda es superior a la dimensión característica del circuito la hipótesis de onda plana es correcta. En la bomba usada en el estudio se obtuvieron los siguientes resultados: Suponiendo la velocidad del sonido en agua de 1450 m/s, la longitud de onda asociada a la frecuencia de 189 será superior a los 7 metros. Esta longitud de onda tiene un orden de magnitud mucho mayor que las dimensiones de la voluta, con lo que la hipótesis de onda plana es coherente.

$$\lambda = \frac{c}{f} \approx \frac{1450 \text{ m/s}}{189 \text{ Hz}} = 7.6 \text{ m} \quad \text{Ec. 3-19}$$

Dentro de la bomba se producen una serie de perturbaciones acústicas de diversa importancia que en su mayoría se propagan hacia la tubería de impulsión, hacia el oído de la bomba y otra parte se disipa de distintas formas mediante vibraciones, calentamientos, etc. A continuación se detallan los mecanismos de transmisión acústica en el interior de las bombas.

3.2.1 Transmisión de sonido por la voluta.

Como se ha indicado en el apartado 3.1.2, la presión acústica en el interior de un recinto cerrado con sección creciente, guarda una relación directa con la sección del propio recinto en una posición dada. Es decir, en el caso de una voluta de una bomba centrífuga, si no existiese ningún tipo de pérdidas a través de los canales del rodete, la presión sonora se atenuaría a medida que aumentase la posición angular. Ejemplo, siendo “a” y “b” dos puntos diferentes dentro del mismo recinto, se cumple la ecuación Ec. 3-20 que relaciona la amplitud de la presión acústica en dos posiciones diferentes. En el caso de una voluta de bomba centrífuga, sus dimensiones se pueden asimilar a un recinto cerrado de sección creciente con la peculiaridad de la existencia de los canales existentes entre los álabes.

$$\frac{P_a}{P_b} = \sqrt{\frac{S_b}{S_a}}$$

Ec. 3-20

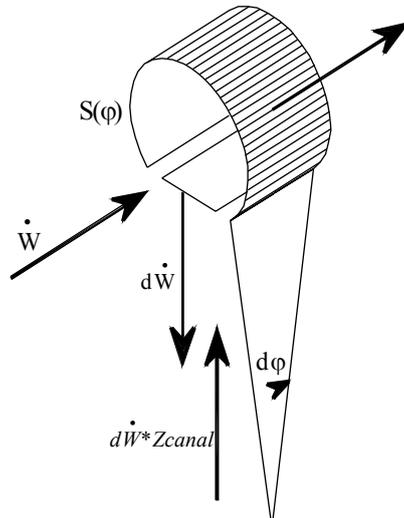


Fig. 3-5. Elemento diferencial de la voluta con balance energético.

En la Fig. 3-5 se muestra un elemento diferencial correspondiente a una sección de la voluta sobre el que se realiza un balance energético, teniendo en cuenta que la energía y la presión acústica son magnitudes proporcionales entre sí. En el elemento diferencial representado y en general en toda la bomba, los diversos tipos de propagación y emisión acústica son:

- A través de los canales del rodete.
- Sonido circulante por la voluta. Este sonido sufre reflexiones y transmisiones tanto en la zona de la lengüeta debido al cambio de sección existente entre ambos extremos de la voluta, como en toda el área circular del rodete.
- Reflexión desde el oído de aspiración. Depende del sonido emitido previamente hacia el propio oído por la suma de todos los canales del rodete. En el oído de aspiración se produce una reflexión debida al cambio de sección existente entre los canales de los álabes y el propio oído de aspiración.

- Reflexión desde la tubería de impulsión. Depende también del sonido emitido por la bomba en su conjunto y del resto del circuito hidráulico.

Con el balance energético presentado en la Fig. 3-5 se puede estimar la cantidad de sonido propagada por los canales de los álabes, $d\dot{W}$, y la transmitida a lo largo del elemento diferencial de la figura. Con este balance energético es posible obtener el sonido circulante por la voluta asumiendo las siguientes simplificaciones:

- Propagación de sonido en forma de onda plana.
- Ausencia de pérdidas por vibraciones y rozamientos.
- Propagaciones y reflexiones de sonido hacia tubería de impulsión y oído de la bomba.
- Asimilación de la zona de la lengüeta a un sistema de tres puertos con propagaciones y reflexiones.

3.2.2 Propagación del sonido a través de los canales del rodete.

La propagación del sonido a través de los canales de los álabes, caracterizada por el coeficiente ε , se determina siguiendo criterios estrictamente geométricos. En la Ec. 3-21 se presenta el balance energético sobre el elemento diferencial de la voluta representado en la Fig. 3-5:

$$\frac{d\dot{W}(\varphi)}{dx} \approx \frac{-\Delta\dot{W}_{Alabes}}{\Delta x} = -\dot{W}(\varphi) \cdot \frac{b \cdot \Delta x}{b \cdot \Delta x + S(\varphi)} \cdot \frac{1}{\Delta x} \approx \frac{-b \cdot \dot{W}(\varphi)}{S(\varphi)} \quad \text{Ec. 3-21}$$

El elemento diferencial representado en la Fig. 3-5 muestra tres diferentes secciones por cada una de las cuales se puede producir propagación y recepción de sonido:

- Sección de entrada, representada por $S(\varphi)$.
- Sección de salida, representada por $S(\varphi) + d\varphi$.

- Sección de interacción con el rodete, representada por el producto del ancho del rodete, b , por la longitud lineal del elemento diferencial, dx .

El término $d\dot{W}(\varphi)$ indica la potencia sonora propagada por los canales entre los alabes, mientras que el término \dot{W}_{Alabes} representa la potencia que se emite en la dirección de los canales del rodete. Se asume que la energía entrante en cada elemento diferencial se reparte de una forma equitativa entre las 3 secciones de salida existentes, por lo que la energía saliente por una de las secciones será proporcional a la relación entre el área de esa sección y la suma de áreas de las tres secciones, $\frac{S_A}{S_A + S_B + S_C}$, siendo A, B y C cada una de las 3 secciones representadas en el elemento diferencial. En el estudio de este elemento diferencial se asume que la variación de potencia sonora se atribuye únicamente a la propagación producida a través de los canales de los álabes de la voluta. Este razonamiento considera la geometría de la voluta similar la de un instrumento musical de viento con la presencia de propagaciones y reflexiones a través de los álabes.

En la Ec. 3-22 se establece la relación entre la sección y una posición angular cualquiera en una voluta. Sobre esta ecuación se ha realizado la conversión de angular a lineal del tipo $x = \varphi r$.

$$S(\varphi) = S(0) + \frac{S(2\pi) - S(0)}{2\pi} \varphi = S(0) + \frac{S(2\pi) - S(0)}{2\pi \cdot r} x = S(0) + \frac{S_{2\pi} - S_0}{2\pi R} \cdot x \quad \text{Ec. 3-22}$$

Aplicando la Ec. 3-21 a la Ec. 3-22, se convierte en la expresión integral Ec. 3-23, de acuerdo con la relación geométrica. La Ec. 3-24 muestra la potencia sonora en un punto φ a partir de la potencia sonora generada por un foco F en la posición φ_F .

$$\int \frac{d\dot{W}(\varphi)}{\dot{W}(\varphi)} = \int \frac{-b}{S(\varphi)} dx \quad \text{Ec. 3-23}$$

$$\dot{W}(\varphi) = \dot{W}_F(\varphi) \left(\frac{S_O + k \cdot x}{S_O + k \cdot x_F} \right)^{-\frac{b}{k}} \tag{Ec. 3-24}$$

$$P(\varphi) = P(\varphi_F) \left(\frac{S(\varphi)}{S(\varphi_F)} \right)^{-\varepsilon-0.5} \quad \varphi > \varphi_F ; \quad \varepsilon = \frac{b}{2k} \tag{Ec. 3-25}$$

$$P(\varphi) = P(\varphi_F) \left(\frac{S(\varphi)}{S(\varphi_F)} \right)^{\varepsilon-0.5} \quad \varphi < \varphi_F ; \quad \varepsilon = \frac{b}{2k} \tag{Ec. 3-26}$$

En las Ec. 3-25 y 3-26, a partir de la Ec. 3-24, se obtiene una relación entre la potencia sonora en un punto angular φ partiendo de la emisión sonora en un foco F de potencia $\dot{W}_F(\varphi)$. La Ec. 3-25 supone emisión sonora en sentido del flujo $\varphi > \varphi_F$, siendo φ_F la posición angular en donde se supone la fuente emisora sonora y φ el punto de cálculo, es decir sentido de emisión en sentido del flujo. La Ec. 3-26 supone sentido de emisión contrario al flujo. La variable ε caracteriza la propagación de sonido a través del rodete. Un valor muy bajo de esta variable indica unas propagaciones mínimas a través del rodete mientras que un valor alto indica lo contrario.

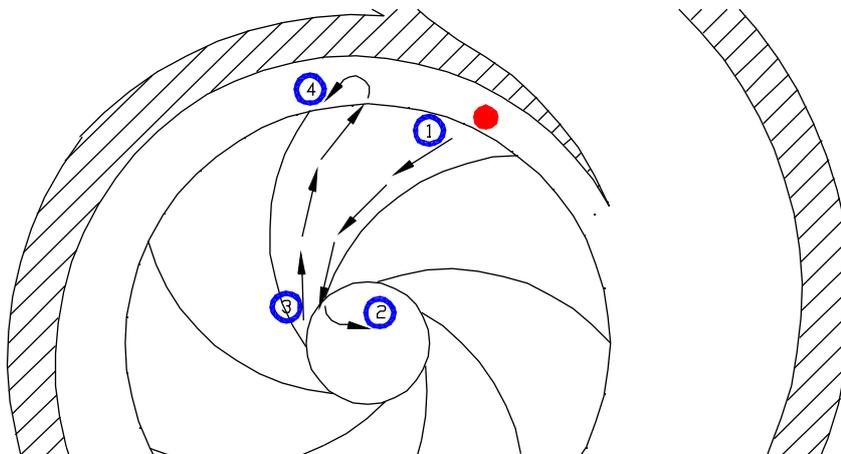


Fig. 3-6. Transmisión de sonido hacia el oído de la bomba.

En la Fig. 3-6 el punto de color rojo representa una fuente sonora, emisora de ondas planas en una sola dirección. Una componente de esta fuente sonora, punto **1**, se introduce por los canales de los álabes en la dirección del oído de la bomba, **2**. En el punto **2** la perturbación acústica avanza hacia una zona donde aparece un brusco cambio de volumen, y el resultado de este cambio de volumen será que aparezcan en el punto **2** dos nuevas componentes, debidas a la reflexión y transmisión del sonido. Una componente se transmitirá por la tubería de aspiración aguas arriba del circuito hidráulico y la segunda componente se verá reflejada, punto **3**. La componente transmitida también se reintroducirá por el resto de los canales de los álabes restantes. La componente reflejada, dirección **3**→**4** se encuentra con un nuevo incremento de sección al pasar desde el canal de los álabes a la zona de la voluta, lo que dará lugar a una componente del sonido circulante por la voluta y a otra componente reflejada que seguirá de nuevo el camino **1-2-3-4** como si fuera un nuevo foco. Este proceso descrito, se convertirá en cíclico, y se atenuará siguiendo la expresión indicada en la Ec. 3-25 o 3-26.

El parámetro Z_{CANAL} estima la relación entre la presión acústica emitida y reflejada desde el oído de aspiración, Ec. 3-27. El desfase de la onda reintroducida en la voluta, será dependiente del retardo experimentado por la onda sonora en reincorporarse a la zona de la voluta. Se ha estimado un argumento de 2.71 radianes, teniendo en cuenta la velocidad del rodete de los ensayos realizados para la bomba del estudio y un valor de su módulo de 0.85 para la bomba del ensayo. S_0 se considera la sección del intersticio en la zona de la tubería de aspiración y $S_{TUB-ASP}$ se considera la sección conjunta de toda la tubería de aspiración.

$$|Z_{CANAL}| \approx \frac{S_0 - (6S_0 + S_{TUB-ASP})}{7S_0 + S_{TUB-ASP}} = \frac{12S_0}{14S_0} = 0.85 \quad \text{Ec. 3-27}$$

3.2.3 Transmisión en la zona de la lengüeta.

La zona de la lengüeta es el lugar donde los álabes se encuentran más próximos a las paredes de la voluta y por lo tanto las fluctuaciones de presión en esa zona por la interacción entre rodete y lengüeta serán más elevadas. Por otro lado, la lengüeta separa claramente dos zonas en la voluta con grandes diferencias de volumen, lo que provocará

que se produzcan transmisiones y reflexiones de sonido hacia ambos lados de la misma. Debido a su configuración puede considerarse la zona de la lengüeta como un sistema de 3 puertos. Se distinguen las siguientes zonas en el sistema de 3 (ver Fig. 3-7):

- Zona **a**: donde el huelgo entre rodete-lengüeta es menor.
- Zona **b**: donde la sección es mayor.
- Zona **c**: cuya sección no difiere demasiado de la zona **b** y se encuentra en la zona de la tubería de impulsión.

Es importante destacar como las secciones reales en los puertos **a** y **b**, son dependientes de la posición del rodete ya que el área total comprende desde las paredes de la voluta hasta las paredes de los álabes. Es decir, el área real de los puertos **a** y **b** es la sección comprendida entre la voluta y rodete, y además la parte del canal del álabe comprendida entre la periferia del rodete y la pared del álabe en el interior del canal en una posición angular dada.

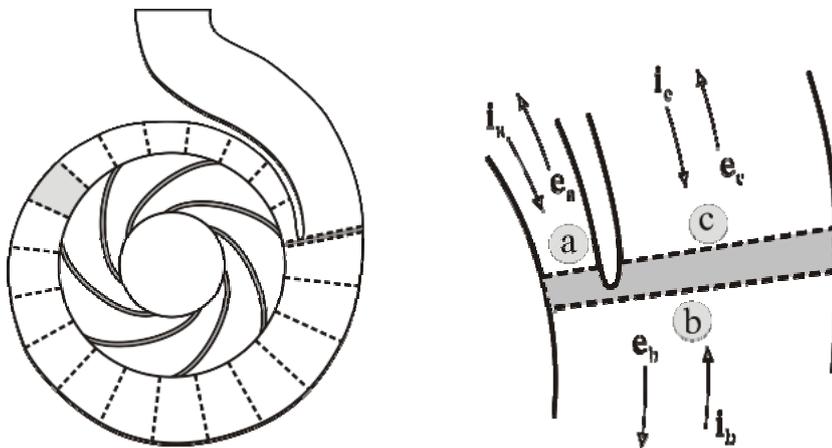


Fig. 3-7. Sistema de tres puertos presente en la zona de la lengüeta.

A continuación se describen los 3 principales efectos que se producen en la zona de la lengüeta, los cuales son tenidos en cuenta en la construcción del modelo acústico:

- Efecto 1, Fig. 3-7 y 3-8: El sonido que circula en sentido horario proveniente del foco virtual, F , y que avanza hacia el puerto **a**, i_a , llega a la zona de la lengüeta y allí se produce un incremento de la sección existente. Entonces, una componente del sonido continuará por la voluta en sentido horario, saliendo por el puerto **b**, e_b , y otra componente saldrá por la tubería de impulsión, e_c . La onda de salida generará a su vez una componente reflejada, i_c , que se introducirá de nuevo en la voluta.

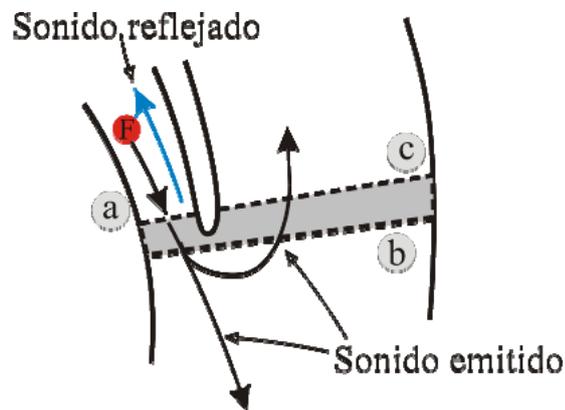


Fig. 3-8. Sonido emitido en la lengüeta, puerto a, y sonido reflejado.

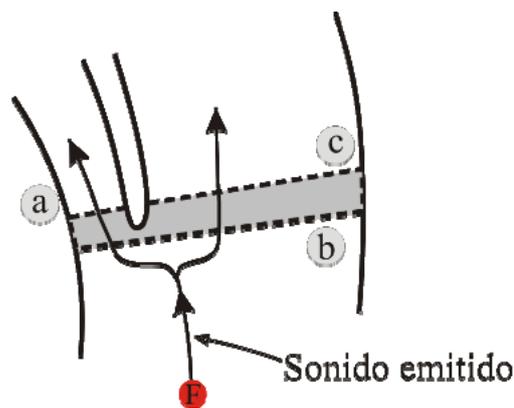


Fig. 3-9. Sonido circulante por la voluta, puerto b, y sonido reflejado.

- Efecto 2, Fig. 3-9: El sonido que circula por la voluta en sentido antihorario y llega al puerto **b**, se descompondrá en dos componentes. Una parte se propagará por la tubería de impulsión, y otra componente por el intersticio comprendido entre la lengüeta y el rodete, puerto **a**. Dependiendo de la conformación del circuito

hidráulico al que se encuentre conectada la bomba, puede originarse una componente del sonido reflejado, que retorne y se reintroduzca en la voluta por el puerto **c**.

- Efecto 3, Fig. 3-10: En los dos casos anteriores se produce una emisión acústica hacia la tubería de impulsión. De esta tubería de impulsión es muy probable obtener una componente del sonido reflejada de retorno que se introduzca en la bomba. Una parte de esa componente se introducirá por el intersticio entre el rodete y la lengüeta, puerto **a**, y la otra lo hará por el puerto **b** en sentido horario. A su vez se produce una componente reflejada del sonido, color azul, debido al aumento de sección correspondiente al paso del puerto **c** al puerto **b**.

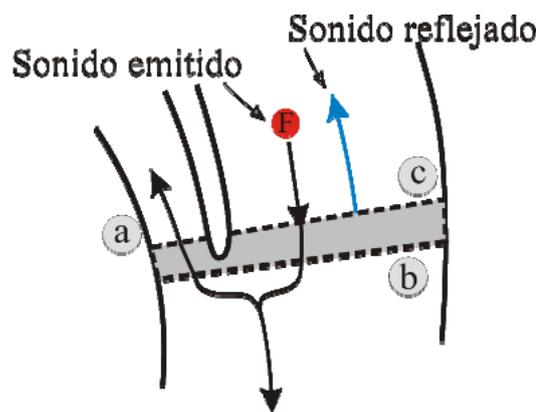


Fig. 3-10. Sonido emitido desde el circuito hidráulico y sonido reflejado.

Estos tres factores enumerados recogen la gran mayoría de los fenómenos acústicos presentes en la zona de la lengüeta, que son los que generan la perturbación acústica más importante en el interior de la voluta. Como puede apreciarse todos estos fenómenos descritos generan a su vez otros fenómenos similares de forma repetitiva pero con una atenuación de las ondas acústicas. Con estos fenómenos acústicos y la perturbación hidráulica de paso de álabe es posible confeccionar un modelo acústico simple que permita reproducir las perturbaciones acústicas en el interior de la voluta.

3.3 Modelos acústicos propuestos.

En apartados anteriores se han planteado las bases para el análisis de las emisiones acústicas en el interior de la voluta de una bomba centrífuga. Mediante estas bases se han desarrollado dos modelos acústicos simples que deben de cumplir las siguientes premisas:

- Los fenómenos que se producen en el interior de la bomba se han de reproducir mediante el uso una serie de focos virtuales situados en posiciones estratégicas.
- En la zona de la lengüeta, en la zona de entrada de la tubería de impulsión y en el oído de aspiración se producen cambios bruscos de sección que generan una nueva transmisión en el sentido de la emisión y en sentido contrario.
- Debido a la forma circular de la voluta, se producen recirculaciones de sonido por el intersticio álabe-lengüeta. Estas nuevas transmisiones en la zona de la lengüeta se simulan mediante un par de focos allí situados, emitiendo en sentidos opuestos.
- Existen parámetros de ajuste de los que no se tiene una estimación exacta, por lo que deberán se ajustados por comparación con los resultados experimentales.
- Los modelos deben de tener en cuenta las continuas reflexiones y transmisiones que se producen en el avance de las ondas acústicas, que a su vez darán lugar a nuevas transmisiones y reflexiones. Los modelos considerarán todas estas emisiones sonoras hasta el punto en el que las atenuaciones de las ondas las hagan tan pequeñas que puedan considerarse despreciables.

La propagación acústica que se produce en el interior de la bomba cumple la ecuación de onda, la cual es una ecuación de tipo hiperbólico cuya solución exige el conocimiento de las condiciones de contorno del recinto. No obstante, debido a la complejidad de conocer las condiciones de contorno, existe un método de resolver el campo acústico sin necesidad de caracterizar las condiciones de contorno. Es decir, se puede seguir el avance de la onda acústica, con todas sus reflexiones y emisiones a lo largo de toda la geometría, y así caracterizar el campo acústico.

Principalmente dos métodos diferentes de estimación de las perturbaciones sonoras en la voluta fueron estudiados, y los resultados fueron comparados con las medidas experimentales. El segundo método no es más que una evolución del primer método obtenido después de la comparación de los datos obtenidos del primer método con los resultados experimentales.

3.3.1 Fuentes acústicas.

Una de las premisas fundamentales de los modelos acústicos es la de situar una serie de fuentes acústicas o focos en puntos estratégicos con el objetivo de reproducir el campo acústico en el interior de la bomba. Mediante estas fuentes puntuales, el estudio acústico del interior de la bomba se ve muy simplificado, obteniéndose entonces el objetivo perseguido por el modelo. Estas fuentes ideales han de tener las siguientes características:

- Localización en una determinada posición angular fija, pudiendo ser esta posición cualquier punto de la voluta o incluso el difusor de salida.
- Valor ajustable de amplitud de presión.
- Emisión acústica a la frecuencia de la perturbación principal existente en la bomba.
- Emisión en forma de onda plana.
- Posibilidad de tratarse de fuentes **monopolares** o **dipolares**. Las **monopolares** emiten sin ningún tipo de desfase en el sentido positivo y el negativo de la voluta. Por el contrario las dipolares emiten con un desfase de 180° entre ambos sentidos.
- Las fuentes **dipolares** se pueden asemejar a un pistón o a una membrana pulsante al emitir con un desfase de 180° entre ambos sentidos. Por el contrario las fuentes **monopolares** se pueden asemejar a una especie de acordeón que emiten sin desfase en ambas direcciones.

Además de las perturbaciones acústicas que los modelos acústicos predicen, existen también otras perturbaciones uniformemente distribuidas a lo largo de toda la voluta y son

debidas al paso de los álabes por las diversas posiciones angulares (denominadas pseudosonido en el apartado 2. 2. 2). Estas perturbaciones son de naturaleza hidráulica, no acústica, y no se transmiten por la voluta a la velocidad del sonido. El modelo acústico no las tiene en cuenta por no ser acústicas, pero el algoritmo de cálculo sí las tiene en cuenta con el fin obtener un ajuste correcto entre los datos experimentales y los calculados.

3.3.2 Modelos de cálculo del campo sonoro. METODO 1.

El primer modelo acústico, que fue desarrollado en las primeras fases de la investigación y fue denominado METODO 1, parte de la premisa inicial de aproximar los fenómenos que ocurren en el interior de la voluta mediante el estudio de una serie de fuentes sonoras (fuentes acústicas emisoras de ondas planas a la frecuencia de paso del álabe en sentido horario y antihorario) arbitrariamente situadas a lo largo de la voluta. El objetivo final del modelo es caracterizar estas fuentes o focos en magnitud, posición, número, etc. , de tal forma que el campo sonoro producido por estos Focos puntuales se aproxime lo máximo posible a las condiciones reales. El número de fuentes acústicas necesario para caracterizar de forma correcta la emisión sonora se pretende que sea lo más reducido posible para obtener la máxima simplificación posible en el modelo.

En cuanto a las emisiones y reflexiones sonoras a través de los canales del rodete, ver figura 3-6, se considera que el sonido reflejado desde la tubería de aspiración tiene un valor despreciable por lo que no se debe tener en cuenta. Estos resultados se basan en otras investigaciones del Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Oviedo, donde se han medido perturbaciones despreciables en la tubería de aspiración, durante la operación de la bomba. La propagación del sonido por los canales del rodete se estima mediante un balance energético proporcional a la geometría de la bomba, lo que proporciona un coeficiente ε que cuantifica el porcentaje del sonido propagado desde la voluta hacia el oído de aspiración. Este coeficiente ε , debe ajustarse por comparación con los datos obtenidos experimentalmente para estimar correctamente todo el flujo de energía emitido y retornado. El modelo no contempla el desfase angular de la onda retornada una vez ésta viene reflejada del oído de aspiración, se considera que la velocidad del sonido es mucho

mayor que la velocidad de giro del rodete por lo que se desprecia la diferente posición angular en donde se reintroduce la onda en la voluta.

En la Fig. 3-11 se muestra la voluta de la bomba y se designa el criterio elegido para el sentido de giro positivo angular (antihorario). Para todo este trabajo se considera la voluta de la bomba, vista desde el lado de su entronque con la tubería de aspiración, por consiguiente con la tubería de impulsión al lado superior derecho de la misma y el motor eléctrico oculto por la figura.

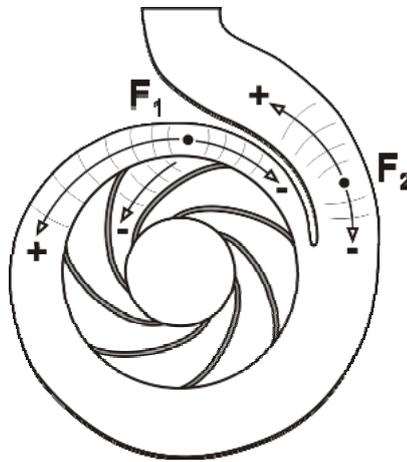


Fig. 3-11. Sentido positivo y negativo de emisión de sonido.

En este modelo acústico simplificado se consideran además los siguientes aspectos:

- Se contempla la lengüeta como un sistema de 3 puertos con sus reflexiones y propagaciones asociadas, como se ha definido en el apartado 3. 2. 3.
- En el oído de aspiración se produce una transmisión y reflexión de sonido similar a al que ocurre en la zona de la lengüeta.
- Un foco, F , situado en una posición arbitraria que emite sonido en sentido horario y en sentido antihorario. Esta presión sonora emitida se ve atenuada por la variación de sección de la voluta y por las emisiones hacia el resto del circuito.
- Los focos pueden emitir en modo monopolar o dipolar.

- Los focos emiten en sentido positivo y negativo. Este sonido avanza por la voluta hasta encontrarse con el sistema de tres puertos presente en la zona de la lengüeta. El efecto del Sistema de tres puertos ante la llegada de una onda acústica es reproducido mediante la creación de dos nuevos focos, situados en este caso en la zona de la lengüeta, uno emitiendo en sentido horario y otro en sentido antihorario, ver Fig. 3-12. Las sucesivas recirculaciones del sonido alrededor de la voluta generarán sucesivas parejas de focos en la zona de la lengüeta. Finalmente, sumando todas estas parejas de focos se consigue reducir el problema inicial al estudio de un sistema con dos únicos focos situados en la zona de la lengüeta. El modelo aplica un procedimiento iterativo que acumula los valores de los nuevos focos que se generan en la zona de la lengüeta teniendo en cuenta las pérdidas del circuito, las reflexiones, las transmisiones debidas a los cambios de sección, y las atenuaciones de las ondas acústicas en su avance.

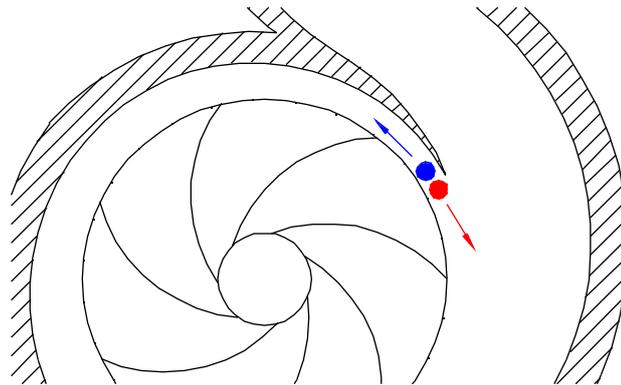


Fig. 3-12. Reducción del problema a un sistema de dos focos.

En la Fig. 3-13 se muestra de una forma esquemática la transmisión del sonido en la voluta debido a una fuente sonora, las direcciones de esas transmisiones y el efecto del paso por el sistema de tres puertos. Como se puede apreciar se trata de un funcionamiento cíclico ya que el sonido recirculado contribuye al incremento de la presión acústica en el interior de la bomba. No obstante, a medida que la onda acústica recircula sucesivas veces por la voluta sufre las atenuaciones correspondientes a la divergencia de sección y propagaciones por los canales de los álabes con lo que, finalmente, llegado un número determinado de recirculaciones, la amplitud de la onda es despreciable.

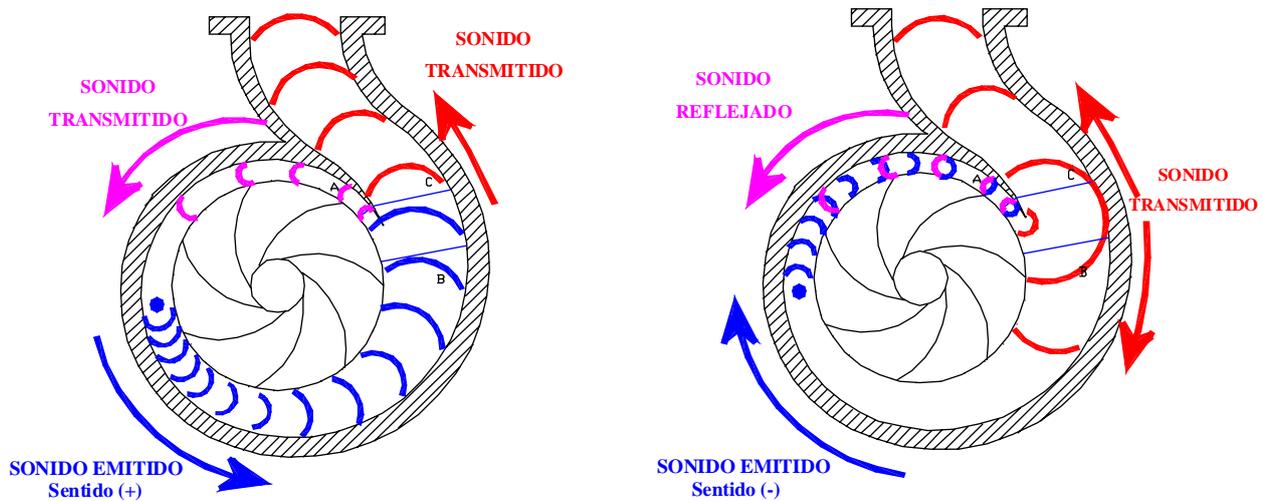


Fig. 3-13. Emisiones sonoras en sentidos horario y antihorario.

La Ec. 3-28 describe la ecuación global de cálculo mediante el **METODO 1**. En ella se muestra la presión sonora en función de una posición angular determinada φ y del tiempo, siendo la presión total la suma de la contribución de los N focos virtuales más la interacción del paso de los álabes. El coeficiente alfa α puede tener el valor de $-\varepsilon-0.5$ o $\varepsilon-0.5$ según el sonido se transmita en sentido horario o antihorario. La variable β muestra el desfase de la onda entre la posición de medida y el punto donde se ha situado el foco F . En la Ec. 3-29 se indica el desfase asociado a la posición angular debido a la propagación acústica.

$$P(\varphi, t) = \sum_{F=1}^N \left[P(\varphi_F) \left(\frac{S(\varphi)}{S(\varphi_F)} \right)^\alpha e^{-j(\omega t - k|\varphi - \varphi_F| - \beta_F)} \right] + P_B \cdot e^{-j(\omega t - \tau\varphi)} \quad \text{Ec. 3-28}$$

$$\beta = \beta_F + \frac{(\varphi - \varphi_F) R_v}{c} 2\pi f \quad \text{Ec. 3-29}$$

3.3.3 Modelos de cálculo del campo sonoro, METODO 2.

En el primer modelo acústico presentado, METODO 1, existen una serie de factores no contemplados que limitaban la exactitud de los datos obtenidos. Para intentar

obtener una mayor precisión fue desarrollada una nueva versión del modelo acústico, denominado METODO 2. Los factores que sí contempla el METODO 2 no contemplados por METODO 1 son los siguientes:

- Una parte del sonido circulante por la voluta se introduce por los canales del rodete hasta alcanzar el oído de aspiración, allí aparece un incremento de volumen y generará un sonido reflejado de nuevo en dirección de la voluta y un sonido transmitido hacia la tubería de aspiración y resto de los canales del rodete. El modelo tiene en cuenta este sonido reflejado y la incorporación de éste a la voluta en una posición angular diferente debido al avance del rodete, y con un desfase respecto al sonido que va avanzando por la voluta. Este sonido proveniente del oído de aspiración se transmite entonces por la voluta, tanto en sentido horario como en sentido antihorario.
- Otro elemento importante que se considera es la determinación exacta de las dimensiones del sistema de tres puertos existentes en la zona de la lengüeta. El movimiento de los álabes del rodete generan diferentes volúmenes en la zona de la lengüeta en los diversos instantes de tiempo, lo que afecta al sistema de tres puertos allí definido. Para estudiar el impacto de estas zonas al sistema de tres puertos, se ha barajado la posibilidad de realizar un estudio experimental con un rodete macizo sin canales, que pusiese de manifiesto la influencia de los canales del rodete sobre el sistema.
- Otro factor importante es el sonido reflejado desde la tubería de aspiración. Resultados experimentales realizados muestran cómo el sonido registrado en la tubería de aspiración es un porcentaje muy bajo, con lo que se puede concluir que la mayor parte del sonido emitido a través de los canales desde la voluta hacia el oído de aspiración, se ve reflejada hacia la propia voluta y la componente transmitida es muy leve. En este método se realizó una estimación del sonido reflejado del oído de aspiración, todo ello caracterizado por el coeficiente Z_{CANAL} . El coeficiente Z_{CANAL} estima el sonido reflejado atendiendo a criterios geométricos existentes entre las confluencias entre la tubería de aspiración y la zona de los álabes más próxima a ésta. La estimación del sonido reflejado por Z_{CANAL} libera la

necesidad de realizar un ajuste experimental del coeficiente ε como era necesario en el METODO 1.

- El estudio de la propagación acústica a cada uno de los canales se desarrolla siguiendo la metodología de un sistema de tres puertos. Para ello es necesario dividir el volumen de la voluta en una serie determinada de celdas que representen cada una de ellas a un sistema de tres puertos y calcular así los valores de la matriz de transferencia en cada una de las celdas.

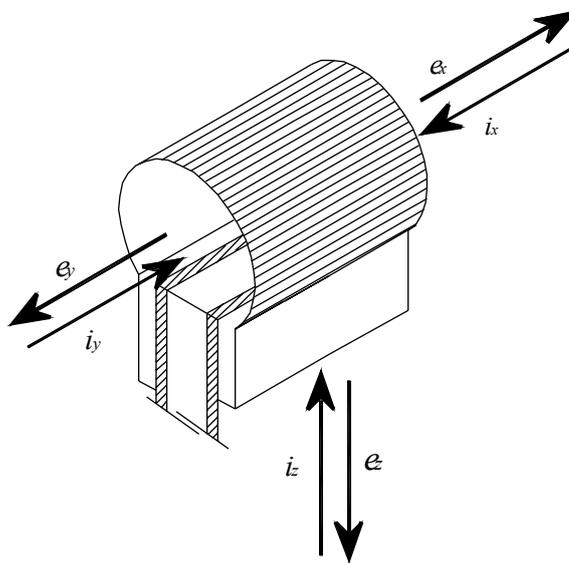


Fig. 3-14. Representación de cada una de las celdas en las que se divide la lengüeta, con el sonido emitido e incidente en cada cara del sistema de tres puertos.

Las características principales del METODO 2 son las siguientes:

- División de la voluta en un sistema de “n” celdas, consideradas cada una como un sistema de 3 puertos, aparte del sistema de 3 puertos de la lengüeta, ver Fig. 3-14.
- La transmisión del sonido en el interior de las celdas se realiza siguiendo el METODO 1. En el interior de cada celda se cumple la Ec. 3-28. A nivel de celda se supone que las hipótesis planteadas en el METODO 1 se cumplen perfectamente y son aplicables en este caso.

- En las celdas en las que se encuentren situados los focos se reducirá el foco a sus tres componentes situados en cada uno de los tres puertos de la celda. Para el caso concreto del puerto z, no contemplado en el METODO 1, se realiza un balance energético como aparece en la Ec. 3-30 y 3-31 siguiendo el esquema de la Fig. 3-15.

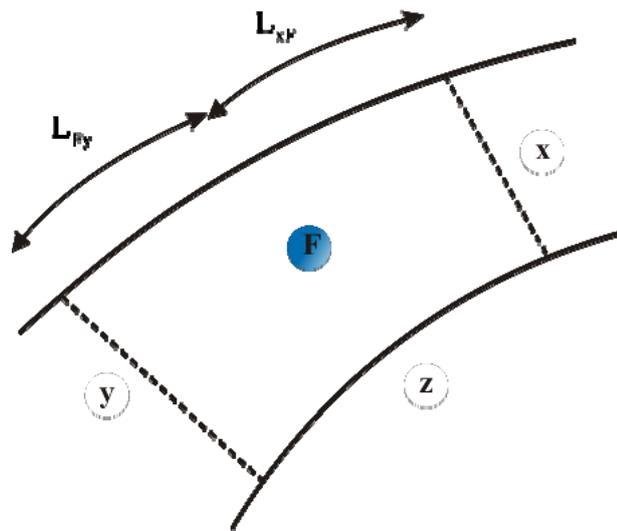


Fig. 3-15. Secuencia de celdas usadas en el modelo propuesto, con la interacción presente entre las mismas.

$$2 P_F^2 S_F = P_x^2 S_x + P_y^2 S_y + P_z^2 S_z \quad \text{Ec. 3-30}$$

$$P_{Z,a} = P_{F,a} - K_{(+)} \left(\frac{L_{XY}}{2} - L_{XF} \right) \quad \text{Ec. 3-31}$$

- Caracterización de la voluta con una serie de funciones de transferencia que representan la transmisión del sonido desde cada uno de los puertos de la lengüeta al resto de nodos de cálculo, y también a los propios puertos de la lengüeta.
- El cálculo del campo sonoro alrededor de toda la voluta se hace a través de las funciones de transferencia calculadas para los n sistemas de tres puertos en los que se ha dividido la voluta, ver Fig. 3-16.

La función de transferencia de la propagación acústica calculada por el algoritmo caracteriza la transmisión sonora en el interior de la bomba. Mediante la función de transferencia y una serie de focos arbitrariamente situados se puede reproducir el campo acústico en el interior de la bomba. La función de transferencia global requiere el cálculo de varias funciones de transferencias parciales, que son:

- Función de transferencia del sistema de tres puertos de la lengüeta.
- Función de transferencia desde cada uno de los elementos del sistema de tres puertos a si mismos, incluyendo todas las posibles recirculaciones.
- Finalmente y ayudándose de las funciones de transferencia anteriores, se obtiene la función de transferencia desde cada uno de los extremos de cada celda hacia los elementos del sistema de tres puertos de la voluta. También incluye todas las posibles recirculaciones posibles.

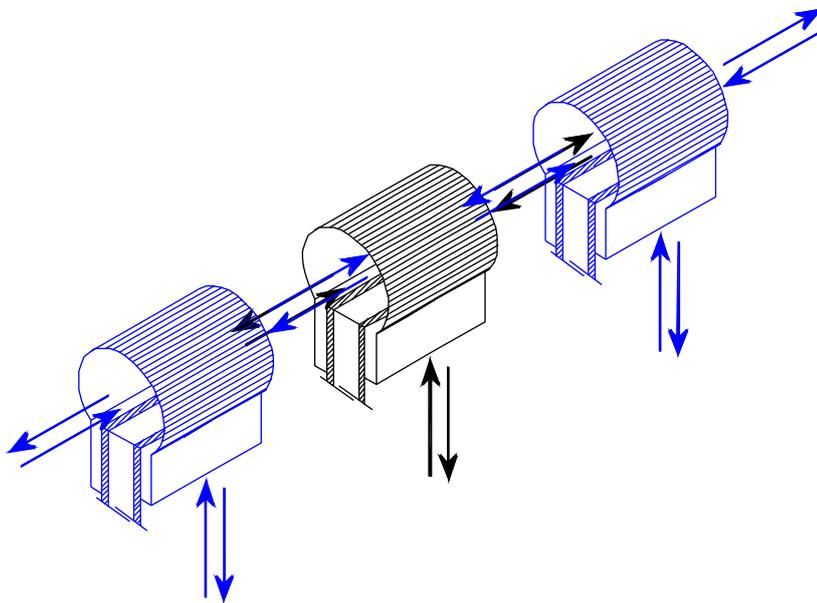


Fig. 3-16. Secuencia de celdas usadas en el modelo propuesto, con la interacción presente entre las mismas.

3.3.4 Algoritmos de cálculo.

Una vez descritos los dos diferentes modelos propuestos para el cálculo del campo sonoro en el interior de la voluta, se definen los algoritmos de cálculo que permiten su implementación práctica y su portabilidad a una herramienta informática.

El algoritmo de cálculo del Campo sonoro asociado al modelo acústico METODO 1 sigue las siguientes fases:

- Situación del foco emisor en un punto predefinido de la voluta.
- Cálculo de la presión acústica en el sistema de tres puertos de la lengüeta debido a foco definido, teniendo en cuenta el avance del sonido en modo positivo y negativo.
- Aparición de nuevos focos en el sistema de tres puertos de la lengüeta debido a la influencia del foco inicial.
- Cálculo de la influencia de los nuevos focos de la lengüeta sobre los propios puertos **a** y **b** de la lengüeta, y generando a continuación un par nuevo de focos en los puertos **a** y **b** para reproducir la recirculación del sonido.
- Cálculo de las sucesivas recirculaciones del sonido a lo largo de la lengüeta partiendo siempre del sistema de tres puertos localizado en la misma. El punto final de los cálculos se determinará cuando el incremento de la presión acústica sea inferior a un determinado coeficiente.
- Adición de las sucesivas recirculaciones de sonido y cálculo de la presión acústica en cada posición angular de la voluta.

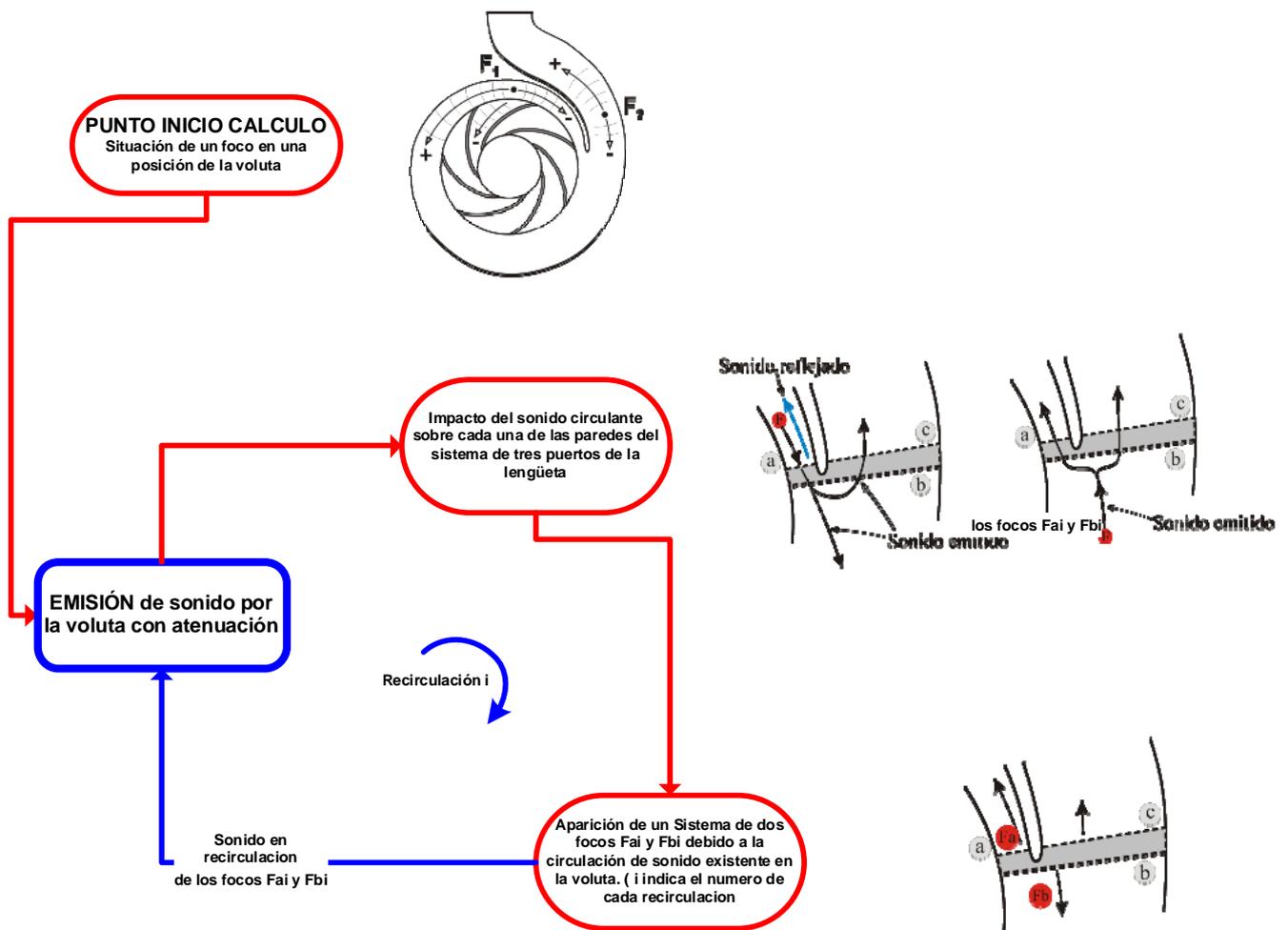


Fig. 3-17. Esquema del algoritmo de cálculo basado en el modelo acústico, METODO 1.

Todas estas fases que componen el algoritmo de cálculo se representan de forma gráfica en la Fig. 3-17, en donde se muestra el proceso cíclico de emisión de sonido alrededor de la voluta con sus sucesivas atenuaciones. Los focos están identificados por F_{ai} y F_{bi} , siendo el coeficiente “i” el indicador del número de recirculaciones. El fin del número de recirculaciones vendrá definido en cuanto la perturbación acústica generada por los focos F_{ai} y F_{bi} sea inferior a un umbral definido. En la Tabla 3-1 se muestran los coeficientes de la matriz de dispersión para el algoritmo de cálculo, estando éstos separados en su módulo y su argumento.

$T_{aa.m} = (S_b + S_c - S_a) / \Sigma S$	$T_{aa.a} = \pi$
$T_{ab.m} = T_{ac.m} = 1 - T_{aa.m}$	$T_{ab.a} = T_{ac.a} = 0$
$T_{bb.m} = (S_b - S_c - S_a) / \Sigma S$	$T_{aa.a} = 0$
$T_{ba.m} = T_{bc.m} = 1 + T_{bb.m}$	$T_{ba.a} = T_{bc.a} = 0$
$T_{cc.m} = (S_a + S_b - S_c) / \Sigma S$	$T_{cc.a} = \pi$
$T_{ca.m} = T_{cb.m} = 1 - T_{cc.m}$	$T_{ca.a} = T_{cb.a} = 0$
$\Sigma S = S_a + S_b + S_c = S_0 + S_{2\pi} + S_c$	

Tabla 3-1. Coeficientes de la matriz dispersión en el sistema de tres puertos formado en la lengüeta.

Por otra parte, el algoritmo concerniente METODO 2 realiza sus operaciones de la siguiente forma:

- División de la lengüeta en una serie de las celdas independientes.
- Cálculo de la función de transferencia que representa la interacción completa de todas las celdas de la voluta entre sí.
- Cálculo de las funciones de transferencias desde cada celda definida en la voluta hacia el sistema de tres puertos de la lengüeta.
- Cálculo de las funciones de transferencia desde cada uno de los puertos del sistema de 3 puertos de la voluta entre sí.

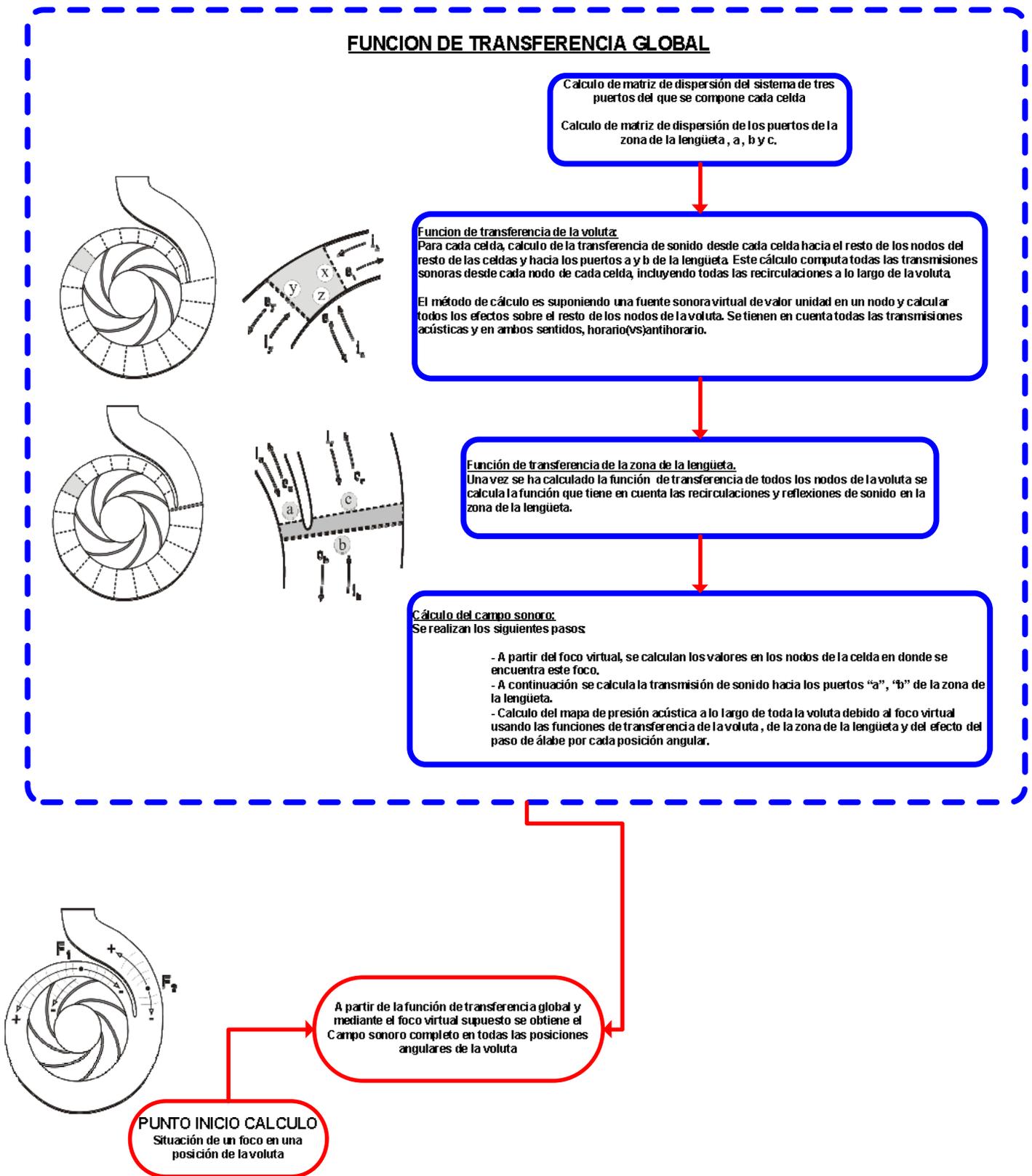


Fig. 3-18. Esquema del algoritmo de cálculo basado en el modelo acústico, METODO 1.

- Obtención de la función de transferencia global de la bomba como conjunción de todas las anteriores. Estas funciones de transferencia caracterizan la emisión acústica en el interior de la voluta y permiten, a partir del foco virtual, calcular la presión acústica en cada posición angular de la voluta.

De una forma más gráfica se representa el algoritmo en la Fig. 3-18. En este caso los costes de computación han subido en comparación con el algoritmo basado en el METODO 1 y depende directamente del número de celdas en las que se divida la voluta.

$T_{xx.m} = 0$	$T_{xx.a} = 0$
$T_{xy.m} = \left(\frac{S_y}{S_x} \right)^{-\alpha-1/2}$	$T_{xy.a} = -k_+ \cdot l$
$T_{xz.m} = \sqrt{\frac{S_x}{S_z} \left(1 - T_{xx.m}^2 - \frac{S_y}{S_x} T_{xy.m}^2 \right)}$	$T_{xz.a} = -k_+ \cdot \frac{l}{2}$
$T_{yx.m} = \left(\frac{S_x}{S_y} \right)^{\alpha-1/2}$	$T_{yx.a} = -k_- \cdot l$
$T_{yz.m} = \sqrt{\frac{S_y}{S_z} \left(1 - T_{yy.m}^2 - \frac{S_x}{S_y} T_{yx.m}^2 \right)}$	$T_{yz.a} = -k_- \cdot \frac{l}{2}$
$T_{zz.m} = \frac{S_x + S_y - S_z}{S_x + S_y + S_z}$	$T_{zz.a} = \pi$
$T_{zx.m} = 1 - T_{zz.m}$	$T_{zx.a} = -k_- \cdot \frac{l}{4}$
$T_{zy.m} = 1 - T_{zz.m}$	$T_{zy.a} = -k_+ \cdot \frac{l}{4}$
$k_+ = \frac{2\pi \cdot fpa}{c + (\omega \cdot R)}$	$k_- = \frac{2\pi \cdot fpa}{c - (\omega \cdot R)}$

Tabla 3-2. Coeficientes de la matriz dispersión en el sistema de tres puertos formado en cada celda.

En la Tabla 3-2 se muestran los valores de los elementos de la matriz de dispersión en el interior de cada una de las celdas. Los valores de los elementos de la matriz de dispersión para el sistema de 3 puertos de la zona de la lengüeta son similares a los vistos en el METODO 1, Fig. 3-18.

3.3.5 Análisis comparativo entre ambos métodos.

El METODO 1, usado en las primeras etapas del estudio, asume las siguientes simplificaciones:

- Se supone que el sonido propagado hacia los canales del rodete está determinado por el ancho de salida del rodete en relación a la sección de paso por la voluta.
- Se supone que a lo largo de la voluta, la presión de los frentes de onda varía según $P_a S_a^\alpha = cte$, siendo α un coeficiente variable entre sonido emitido en sentido positivo y negativo y dependiente del intercambio del sonido entre voluta y rodete.

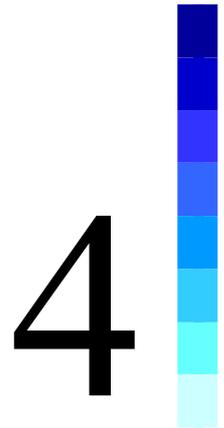
Ambos modelos admiten una serie de hipótesis que permiten la simplificación de los mismos:

- Suposición de la no existencia de transmisiones acústicas a través de las paredes de la bomba.
- La onda existente se trata como una onda plana.
- Las sucesivas recirculaciones del sonido a lo largo de la voluta se van atenuando por la divergencia del conducto y las emisiones hacia la tubería de impulsión. Aunque estas emisiones puedan implicar un retorno de sonido, el valor de esta onda retornada siempre tendrá un módulo inferior de la emitida.
- La presión sonora reflejada proveniente de la tubería de aspiración se supone despreciable.

El METODO 2 presenta un avance respecto al METODO 1 al iterar el método del sistema de 3 puertos de la lengüeta a toda la voluta, teniendo en cuenta las interacciones

del sonido proveniente del oído de aspiración sobre el resto del circuito. Este sonido del oído de aspiración será añadido al sonido total circulante por la bomba. En este segundo método, al aplicar el sistema de tres puertos a cada celda, se consigue un mayor grado de exactitud del sonido incidente y emitido a cada celda. No obstante el METODO 2 sigue manteniendo a nivel particular de cada celda el método de transmisión definido en el METODO 1.

Con el fin de dotar al modelo teórico propuesto de una validez experimental, se ha desarrollado un procedimiento destinado a comprobar la veracidad de los resultados obtenidos. Este método parte de la base de la excitación de la bomba con una fuente sonora proveniente de la tubería de impulsión, manteniendo la bomba a una velocidad de giro diferente a la habitual de trabajo, y cuya frecuencia de paso de álabe no coincida con la frecuencia de la onda entrante en la bomba. Se aplica entonces el modelo acústico a la bomba, teniendo en cuenta la entrada de sonido por la tubería de impulsión, y se calcula la fracción de sonido reflejada por la bomba a esa misma frecuencia de excitación. Los resultados del modelo se comparan con los resultados experimentales y sirven para constatar la bondad del modelo definido.



4 EQUIPO EXPERIMENTAL E INSTRUMENTACIÓN.

El análisis experimental de la bomba del estudio permite contrastar los datos obtenidos experimentalmente con los del modelo acústico propuesto y conseguir un ajuste adecuado del programa de simulación. Para que ese ajuste no fuera particular para un determinado tipo especial de bombas, la bomba utilizada en los ensayos fue una bomba centrífuga de características típicas a la mayoría de bombas centrífugas del mercado. De esta forma los datos obtenidos experimentalmente se pueden extrapolar a un amplio rango de bombas comerciales. En este capítulo se describen las tareas y métodos de trabajo seguidos en el análisis experimental, y el cálculo de la incertidumbre de todas las mediciones efectuadas.

4.1 Bomba y banco de ensayos.

4.1.1 Bomba de ensayo.

La bomba utilizada en el estudio era una bomba centrífuga para agua, marca WORTHINGTON EWB 65-200. Estas son sus características técnicas fundamentales:

- Diseño especial que permite desmontar el rodete y demás partes internas por el lado motor sin necesidad de extraer las tuberías de aspiración e impulsión ni el motor.
- Bomba de aspiración simple.
- Ausencia de aletas en el difusor.
- Voluta simple.
- Dotada de aleta antiprerrotación.
- La espiral de la voluta cumple la ecuación Ec. 4-1. El radio de la voluta en una posición angular φ , $r(\varphi)$, depende de r_s (máximo valor del radio en la voluta) y de r_t (radio en el extremo de la lengüeta).

$$r(\varphi) = r_t + \frac{\varphi}{2\pi} (r_s - r_t) = 0,117 + 0,06 \frac{\varphi}{2\pi} \quad \text{Ec. 4-1}$$

- Rodetes cerrados, dotado de aletas radiales en la cara posterior para mejorar el equilibrio hidráulico en la caja de empaquetadura.

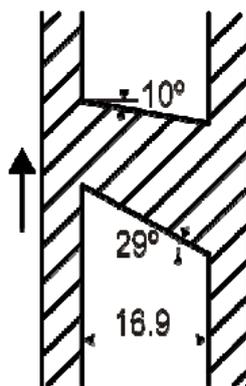


Fig. 4-1. Detalle del rodete.

- Los álabes en su extremo exterior no tienen un alineamiento exacto con el eje de la bomba y forman un ángulo diferente en la cara de succión que la de absorción del

propio álabe, ver detalle de la Fig. 4-1. El propósito de esta configuración se debe a la interacción del paso de cada álabe frente el extremo de la lengüeta. Con esta disposición no existe una confluencia exacta entre el rodete y el extremo de la lengüeta en un mismo instante de tiempo, con lo que se reduce la pulsación de paso de álabe haciendo que el paso del álabe por delante de la lengüeta sea más progresivo.

- Dotada de 36 taladros paralelos al eje de la bomba, con el fin de permitir la inserción de transductores de presión en la misma. Los taladros se encuentran dispuestos en toda la circunferencia de la voluta, a una distancia radial del eje de la bomba mayor que la del rodete, ver Fig. 4-2.

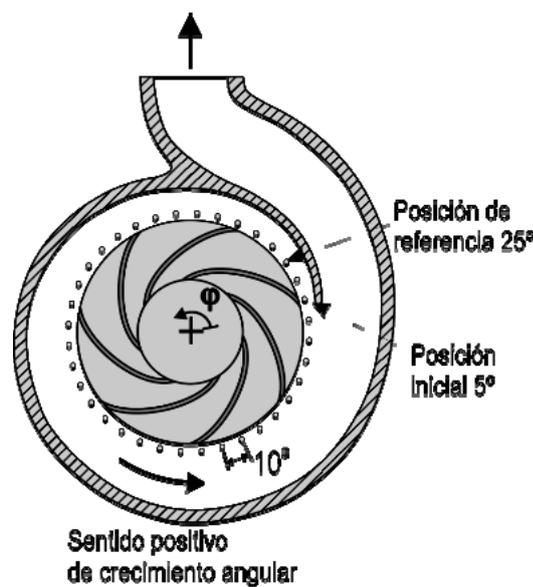


Fig. 4-2. Detalle de las 36 posiciones de medida de la bomba, sentido del flujo y sentido positivo de crecimiento de posiciones angulares.

Los taladros fueron realizados en la voluta perforando la misma en dirección perpendicular al rodete. Cada uno de estos taladros posee dos zonas bien definidas, una zona inicial más ancha en la que se ha realizado una rosca interna y una zona mucho más estrecha que comunica directamente con el interior de la voluta. En la zona más ancha se acopla el casquillo de latón que permite albergar al transductor. Se detectaron ciertos problemas en la zona estrecha del taladro debido a la

estrechez del último tramo del taladro, ocasionando la acumulación de suciedad en esa zona, ver Fig. 4-3. Las 36 diferentes posiciones de medida fueron numeradas de la siguiente forma: Observando la voluta desde la posición perpendicular al eje y desde el lado opuesto de la entrada del eje en la voluta, la posición 1 se sitúa a 5° del extremo final de la lengüeta en la zona más estrecha de la voluta. La posición 3, a 25° grados del extremo final de la lengüeta en la parte más estrecha de la voluta, se toma como posición de referencia de desfases por ser a priori el punto con una mayor perturbación acústica. Desde este punto de vista, el sentido del flujo del agua marca el sentido positivo de crecimiento de los ángulos, como se indica en la Fig. 4-2.

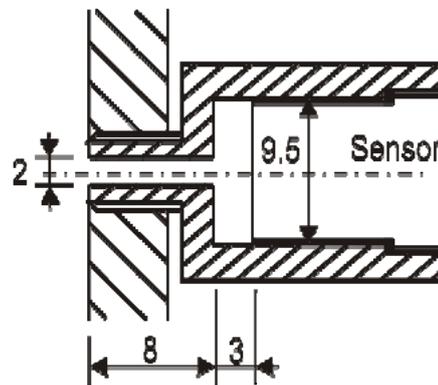


Fig. 4-3. Detalle de taladro realizado en la voluta.

Estas son las características geométricas de la bomba suministradas por su fabricante:

Diámetro a la entrada del rodete d_1 [m]	0,057
Diámetro a la salida del rodete d_2 [m]	0,210
Ancho del rodete a la salida b_2 [m]	0,0162
Número de álabes del rodete:	7
Ángulo de inclinación de los álabes a la salida [grados]	29

Inclinación de los álabes a la salida en dirección axial (cara de presión) [grados]	10
Inclinación de los álabes a la salida en dirección axial (cara de succión) [grados]	29
Radio en el borde de la lengüeta r_t [m]	0,117
Velocidad angular de rotación $\dot{\eta}$ [rad/s]	169,65
Caudal nominal Q_n [m³/s]	0,0153
Altura de elevación nominal H_n [m]	16,8
Intersticio mínimo [% del radio del rodete]	11,4
Tubería de impulsión , diámetro [m]	0,0703
Diámetro de entrada del rodete, cubo [m]	0,064

Tabla 4-1. Características geométricas de la bomba WORTHINGTON EWB 65-200.



Fig. 4-4. Detalle de Bomba sin voluta, con el rodete acoplado.

La bomba se encontraba accionada por un motor de corriente continua de velocidad variable y los ensayos fueron realizados a una velocidad de **1620 rpm**. Se buscó una velocidad en donde la frecuencia de la alimentación eléctrica, 50 Hz, ni ninguno de sus armónicos, influyese sobre las medidas de las amplitudes de las principales fluctuaciones de presión. En la Fig. 4-4 aparece la bomba sin su voluta, donde el rodete permanece insertado en el eje del accionamiento. En la Fig. 4-5 se muestra el detalle de la aleta radial existente en la tubería de aspiración destinada a evitar la prerrotación del fluido previo a la entrada del rodete.



Fig. 4-5. Detalle de la aleta antiprerrotación.

4.1.2 Banco de ensayos e instrumentación.

Para los distintos ensayos se utilizó el banco de ensayos hidráulicos presente en el Área de Mecánica de Fluidos de la Universidad de Oviedo, construido según normas British Standard BS-5316- Part. 2. 1977, formado por:

- Depósitos de hormigón de 100 metros cúbicos, y de fundición de 10 metros cúbicos.

- Red de conducciones para el ensayo.
- Válvulas manuales, de mariposa y de manguito, situadas a lo largo del circuito y utilizadas para realizar las maniobras de regulación de caudal y configuración de los diferentes tipos de circuitos.
- 2 Bombas centrífugas, la ya descrita en el apartado anterior y una segunda bomba acoplada a un motor de corriente alterna.
- 2 Bancadas para montaje de bombas.
- 2 Motores de velocidad variable.



Fig. 4-6. Banco de ensayos.

En la Fig. 4-6 se muestran los detalles de la instalación sobre la cual se realizaron los ensayos. La versatilidad de esta instalación permite la posibilidad de realizar diversos ensayos al poder conformarse diferentes tipos de escenarios en la instalación, como por ejemplo conectar la bomba de ensayo con otra bomba auxiliar en serie o en paralelo. En la Fig. 4-7 aparecen las disposiciones finales de las bombas en sus bancadas, con sus

interconexiones con el resto del circuito hidráulico. Los manómetros de la figura tienen el objeto de proporcionar una rápida lectura del punto de trabajo de la bomba.



Fig. 4-7. Detalle de las bancadas de las bombas y sus interconexiones con el resto del circuito.

Para la realización de los ensayos se usaron los siguientes equipos instrumentales:

- **Manómetro piezométrico inclinado:** Usado para medir la pérdida de carga que se produce a través de una placa de orificio insertada en la tubería de impulsión de la bomba. La comprobación de la diferencia de alturas a cada lado de la placa orificio permite estimar el caudal circulante. En la Fig. 4-8 se puede apreciar el detalle del manómetro piezométrico, con sus dos ramificaciones conectadas a ambos lados de la placa de orificio.
- **Manómetro de mercurio:** Se utilizó para medir la diferencia de presión estática entre la entrada y la salida de la bomba durante los ensayos de obtención de las curvas características. Consistía en un tubo de plástico en forma de U, relleno de mercurio hasta una altura aproximada de un metro y el resto relleno de agua. Durante su funcionamiento la diferencia de presión entre los extremos del tubo producía una diferencia de cota en el mercurio que se medía con la ayuda de una

regla graduada en milímetros incorporada en el propio manómetro. Con el fondo de escala proporcionado por este manómetro podían medirse presiones de hasta 25 m.c.a. La incertidumbre asociada a las medidas de presión estática con el manómetro se estimó en $\pm 0,05$ m.c.a.

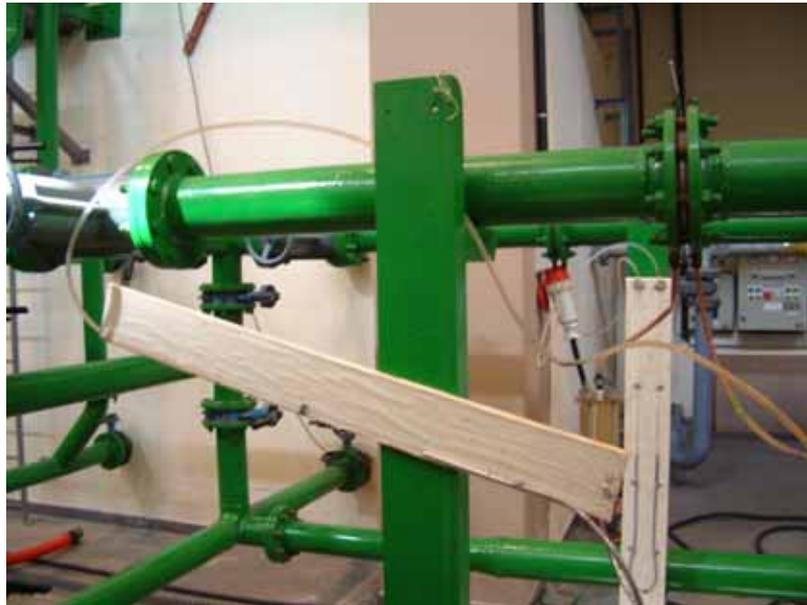


Fig. 4-8. Manómetro piezométrico inclinado con conexiones a ambos lados de la placa orificio.

- **Caudalímetro magnético:** Para la medida del caudal circulante se usó un Caudalímetro magnético de la marca KROHNE, modelo IFC 010D. Estaba insertado en la tubería a la suficiente distancia de la salida de bomba como para evitar cualquier tipo de perturbación sobre la medida. Este caudalímetro tenía un rango suficiente como para medir caudales de 0 a 120 m³/h, con una incertidumbre de $\pm 0,3\%$ y $\pm 1\%$ para caudales bajos, de acuerdo con los datos de calibración proporcionados por el fabricante.
- **Placa de orificio.** Aparte de este método anterior, se utilizó un segundo método para asegurar la certeza de las medidas de caudal tomadas. Se trata de un elemento insertado en el seno de la tubería con el fin de medir el caudal circulante a partir de la pérdida de carga a ambos lados de la misma. La placa de orificio, se sitúa en el conducto de impulsión, lo suficientemente separada de la salida de cualquier codo

como para asegurar una buena uniformidad del flujo. Asociada a esta placa de orificio, mediante el uso de un manómetro piezométrico sobre una escala graduada, se mide la pérdida de carga de la placa orificio. La columna de mercurio se colocó de forma inclinada, formando un ángulo de $18,30^\circ$ con respecto a la horizontal, con el objetivo de conseguir una mayor precisión en las medidas. De esta forma, el caudal circulante puede medirse a partir de la altura alcanzada por el mercurio sin más que aplicar la Ec. 4-2, teniendo como únicas incógnitas la altura medida y el ángulo del manómetro α con respecto a la vertical. En la Fig. 4-8 se puede observar la instrumentación utilizada para el cálculo del caudal mediante el uso de la placa orificio.

$$Q(m^3/h) = 7.772 \sqrt{l(\text{sen } \alpha + 0.02041)} \quad \text{Ec. 4-2}$$

- **Tacómetro:** permite controlar la velocidad de giro del motor, asegurando una misma velocidad en todos los ensayos. Con el sistema de regulación del que disponía la bomba, la velocidad se podía mantener constante en un valor determinado con un error de ± 1 r.p.m. Este sistema se trata de un sensor óptico que monitoriza el giro del eje y, de esta forma, consigue obtener la velocidad de rotación constante. Está compuesto de:
 - Detector TCR 118: Célula fotoeléctrica colocada sobre el bastidor del motor cuya misión es la de registrar los giros del eje del motor al que se le colocó una cinta adhesiva identificativa.
 - Tacómetro TDM 20X: lectura de 500 a 3.000 rpm. tensión de salida de 0 a 10V.
- **Medidor de par:** El par de accionamiento en el eje se midió por medio de un medidor de par de la casa NCTE modelo 2000-75. Este medidor de par estaba formado por dos parejas de sensores; una primera pareja detectaba los cambios en las tensiones mecánicas generadas en el eje al modificarse el par de accionamiento y los convertía en señal magnética, mientras que la segunda pareja de sensores convertía esta señal magnética en una señal eléctrica que podía llevarse a un

módulo de visualización. Con este medidor de par se podían medir valores de hasta 75 N·m y su incertidumbre era del $\pm 1\%$.

4.1.3 Curvas características.

Con el banco de ensayos e instrumentación descritos, se efectuaron ensayos para la obtención de las curvas características de altura de altura, potencia y rendimiento. El ensayo para obtener estas curvas consiste en variar sucesivamente el punto de funcionamiento de la bomba mediante la progresiva apertura de las válvulas de regulación dispuestas en el conducto de impulsión. Para cada punto de operación se recogieron las lecturas indicadas por el caudalímetro magnético, el manómetro piezométrico en U, los transductores piezorresistivos y el medidor de par. Los ensayos se efectuaron a la velocidad de 1620 rpm, la misma que luego se emplearía para el grueso de los ensayos de fluctuaciones de presión. Con los valores obtenidos la bomba tiene una velocidad específica de 0,455.

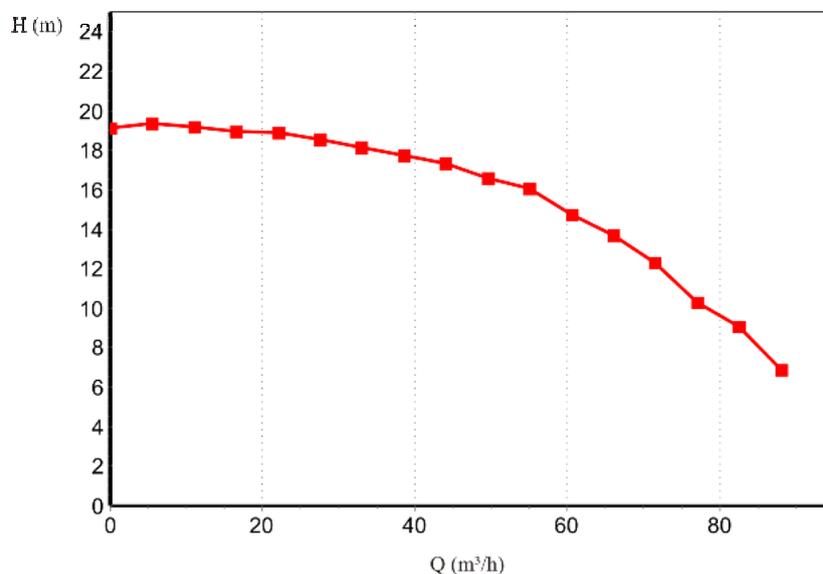


Fig. 4-9. Curvas características para el rodete de 210 mm a 1620 rpm.

Las curvas obtenidas son las siguientes:

- **Curva H-Q**, Fig. 4-12: Típica curva casi horizontal para caudales pequeños, con una altura máxima para un Q algo mayor de cero.

- **Curva Potencia/Caudal**, Fig. 4-13: Presenta un crecimiento progresivo, casi lineal a caudales medios y bajos.
- **Curva η -Q**, Fig. 4-14: presenta su zona de máximos para un $Q_n=55 \text{ m}^3/\text{h}$ y $H_n=16,8 \text{ m}$.

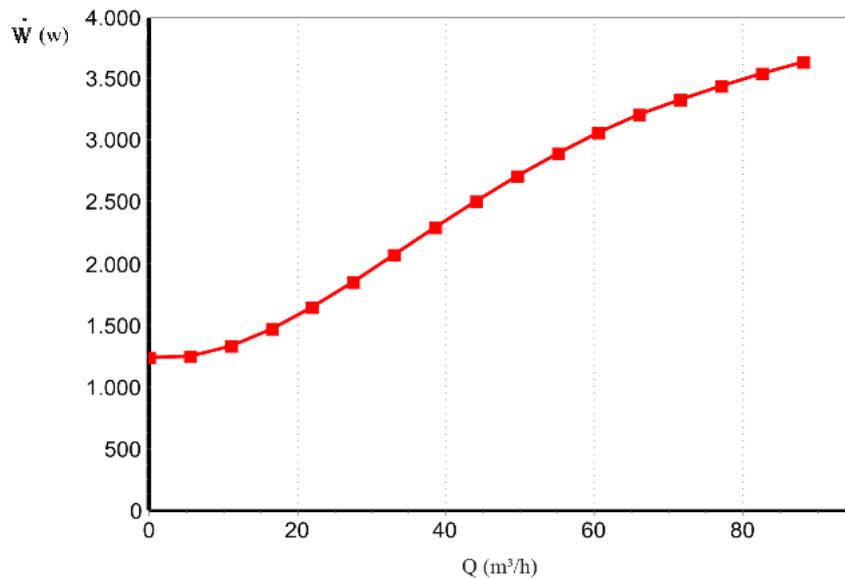


Fig. 4-10. Curva de potencia hidráulica suministrada y potencia en el eje, rodete de 210 mm. a 1620 rpm.

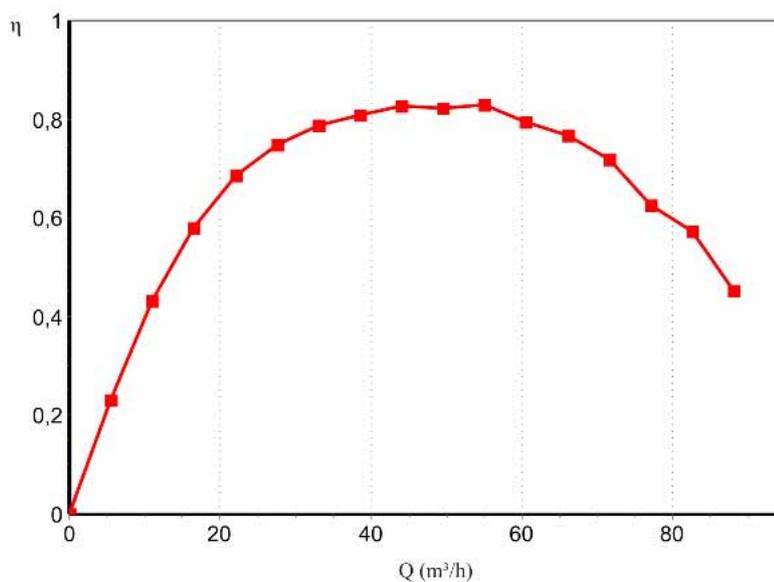


Fig. 4-11. Curva de rendimiento-caudal, rodete de 210 mm. a 1620 rpm.

4.1.4 Incertidumbre experimental.

Siguiendo la referencia de **Blanco y Ballesteros (1994)**, se define la incertidumbre experimental como el intervalo en el cual la probabilidad de encontrar el valor real en una serie de medidas es del 95%. La incertidumbre de una magnitud F , que sea función a su vez de otras magnitudes F_1, F_2, \dots, F_q viene dada por la expresión Ec. 4-3. Esta ecuación es utilizada para cuantificar el error acumulado en la medición de una magnitud cuando éste es función de otras q magnitudes F .

$$U_F = \sqrt{\left(\frac{\partial F}{\partial F_1} * U_{F1}\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial F_2} * U_{F2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial F}{\partial F_q} * U_{Fq}\right)^2} \quad \text{Ec. 4-3}$$

Para el caso concreto de la medida de la altura de elevación y del rendimiento de la bomba, la Ec. 4-3 se transforma en la 4-4 y la 4-5:

$$\delta(H) = \sqrt{\left(\frac{\partial H}{\partial(\Delta h)} \cdot \delta(\Delta h)\right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial Q} \cdot \delta(Q)\right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial(\Delta z)} \cdot \delta(\Delta z)\right)^2} \quad \text{Ec. 4-4}$$

$$\delta(\eta) = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial(Q)} \cdot \delta(Q)\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial H} \cdot \delta(H)\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial(\dot{W})} \cdot \delta(\dot{W})\right)^2} \quad \text{Ec. 4-5}$$

En la Ec. 4-4 la incertidumbre asociada al manómetro de mercurio es de 0,05 m.c.a, la asociada al caudalímetro magnético del 0,3% para caudales medios y altos y del 1% para caudales bajos. La incertidumbre asociada a la diferencia de cota se estimó en 0,005 m. En la Ec. 4-5 la incertidumbre asociada al caudalímetro magnético es conocida y la asociada a la altura de elevación también. La incertidumbre asociada al cálculo de la potencia mecánica coincide con la asociada al medidor de par que era del 1%.

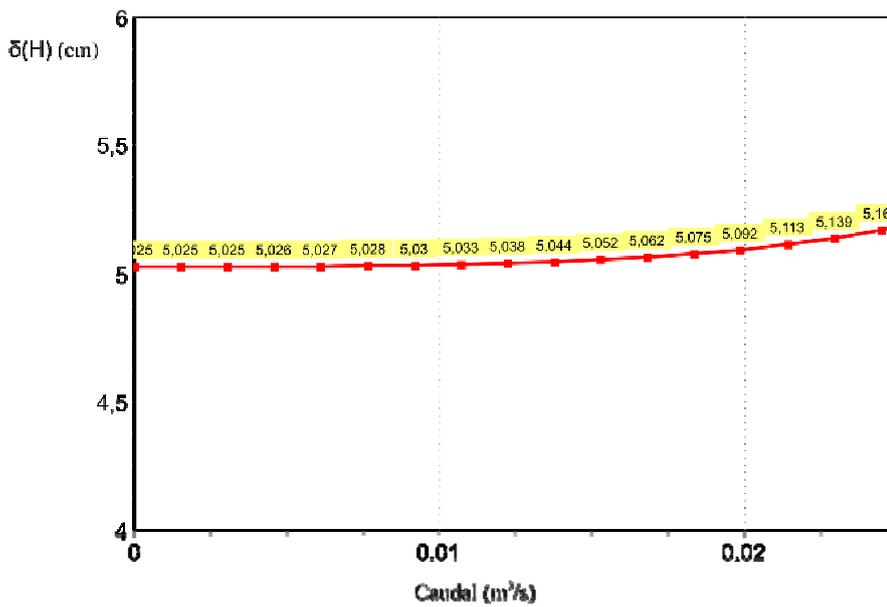


Fig. 4-12. Evolución de la incertidumbre de la altura en función del caudal.

En las Fig. 4-11 y 4-12 se representa la incertidumbre en la medición de la altura y la incertidumbre del rendimiento en términos absolutos en función del caudal circulante por la bomba. Ambas incertidumbres presentan un comportamiento bastante uniforme en todo el rango de caudales con una variación ligera entre caudales bajos y altos.

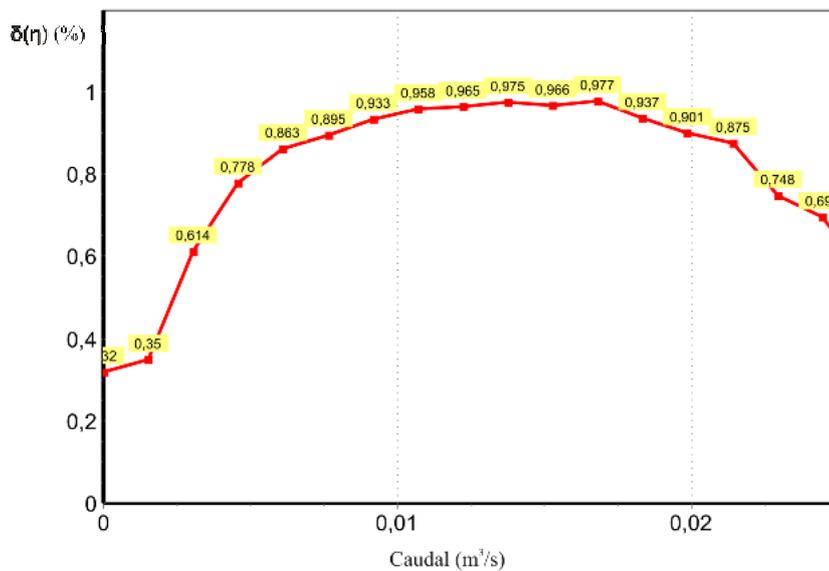


Fig. 4-13. Evolución de la incertidumbre de rendimiento en función del caudal.

4.2 Adquisición y procesado de señales.

El principal propósito de este estudio experimental ha sido la captación y el análisis de señales dinámicas de presión, con el fin de obtener las fluctuaciones dinámicas en la bomba. En este apartado se describe la instrumentación empleada y el proceso espectral de las señales.

4.2.1 Instrumentación.

En la Fig. 4-14 se muestra toda la cadena de medida usada en el procedimiento experimental, con la bomba, al fondo, sobre la que se está realizando el estudio.



Fig. 4-14. Detalle de amplificadores, Tacómetro, medidor ultrasónico de caudal y cableado.

- **Transductores piezorresistivos:** La medida de la presión estática, correspondiente a los 0 Hz del dominio frecuencial, se mide con transductores piezorresistivos, adecuados para este tipo de medidas. En este caso se usan los transductores KISTLER-4043-A20 con un rango de medida de la presión de 0 a 10 bares (presión absoluta). Necesitan amplificación y para tal efecto se hace uso del amplificador KISTLER 4601-A. Estos sensores tenían un rango de medida que iba de 0 a 2

bares, y su incertidumbre era de $\pm 0,3\%$. Ver detalle de Transductor piezorresistivo en Fig. 4-15.



Fig. 4-15. Transductor piezorresistivo.

- **Transductores de presión piezoeléctricos:** se sirven del efecto piezoeléctrico, que es la capacidad de un material de generar un potencial eléctrico cuando se ve sometido a una tensión mecánica, para detectar los cambios en la presión. Estos transductores por contrapartida, no son válidos para cálculo de presiones estáticas.



Fig. 4-16. Transductor piezoeléctrico, Kistler 701 (15 mm, 6 mm)

En la Fig. 4-16 se muestra una foto de un transductor y en la Fig. 4-17 se muestra el conjunto final del transductor piezoeléctrico insertado en la voluta. Para esta investigación se dispuso de sensores Kistler del tipo 701 y del tipo 601. Su pequeño

tamaño resulta conveniente para colocarlo en la voluta sin tropezar con la brida, aún con el adaptador que se necesita para ajustarlo a la toma de presión. Estas son sus características principales:

- Frecuencias de corte por encima de 150 kHz.
- Pérdida de linealidad menor del 0,5% del fondo de escala e histéresis despreciable.
- Sensibilidad nominal de -16 pC/bar en el caso del tipo 601 y -81 pC/bar para los 701.
- Rango de medida entre 0 a 250 bar encontrándose calibrados para un fondo de escala de 2,5 bar, e incertidumbre de $\pm 0,2\%$ de acuerdo con los datos proporcionados por el fabricante.
- Frecuencia natural de los transductores superior a 70 kHz.



Fig. 4-17. Conexión de transductores a la voluta de la bomba.

Para el montaje de los sensores piezoeléctricos éstos se introducen en un casquillo de latón, casquillo que puede ser enroscable en la pared del contorno de interés (ya sea voluta o conducto), en la que previamente se requiere practicar un orificio pasante. De esta forma la membrana sensora del transductor queda expuesta

a la presión objeto de medida. El casquillo asegura la estanqueidad entre la membrana sensora y la zona de conexiones eléctricas del transductor. En este casquillo adaptador, entre la membrana sensora y el orificio de toma de presión queda una cámara que se ha de llenar previamente de agua para no limitar en exceso el rango de la frecuencia útil. Con la disposición finalmente empleada se estimó una frecuencia de resonancia acústica en el casquillo superior a 8 kHz, que está muy por encima de las frecuencias de interés de este estudio (menores de 500 Hz).

- **Amplificador de carga:** Para la amplificación de las señales emitidas por los transductores se utilizaron amplificadores de la marca KISTLER, modelos 5011 y 5037 ver Fig. 4-18. La frecuencia de corte de estos amplificadores es de 30 kHz y su incertidumbre del $\pm 0,2\%$ de acuerdo con los datos del fabricante.



Fig. 4-18. Amplificador de carga KISTLER 5011.

- **Analizador de espectros:** Mediante el analizador de señales de dos canales, de la marca Hewlett Packard HP-3562A, se realizaron calibraciones y comprobaciones de todas las medidas tomadas. Este dispositivo no se usó directamente para el almacenamiento de los datos recogidos por la limitación en el tratamiento y el almacenamiento de datos. En su lugar se usó la tarjeta de adquisición de datos junto con el ordenador personal.

- **Tarjeta de adquisición de datos:** Para la adquisición de las señales de presión y su posterior tratamiento informático, se utilizó una tarjeta analógico/digital (A/D) comercial, en concreto la CIO-A/D 16/330i. Se trata de una tarjeta de adquisición de datos A/D con 16 canales multiplexados en grupos de 8. La conversión analógico-digital se realiza mediante aproximaciones sucesivas con el chip ADS 7800 con una velocidad máxima de conversión A/D y transferencia de 330 Khz. y una precisión de ± 1 LSB. El error de linealidad es de ± 1 BIT. Las derivas térmicas son despreciables.
- **Equipo informático de adquisición de datos:** Para controlar el proceso de captación y análisis de señales desde la tarjeta de adquisición de datos hasta el ordenador personal, se utilizó una herramienta informática. Se trata de un programa para PC sobre sistema operativo Windows, desarrollado bajo entorno HP VEE que realiza las siguientes funciones:
 - Control de la tarjeta de adquisición: El sistema permite definir parámetros de la toma de datos y cambiarlos a voluntad de forma rápida y cómoda para el usuario, archivando estos parámetros para la siguiente vez que se ejecute el programa. Además permite visionar los datos que están entrando por la tarjeta en el mismo instante para comprobar la cadena de medida y solventar los problemas que pudieran surgir rápidamente. Otra de sus funciones es controlar el flujo de datos durante la toma.
 - Gestión de las señales temporales: El programa ofrece la posibilidad del archivado de las señales y posterior apertura para realizar los análisis pertinentes. Puede realizar estos análisis con varias ventanas para comprobar cuál es la más conveniente. Estos archivos tienen formato Excel, compatible con los programas de procesamiento de datos y gráficos del entorno Windows.
 - Procesamiento FFT en directo, lo cual permite inspeccionar rápidamente el contenido en frecuencia de la señal de cada canal, o en diferido (después de haber archivado las señales).

- Funciones espectrales de interés: El programa integra las funciones Power Spectrum, Cross Spectrum, función coherencia, función transferencia y error estadístico, mostrando los gráficos de estas funciones en distintas ventanas y la posibilidad de salvarlos.
- Se consideró despreciable el error introducido por el conjunto “tarjeta-ordenador personal” por la gran precisión que tenían las medidas obtenidas. No obstante, se realizaron sucesivas verificaciones de los datos obtenidos con el analizador de espectros.

4.2.2 Calibración de los transductores.

Previo a los ensayos fue necesario realizar una calibración de los transductores con el fin de caracterizar sus mediciones y detectar posibles fallos en los mismos. Para la calibración de los transductores piezoeléctricos se usaron los transductores piezorresistivos. La calibración se realizó en el conducto de impulsión, justo a la salida de la bomba, para un caudal fijo ($74.7 \text{ m}^3/\text{h}$). Se recogieron lecturas de la cadena de medida de cada transductor a dos frecuencias, la de paso de álabe y dos veces la de paso de álabe. La forma de obtener la amplitud de las fluctuaciones de presión a cada una de las frecuencias consideradas (frecuencia de paso de álabe y doble de ésta) es multiplicando el valor de la fluctuación de presión por la de la sensibilidad del conjunto transductor-amplificador. De todos estos cálculos se observó que el valor máximo de dichas correcciones es de 0.08 kPa y cómo en la mayoría de los casos, es inferior a 0.05 kPa, valores muy inferiores a los correspondientes a las medidas realizadas (rango de las medidas entre 1 kPa y 7 kPa).

Para conseguir una calibración adecuada durante todos los ensayos se recurrió al analizador de espectros Hewlett Packard de alta precisión y a la colocación de un transductor fijo en una misma posición durante todos los ensayos. Durante la realización de las distintas mediciones, un sensor se mantuvo fijo en una **Posición de Referencia** y el resto se rotó por las 35 posiciones restantes. Conseguir que en cada uno de los ensayos la bomba estuviera trabajando en el mismo punto de funcionamiento constituyó un hecho fundamental para la exactitud del test.

Con el fin de establecer la precisión de la cadena de medida utilizada en estos ensayos, en paralelo con la toma de datos, se recogió la lectura en el analizador dinámico de la señal que da el transductor fijo. Durante esas 13 repeticiones de la misma medida, se observaron diferencias siempre inferiores a 10 mV, lo que equivale a 0.1 kPa. Los resultados que se obtuvieron indican una gran precisión respecto a la medida de las oscilaciones de presión si se comparan con los valores absolutos medidos, que llegan a 7 kPa.

4.2.3 Procesado FFT.

El algoritmo FFT, transformada rápida de Fourier o algoritmo de Cooley-Tukey, permite pasar del dominio temporal al dominio frecuencial a partir de un número de muestras tomadas con una frecuencia determinada, mediante la evaluación optimizada de las integrales discretas de Fourier (sumatorio). En concreto, El algoritmo FFT busca resolver de la manera más eficiente posible la Ec. 4-6:

$$X_K = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-j \frac{k 2 \pi n}{N}} \quad \text{Ec. 4-6}$$

Siendo N el número total de muestras y k siendo un entero menor que $N/2$. La evaluación directa de este sumatorio implica N^2 multiplicaciones. Haciendo una serie de reordenaciones, se consigue reducirlo a $N \cdot \text{Log}_2(N)$ operaciones. Realizando diversas operaciones se obtiene la siguiente expresión, Ec. 4-7:

$$X_K = \left(\sum_{n=0}^{N/2-1} x_{2n} e^{-j \frac{k 2 \pi n}{N}} + \sum_{n=0}^{N/2-1} x_{2n+1} e^{-j \frac{k 2 \pi n}{N}} \right) \quad \text{Ec. 4-7}$$

El problema se reduce al cálculo de dos FFTs de tamaño $N/2$ y realizar N multiplicaciones complejas. En la Fig. 4-19 se muestra la pantalla de adquisición de datos del programa informático. Mediante este programa se interactúa con la tarjeta de adquisición de datos permitiendo la posibilidad de ver los espectros, almacenarlos y tratarlos.

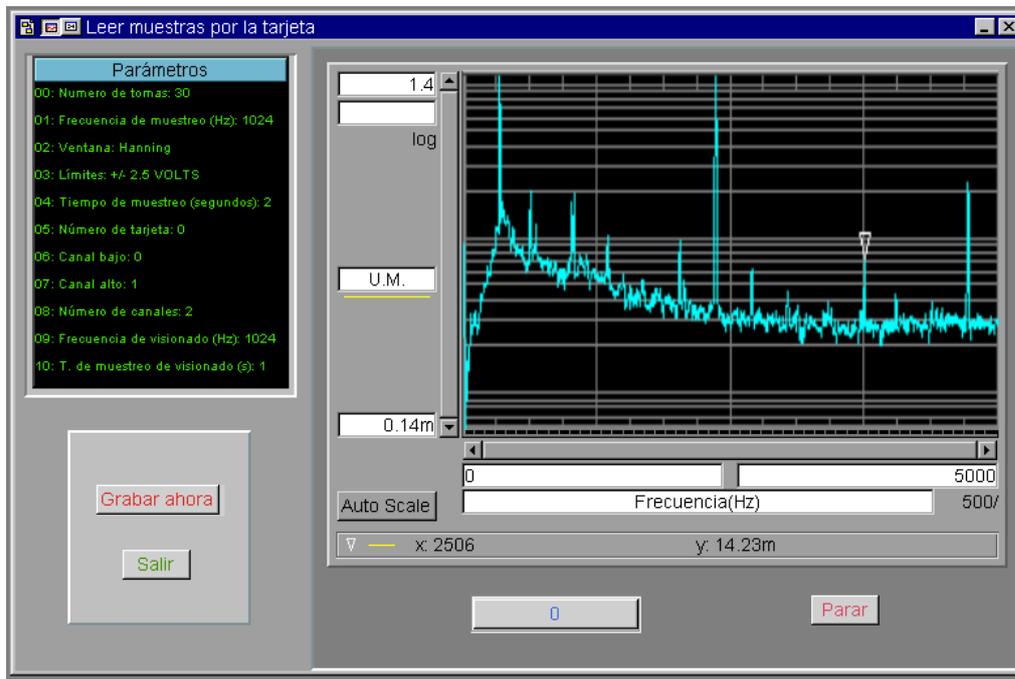


Fig. 4-19. Programa de Adquisición. Toma de datos en tiempo real.

El resultado de la FFT es una función espectral de números complejos con un valor para cada frecuencia o línea. Partiendo de una serie temporal de N datos tomados con una frecuencia de muestreo f_m (es decir el intervalo temporal entre 2 datos consecutivos es $\Delta t = 1/f_m$), la FFT permite obtener la distribución espectral sobre un total de $N/2$ líneas, con una resolución de frecuencia $\Delta f = 1/T_m$, siendo $T_m = \Delta t(N-1)$ la longitud temporal de la muestra. La máxima frecuencia sobre la que se obtiene información es $f_{max} = f_m/2$, aunque es preferible reducir el rango de información útil al 80% de f_{max} para evitar el fenómeno distorsionador del “Alliasing”.

En realidad el algoritmo FFT opera asumiendo que la muestra temporal bajo análisis es perfectamente periódica a lo largo del tiempo, aunque eso imponga discontinuidades en los extremos de la muestra. La distorsión debida a esa discontinuidad se puede atenuar multiplicando la muestra por funciones ventana, que son funciones con la misma longitud temporal de la muestra que tienden a 0 en los extremos y adoptan un valor uniforme en la zona central. Por ejemplo, en la pantalla de la Fig. 4-19 se ha escogido una ventana Hanning.

4.2.4 Postprocesado de señales.

Sobre la bomba de ensayo, mediante los transductores de presión y el estudio de las señales captadas, se realizaron dos tipos diferentes de ensayos:

- Captura de fluctuaciones de presión en la voluta en las diferentes posiciones circunferenciales.
- Ensayo de transmisión de perturbaciones en el conducto de impulsión. Este ensayo tuvo dos propósitos diferenciados. Por una parte la determinación del coeficiente de reflexión del conjunto de la bomba ante una fuente de sonido externa, entrando ese sonido por la tubería de impulsión. Por otra parte la determinación del sonido emitido por la bomba hacia el resto del circuito durante la operación de la bomba.

En cualquiera de los casos anteriores, las señales percibidas tienen una componente repetible periódicamente en el tiempo y otra componente de carácter errático, debido a fenómenos como puede ser la turbulencia. El objetivo de los ensayos es el estudio de las interacciones repetibles sistemáticamente a lo largo del tiempo como puede ser la interacción rodete-lengüeta, y por lo tanto se hace necesario eliminar de las medidas aquellas componentes de carácter aleatorio. Para filtrar las componentes de carácter aleatorio se realizaron promedios entre un conjunto de muestras FFT obtenidos, con objeto de restringir el estudio a aquellas perturbaciones existentes en todo momento en el interior de la bomba. En este caso las funciones espectrales más relevantes son:

- **Espectro de potencia:** (Power spectrum o autoespectro). Es el módulo de la FFT y proporciona la amplitud asociada a cada frecuencia de la señal de presión analizada.
- **Espectro cruzado de potencia:** (Cross Power spectrum). Relaciona dos señales en el dominio frecuencial mediante un número complejo para cada frecuencia, y cuyo argumento representa el desfase entre ambas señales a esa frecuencia.

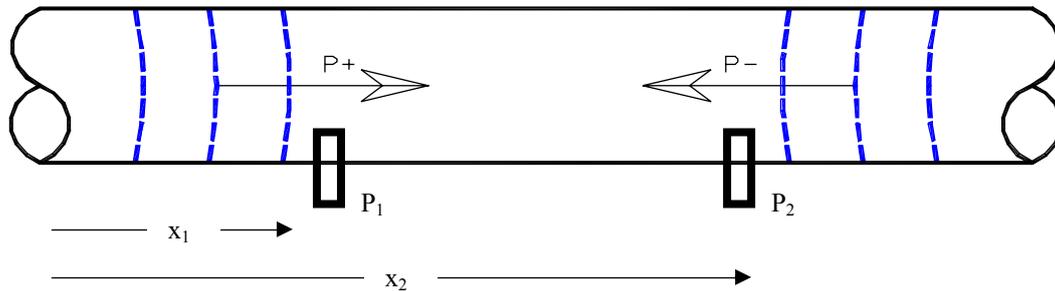


Fig. 4-20. Situación de los sensores en la tubería de impulsión.

En el caso concreto de los ensayos de transmisión de frentes de onda en conductos se dispuso en la tubería de impulsión una pareja de sensores acoplados a la tubería situados a distancias x_1 y x_2 del un punto común de referencia, ver Fig. 4-20. De acuerdo con la Ec. 3-2, asumiendo propagación en onda plana, la ecuación de ondas queda reducida a 2 ondas propagándose en sentidos opuestos. Para los ensayos de transmisión de sonido en conductos interesa determinar ambos frentes de onda, designados por $P+$ y $P-$, de forma separada. Cada uno de los dos sensores captan la suma de las ondas $P+$ y $P-$, por lo tanto es necesario tener al menos dos puntos de medida diferentes para así conseguir determinar de forma individual $P+$ y $P-$.

En las Ec.4-8 y 4-9 se muestra la presión sonora, en forma de número complejo, como suma de la presión sonora incidente, también número complejo en el punto x_1 o x_2 , y la presión sonora reflejada en el mismo punto.

$$P_1 = P_{+(x=x_1)} + P_{-(x=x_1)} \quad \text{Ec. 4-8}$$

$$P_2 = P_{+(x=x_2)} + P_{-(x=x_2)} \quad \text{Ec. 4-9}$$

$$P_2 = P_{+(x=x_1)} e^{i[-k(x_2-x_1)]} + P_{-(x=x_1)} e^{i[k(x_2-x_1)]} = \alpha P_{+(x=x_1)} + \beta P_{-(x=x_1)} \quad \text{Ec. 4-10}$$

En la Ec. 4.10 la presión en el punto 2 se muestra en función de las presiones de las ondas positiva y negativa en el punto 1, multiplicados respectivamente por dos números complejos de módulo unidad, α y β , definidos en la Ec. 4-10. Despejando el sistema de ecuaciones de Ec.4-8 a 4-10, se obtiene:

$$P_{-(x=x1)} = \frac{\alpha P_1 + \beta P_2}{\alpha - \beta} \quad \text{Ec. 4-11}$$

$$P_{+(x=x1)} = \frac{P_2 - \beta P_1}{\alpha - \beta} \quad \text{Ec. 4-12}$$

5



5 RESULTADOS EXPERIMENTALES.

En este capítulo se describen los procedimientos experimentales y los resultados obtenidos en los experimentos planteados. En primer lugar se describen los ensayos de medida de fluctuaciones de presión a lo largo de la voluta de la bomba, y a continuación los ensayos de transmisión sonora en el conducto de impulsión para la determinación de los coeficientes de reflexión correspondientes a la descarga de la bomba. Los resultados obtenidos se expresan en forma gráfica para facilitar su análisis.

5.1 Procedimiento para medida de fluctuaciones de presión en voluta.

El objetivo de este ensayo fue el de determinar el conjunto de perturbaciones existentes en el interior de una voluta de una bomba hidráulica, las cuales fuesen repetibles en el tiempo y no asociadas a fenómenos esporádicos. De entre todas las perturbaciones que se obtuvieron, se aislaron aquellas de mayor importancia y fue sobre aquellas sobre las que se centró el estudio. En este caso fue la fluctuación detectada a la frecuencia de paso de álabe sobre la que se centró el estudio.

Para la ejecución de este ensayo se utilizaron los siguientes materiales, descritos en el apartado 4.1:

- Bomba hidráulica.

- Banco de ensayos.
- Manómetro piezoeléctrico.
- Caudalímetro magnético y placa orificio.
- Tacómetro y medidor de par.
- Transductores piezoeléctricos acoplados a la voluta. En la Fig. 5-1 se muestra el detalle de los casquillos de latón atornillados en los taladros de la voluta. Uno de los sensores se mantuvo en todo momento en una posición de referencia, con el fin de comprobar que las diferentes fases de la prueba se producían en las mismas condiciones.
- Amplificadores de carga.
- Tarjeta PCI de adquisición y conversión analógico-digital.
- Ordenador PC para grabación y post-procesamiento de las señales.
- Analizador de señales para la comprobación, monitorización de las señales y el cálculo de los espectros. Se realizaron comprobaciones con este equipo con el objetivo de evitar la existencia de algún error en la cadena de medida.



Fig. 5-1. Transductores en las diferentes posiciones y en la posición de referencia.

Durante los ensayos, la bomba fue accionada a 1620 rpm, estando a esta velocidad el punto de máximo rendimiento en $Q = 55 \text{ m}^3/\text{h}$. La toma de datos se realizó para un total de 16 caudales, en intervalos regulares desde el 0% hasta el 160% del caudal de máximo rendimiento correspondiente al rodete ensayado. Los ajustes de la tarjeta de adquisición de datos fueron los siguientes:

- Número de tomas: 50
- Frecuencia de muestreo (Hz): 1024
- Límites (Voltios): ± 2.5
- Tiempo de muestreo (s): 1
- Número de canales: 5
- Ventana: Hanning.

Se realizaron 50 tomas de señales temporales, en cada posición de medida, de un segundo de duración. Con la asignación de una frecuencia de muestreo de 1024 Hz durante 1 segundo, se consigue que el número de muestras sea potencia de dos, condición muy importante para un buen funcionamiento del algoritmo FFT. Para el análisis frecuencial FFT se escogió una ventana Hanning, obteniéndose espectros dentro de un rango 0 a 512 Hz con una resolución de 0.5 Hz. No obstante, debido a perturbaciones presentes a altas frecuencias, principalmente debidas a la cavitación y debido al efecto del Aliasing, las medidas útiles están dentro de un rango de 0-450 Hz. El fenómeno del Aliasing provoca la aparición de perturbaciones en la última parte del rango de frecuencias obtenido, producidas por perturbaciones existentes a frecuencias más altas. Estas perturbaciones afectan a las medidas tomadas, dejando como zona efectiva de medidas fiables la comprendida entre 0-450 Hz.

Al ser accionada la bomba a 1620 rpm, se tiene una frecuencia de giro o fundamental de 27 Hz y una frecuencia de paso álabes de 189 Hz. La incertidumbre de ± 1 rpm (1619 o 1621 rpm) se traduce en una posible variación en la componente fundamental entre los valores 26.98-27.01 Hz y para la frecuencia de paso de álabes entre 188.89-

189.07. Estos valores se encuentran lo suficientemente alejados de la zona intermedia entre dos líneas de resolución (que es donde se produce la mayor pérdida de información, un 15% en el caso de la ventana Hanning) como para considerar que, utilizando esta ventana, el error introducido por la incertidumbre en la velocidad de accionamiento es prácticamente despreciable.

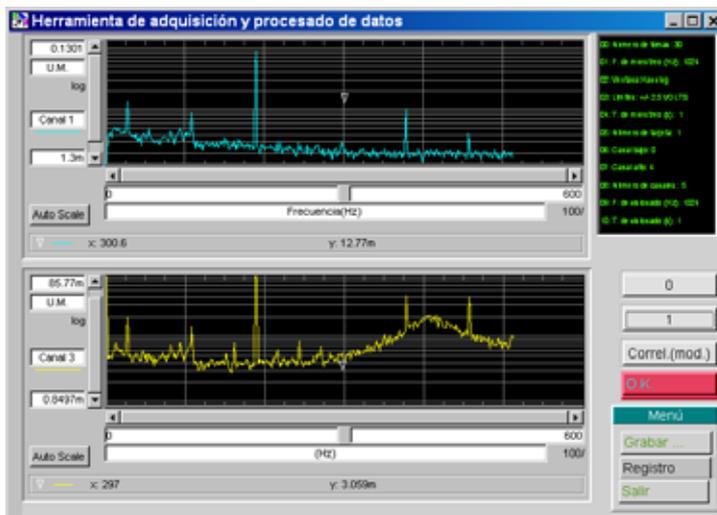


Fig. 5-2. Programa de adquisición de datos mostrando las señales tomadas por dos canales al mismo tiempo.

Las señales se recogieron y se trataron por medio de programa informático de adquisición mencionado ya en el apartado 4.2.1, con el fin de obtener sus correspondientes FFT (promedios considerando la amplitud y el desfase de cincuenta tomas realizadas para cada señal almacenada) y poder analizar las señales en el dominio de la frecuencia. Otro programa, desarrollado sobre el mismo entorno de trabajo, se utilizó para el archivado de las series a las frecuencias más importantes para el estudio. Este segundo programa permite el archivado de todas las señales recibidas, y la representación gráfica de las mismas pudiendo visualizar en la misma pantalla 2 espectros al mismo tiempo, ver Fig. 5-2. El propósito de realizar promedios FFT de las diversas señales fue el de eliminar de las medidas los fenómenos esporádicos que se pueden producir en el interior de la bomba, y recoger únicamente los resultados repetibles continuamente en el tiempo.

5.2 Distribuciones espectrales de presión.

En este apartado se representan gráficamente los ensayos más significativos realizados sobre la bomba con el rodete de 210 mm. La zona angular $-30^\circ +60^\circ$ (tomando como referencia angular el punto definido en el apartado 4.1.1, a 25° del extremo de la lengüeta) es la zona que más interés muestra debido a las fuertes perturbaciones que allí se producen. A su vez, se realizarán representaciones de espectros cruzados entre ambos canales para mostrar las diferencias existentes entre los mismos. Los resultados han sido adimensionalizados tomando como referencia la energía cinética de la corriente fluida a la salida del rodete mediante el término C_p , definido en la Ec. 7-2.

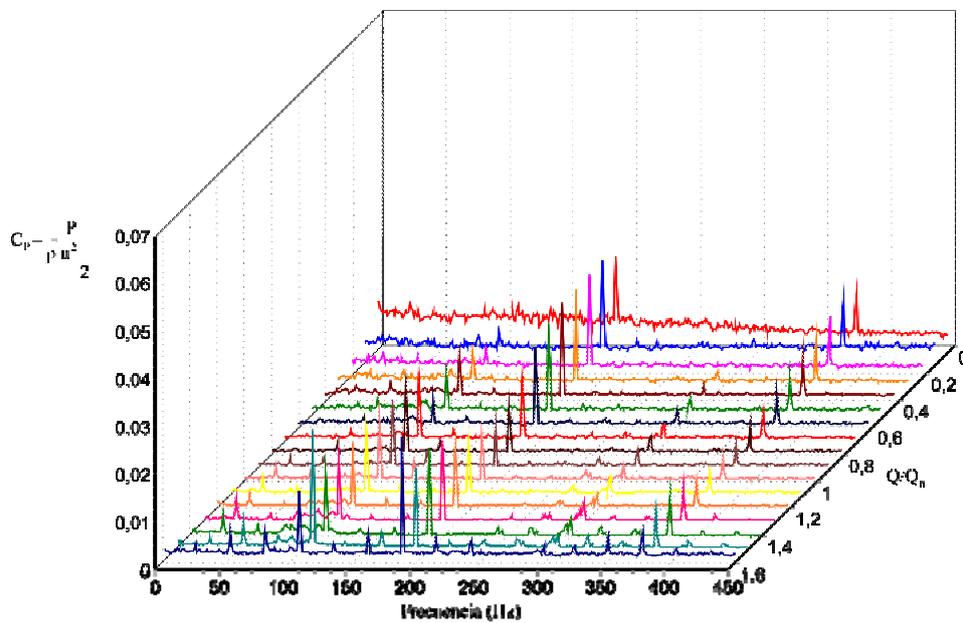


Fig. 5-3. Amplitud de presión adimensionalizada. Posición angular número 1, 5° desde el punto de referencia.

En la Fig. 5-3 se muestra una representación espectral medida en la bomba de ensayo. Esta figura muestra los resultados obtenidos para la posición angular 5° desde el punto de referencia, accionando la bomba en un rango de caudales de 0% al 160% del

caudal nominal. El espectro de la figura muestra que para todos los caudales, la mayor perturbación se produce la frecuencia de 189 Hz, coincidente con la frecuencia de paso de álabe, al mismo tiempo que presenta perturbaciones de menor valor a otras frecuencias. Entre estas otras perturbaciones de menor cuantía destacan las perturbaciones a las siguientes frecuencias:

- 27 Hz, frecuencia fundamental de giro del rodete. Esta componente se debe básicamente a la asimetría del rodete y a posibles defectos constructivos del rodete.
- 54 Hz, 81 Hz y 108 Hz son los armónicos de la frecuencia fundamental de giro, que pueden ser debidos a algún tipo de excentricidad en el alineamiento del eje de la bomba con el motor.
- 378 Hz, armónico de la frecuencia de paso de álabe.

La perturbación principal que aparece, 189 Hz, no se mantiene de forma uniforme en todo el rango de caudales sino que varía dependiendo del caudal de la bomba, registrando su mínimo al caudal nominal en donde el acoplamiento del caudal a la geometría de la bomba es el más adecuado.

En la Fig. 5-4 se representa el conjunto de espectros medidos para la posición de medición 2, 15° respecto a la posición de referencia. El resultado tiene sensibles diferencias con el estudiado en la figura anterior pero mantiene un patrón común que es la perturbación a la frecuencia de 189 Hz. Sin embargo, en este caso la amplitud de la perturbación principal se ha incrementado considerablemente tanto a caudales bajos como a caudales altos. En las Fig. 5-5 y 5-6 se muestran las mediciones en diferentes posiciones angulares que no hacen sino constatar los fenómenos descritos en las figuras anteriores. A la frecuencia de 189 Hz aparece la perturbación más importante, aunque a medida que las muestras se toman en una posición más alejada al extremo de la lengüeta, la amplitud de la perturbación decrece. Por último se muestra en la Fig. 5-7 las medidas realizadas en la posición angular número 20, a 205° del extremo de la lengüeta. En este caso se puede comprobar como la frecuencia de 189 Hz, si bien se ha aminorado mucho, sigue siendo la principal perturbación destacable en todo el rango de caudales.

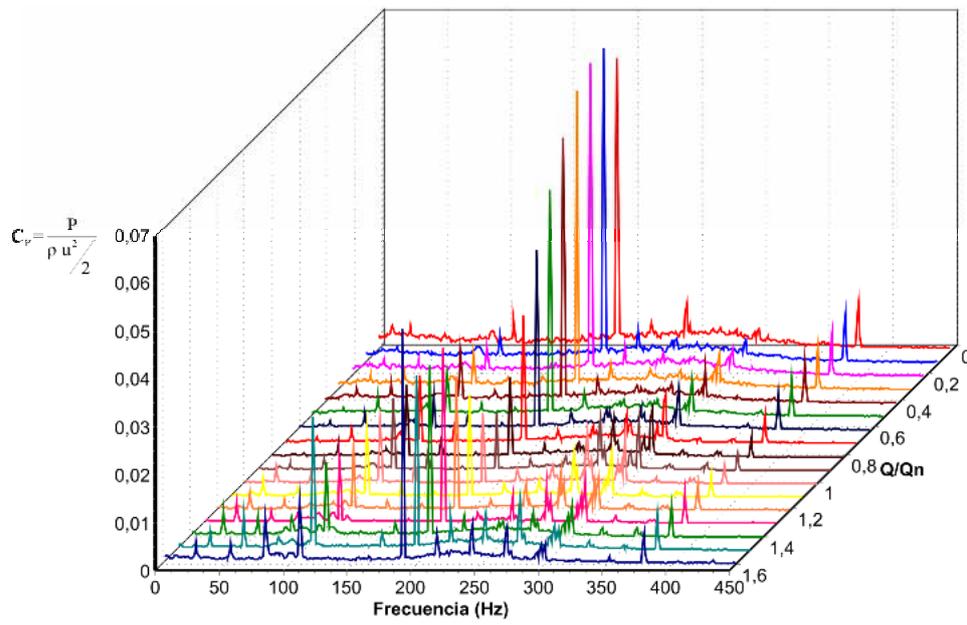


Fig. 5-4. Amplitud de presión, C_p . Posición angular número 2, 15° respecto al extremo de la lengüeta.

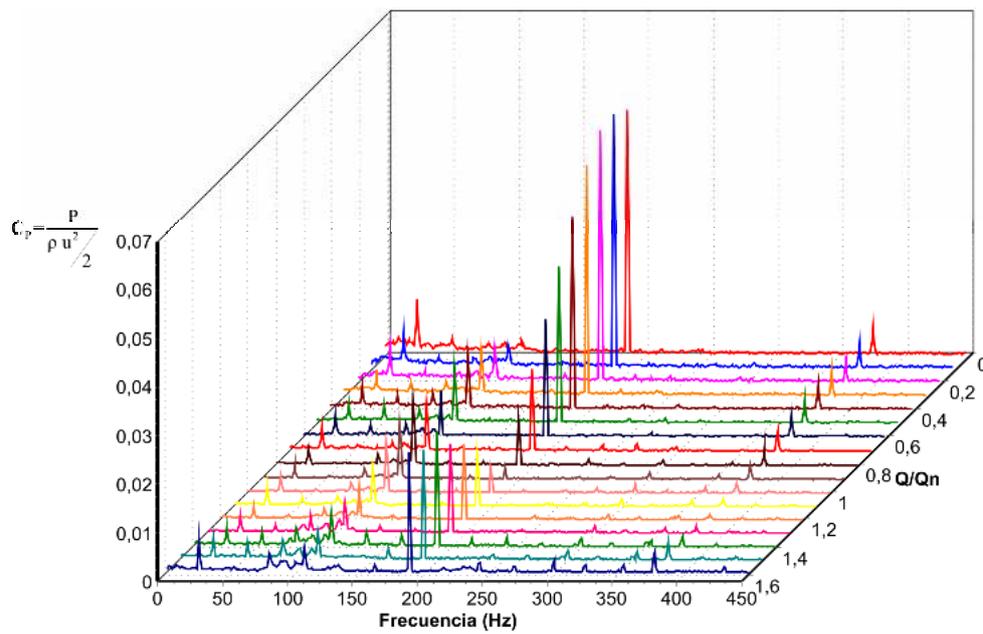


Fig. 5-5. Amplitud de presión, C_p . Posición angular número 3, 25° respecto al extremo de la lengüeta.

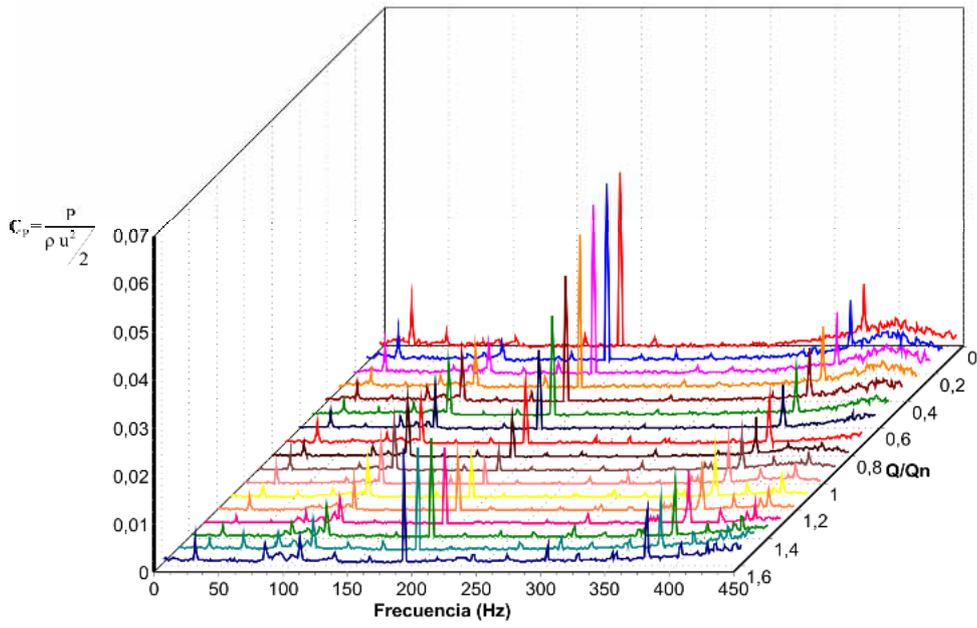


Fig. 5-6. Amplitud de presión, C_p . Posición angular número 4, 35° respecto al extremo de la lengüeta.

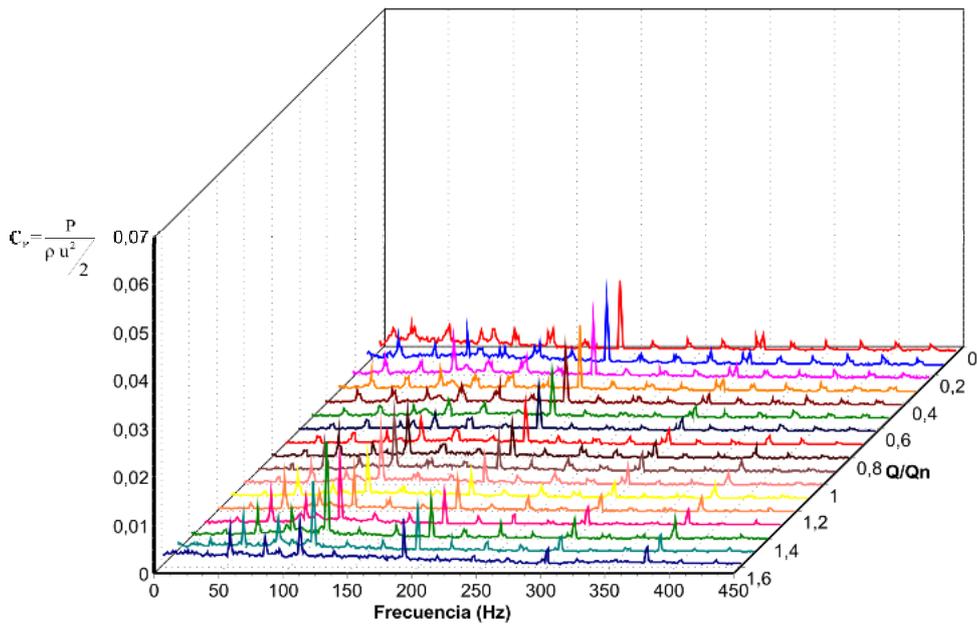


Fig. 5-7. Amplitud de presión, C_p . Posición angular número 20, 205° respecto al extremo de la lengüeta.

5.3 Resultados a la frecuencia de paso de álabe.

De acuerdo con las representaciones gráficas vistas en el apartado 5.2, hay sensibles variaciones entre los órdenes de magnitud de las diferentes perturbaciones registradas. Sin embargo, existe un denominador común para todos los caudales y para cualquier posición angular. Este denominador común es la frecuencia de paso de álabe, 189 Hz, que debido a su importancia se dedica una atención especial en el presente apartado.

5.3.1 Amplitudes de las fluctuaciones de presión.

En la Fig. 5-8 se muestra una representación gráfica global de las perturbaciones existentes a la frecuencia de paso de álabe, para las 36 posiciones angulares y los 16 caudales estudiados.

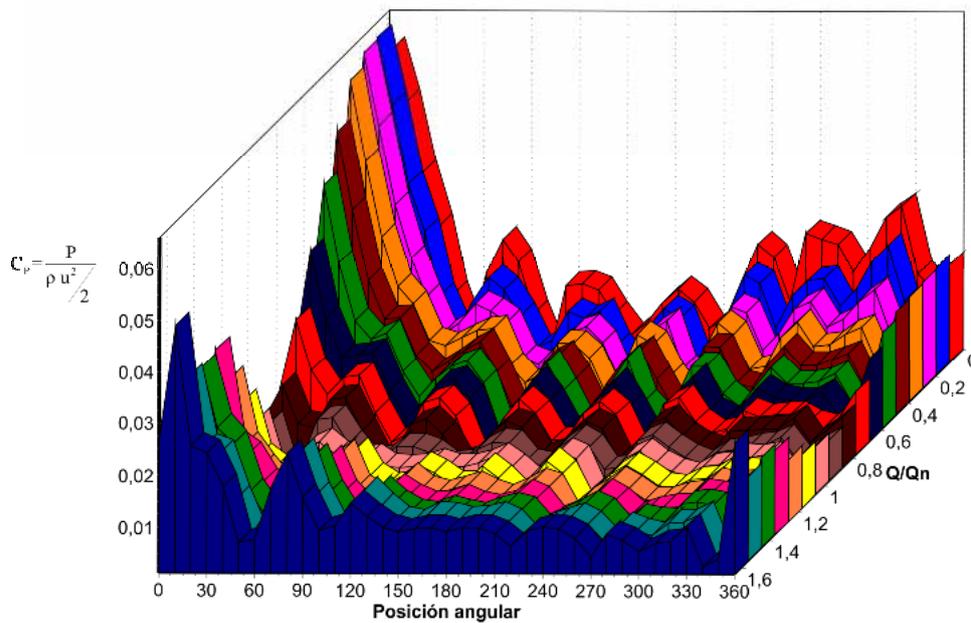


Fig. 5-8. Amplitudes de las fluctuaciones de presión a 189 Hz. Rodete 210 mm.

La Fig. 5-8 muestra claramente cómo la posición angular 2, 15° respecto a la referencia, es la que registra un nivel de presión acústica muy por encima de cualquier otra posición angular. La zona de fuerte perturbación acústica comprende las posiciones situadas desde 15° hasta 35° respecto al punto de referencia. A caudal nominal las perturbaciones se mantienen más o menos uniformes, como idealmente sería esperado y será la perturbación hidráulica, generada por el paso de los álabes frente a cada posición de medida, la principal perturbación registrada por los transductores de presión. Esta perturbación hidráulica existe en todo el rango de caudales y aumenta con el caudal de salida del rodete.

Respecto a la perturbación producida debido a la interacción rodete-lengüeta, se comprueba como a caudales bajos se producen unos niveles de presión sonora mucho más fuertes que a caudales altos, mientras que a caudal nominal se produce un acople mucho mejor entre el flujo y la geometría de la voluta proporcionando unas perturbaciones mínimas. A caudales elevados se produce una fuerte interacción entre el flujo que abandona el rodete y la voluta generándose una perturbación importante. A caudales bajos la mayoría del flujo recircula a través del intersticio álabe-lengüeta y es en esta situación donde se alcanzan las máximas perturbaciones. En todos los casos, las perturbaciones generadas viajan a la velocidad del sonido y se atenuarán a medida la onda acústica avanza por la voluta. La amplitud total de la perturbación medida, representada en la Fig. 5-8, será entonces la suma de la perturbación producida en la zona de la lengüeta más la perturbación hidráulica existente debida al paso de los álabes (pseudosonido que no avanza a la velocidad del sonido).

Realmente, sólo a caudal nominal se consigue un guiado adecuado del flujo. A caudales mayores y menores del nominal se producirá un choque entre el flujo y el borde de ataque del álabe generando un punto de estancamiento en esta zona. En el caso específico de caudales bajos, incluso se puede producir una separación del flujo de la cara se presión del álabe con las consecuentes inestabilidades del flujo y con posibilidad incluso del bloqueo del mismo entre dos álabes. Por otro lado, las perturbaciones generadas a caudales altos tendrán más relación con la zona de salida del álabe. Para caudales superiores al caudal nominal, el ángulo de salida de la corriente diferirá del ángulo del álabe al incrementarse la velocidad relativa de la corriente. Esto provocará que a caudales

altos la velocidad de salida de la corriente pierda su uniformidad y exista una gran diferencia de velocidades del fluido en las proximidades de las caras de presión y de succión. Esta diferencia de velocidades entre la cara de presión y de succión provocará un aumento de las estelas producidas por el álabe, que en las inmediaciones de la lengüeta, interaccionará con la misma y provocará pulsaciones de presión a **la frecuencia de paso de álabe**.

Comentario [P1]: Lo que dice en este apartado me parece bastante interesante.

Analizando todas las figuras anteriores se percibe claramente la existencia de unos “valles” distribuidos a lo largo de toda la voluta, lo que parece indicar la existencia de nodos (zonas de altas fluctuaciones de presión) y antinodos (zonas de bajas fluctuaciones de presión). Una distribución de este tipo es bastante habitual en los casos en donde se producen superposiciones de ondas de diferentes amplitudes y desfases. La distancia entre los nodos o “valles” es aproximadamente igual a la distancia entre dos álabes consecutivos ($360^\circ/7$). Esta distribución se debe al acoplamiento de dos ondas de presión a la misma frecuencia que poseen un desfase angular muy diferente (perturbación hidráulica de paso de álabe y la interacción rodete-lengüeta). En las posiciones angulares en donde ambas ondas estén en fase, se producirá un pulso importante de presión, mientras que en otras posiciones angulares ambas fluctuaciones se contrarrestarán generando un valle.

5.3.2 Desfases de las fluctuaciones de presión.

Mediante el espectro cruzado entre dos señales se consigue medir el desfase llevado por la señal acústica con respecto a la señal de referencia. En la Fig. 5-9 se ha representado una distribución completa de desfases de presión en los 36 puntos de medida y con los 16 caudales estudiados. Se vuelve a comprobar el efecto de la existencia de los 7 valles espaciados uniformemente en todo el rango de posiciones angulares. El campo de presiones generado por la perturbación hidráulica de paso de álabes varía entre -180° y $+180^\circ$ a ambos lados de cada álabe.

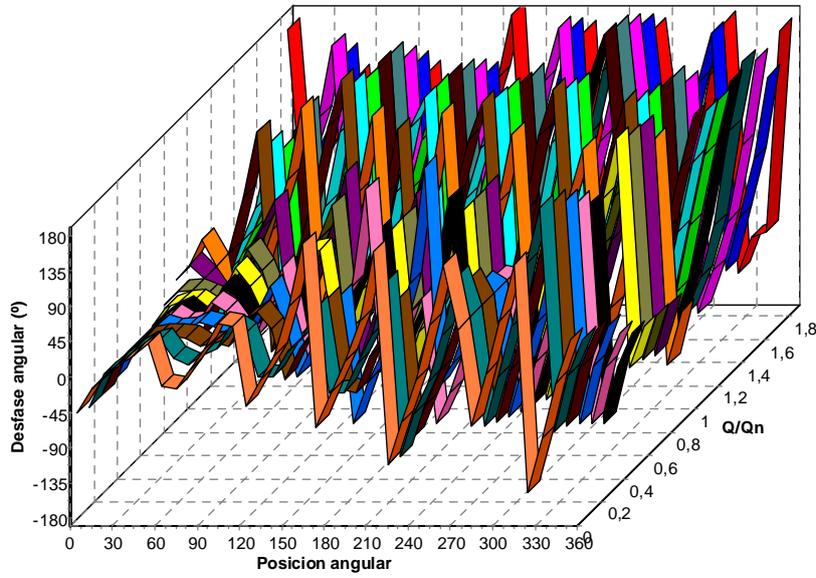


Fig. 5-9, Distribución de los desfases angulares a 189 Hz.

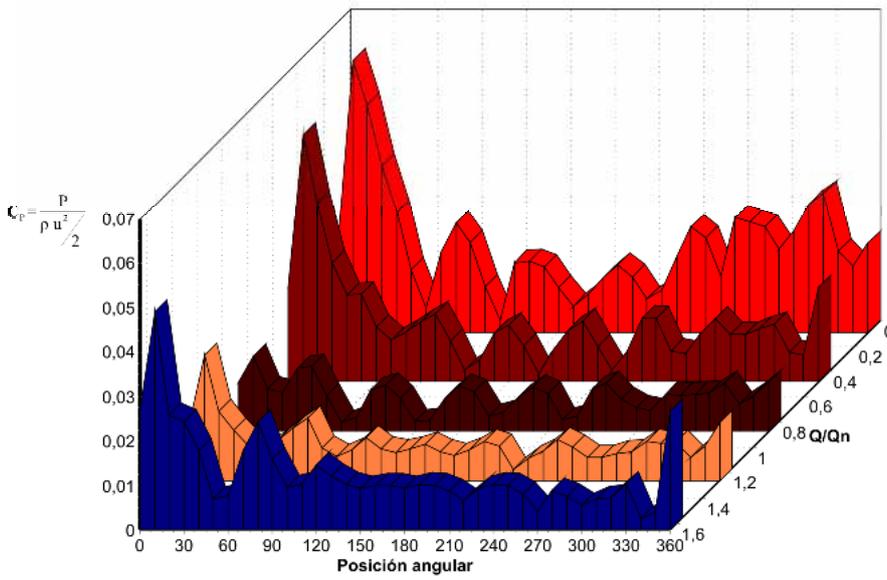


Fig. 5-10. Relación de la posición de los mínimos de amplitud de presión.

También se detecta como a caudales bajos, en posiciones angulares menores de 100° , el desfase entre los diferentes puntos es mucho menor y se percibe menos el fenómeno de los valles. Esto es debido a que una de las dos principales perturbaciones existentes, la debida a la interacción rodete-lengüeta, tiene unos valores mucho más elevados y al transmitirse ésta a la velocidad del sonido, no se aprecien diferencias entre los desfases en las posiciones angulares bajas “ocultando” parcialmente el efecto de la fluctuación de paso de álabe.

5.3.3 Análisis comparativo con los rodetes de 200 y 190 mm.

En este apartado se representan las medidas tomadas sobre la misma voluta con rodetes de 190 y 200 mm. Estas medidas fueron obtenidas en trabajos precedentes en el Área de Mecánica de fluidos de la Universidad de Oviedo.

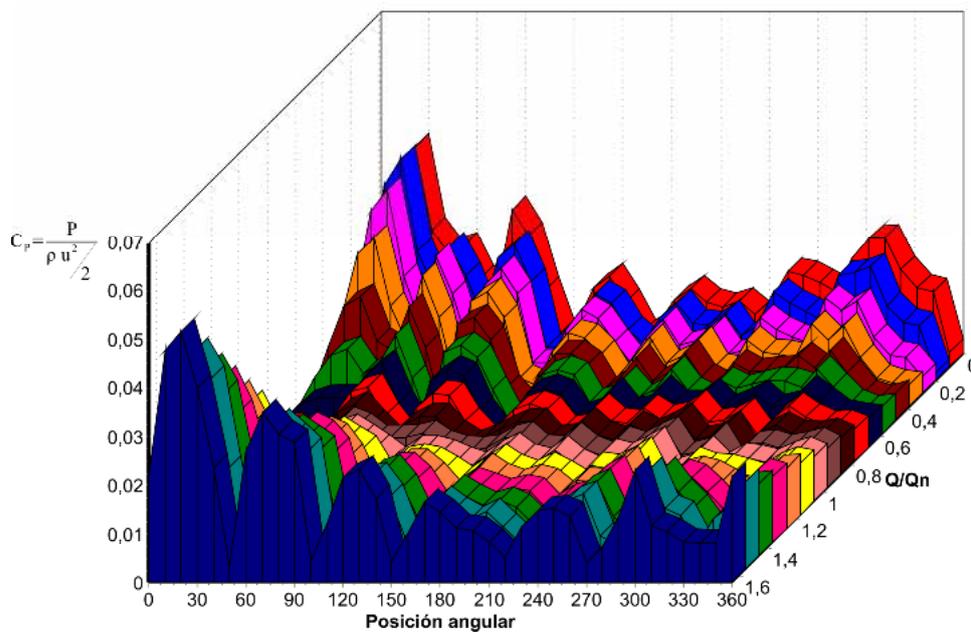


Fig. 5-11. Amplitudes de las fluctuaciones de presión a 189 Hz. Rodete 190 mm. González (2000).

En las Fig. 5-11 y 5.12 se muestra una representación similar a la mostrada en la Fig. 5-8. Aparecen por lo tanto las fluctuaciones de presión adimensionalizadas en función de la posición angular y en función de los 16 caudales ensayados. Existe una pequeña diferencia para el rodete de 190 mm ya que las posiciones de medida para este ensayo no fueron exactamente las mismas que para el rodete de 200 y 210 mm. En el caso del rodete de 190 mm la posición de referencia está en 10° con respecto del borde de la lengüeta.

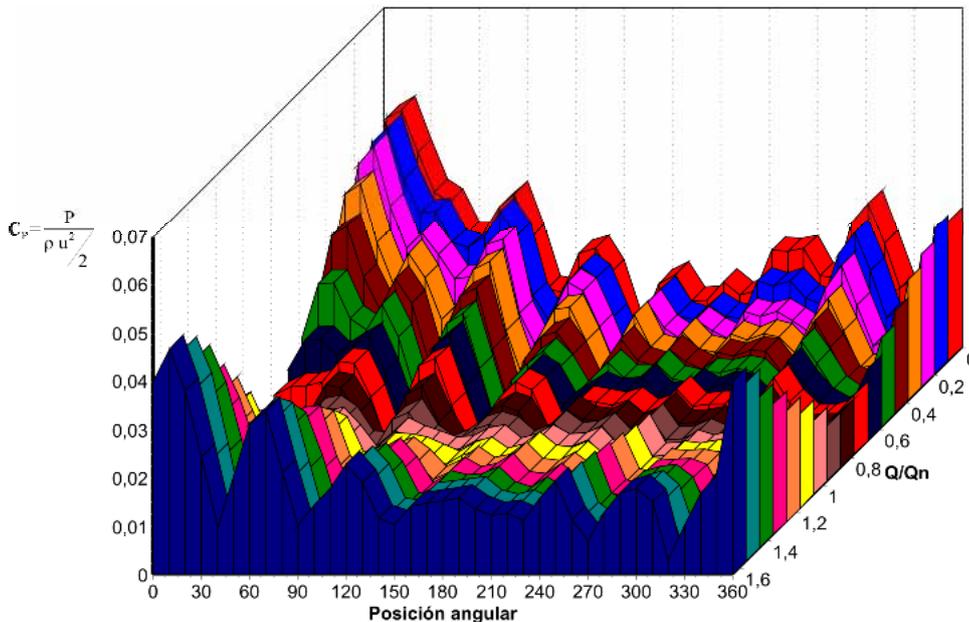


Fig. 5-12. Distribución de las fluctuaciones de presión a 189 Hz. Rodete **200** mm. **González (2000)**.

Existe una diferencia ostensible entre las figuras 5-8, 5-11 y 5-12. El valor máximo registrado va aumentando a medida que se va incrementando el diámetro del rodete y el intersticio presente entre el álabe y la lengüeta va decreciendo. La distribución de estos máximos sigue una pauta uniforme en cuanto su localización física, siempre aparecen en la zona de 25° a 30° , pero no tanto en cuanto al caudal al que aparecen. En los rodetes de 190 y 200 mm se observa una zona de máximos a caudales bajos y otra zona de similar orden de magnitud a caudales altos. En el rodete de 210 mm existen grandes diferencias entre los caudales bajos y los caudales altos, generándose los máximos a caudales bajos.

5.4 Evolución temporal de la presión instantánea.

A partir de las mediciones experimentales realizadas, conociendo la amplitud de la presión sonora y el desfase respecto a un punto de referencia, se puede realizar el análisis temporal de la presión instantánea en cada punto de la voluta. Para la representación gráfica de esta evolución temporal se desarrolla una herramienta informática que permite el cálculo de estos gráficos de forma automatizada.

En las Fig. 5-13 a la 5-17 se muestra la evolución temporal de la presión sonora en la voluta para 5 caudales diferentes. La interpretación de las figuras es la siguiente: una línea vertical trazada desde una posición angular determinada en el eje x, muestra los diversos valores de la presión instantánea por los que pasa esa determinada posición angular en el tiempo que transcurre entre paso y paso de álabe. Una línea horizontal en un instante determinado mostrará la presión instantánea en cualquier posición angular. Las flechas negras inclinadas indican la posición de los álaves.

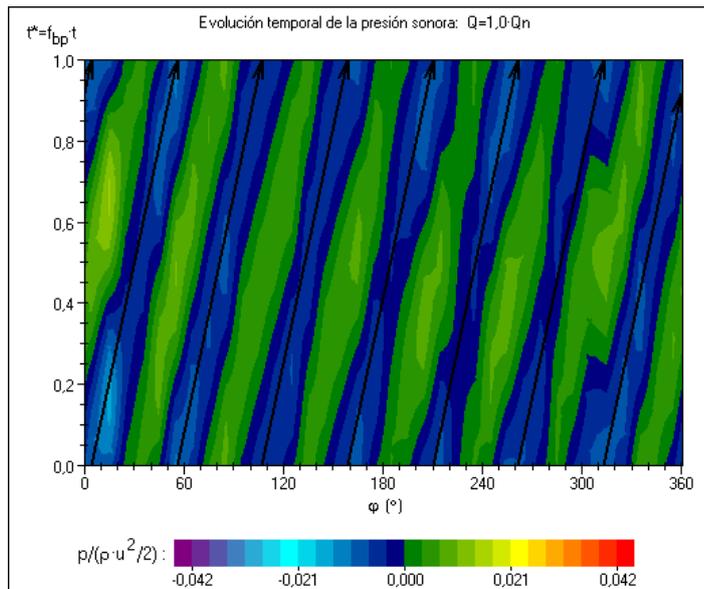


Fig. 5-13. Evolución presión instantánea, $Q/Q_n=1$, rodete 210 mm.

A caudal nominal, Fig. 5-13, se muestra como en la zona de la lengüeta no existe ninguna perturbación especialmente fuerte y la perturbación existente en cada posición angular es principalmente debida a la perturbación hidráulica de paso de álabe. Los mínimos de las presiones coinciden con el paso del álabe por las posiciones de medida.

Como se puede apreciar en las Fig. 5-14 y 5-15, a caudales bajos se producen perturbaciones acústicas fuertes en la zona próxima a la lengüeta. Perturbaciones que se propagan por la voluta y producen cambios en la distribución de presiones en comparación con las detectadas a caudal nominal. La presencia de una perturbación en la zona de la lengüeta genera una onda de presión que se desplaza por la voluta a la velocidad del sonido y se suma a la ya existente perturbación hidráulica de paso de álabe. La suma neta de ambas perturbaciones modificará todo el mapa de presiones como se aprecia en la Fig. 5-14, produciéndose en algunos puntos incrementos y en otros decrementos de la presión neta. En las posiciones angulares próximas a la lengüeta se producirá el máximo de perturbación justo al paso del álabe, por contraposición con la figura anterior a caudal nominal.

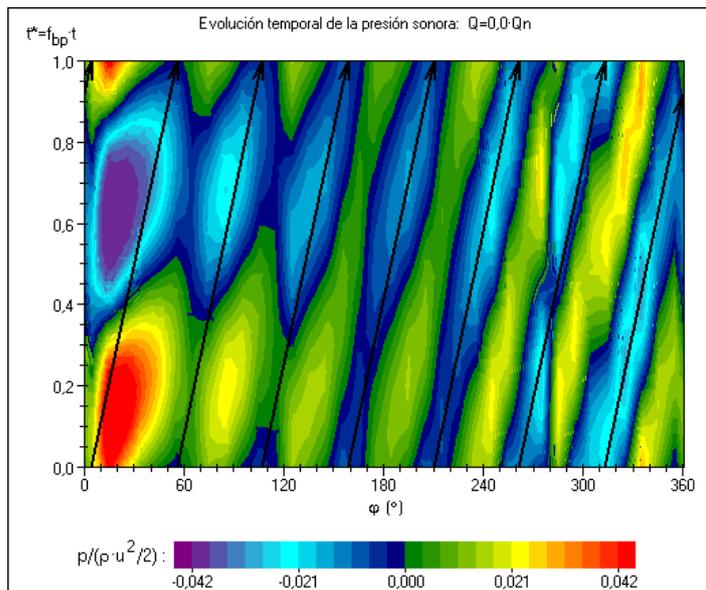
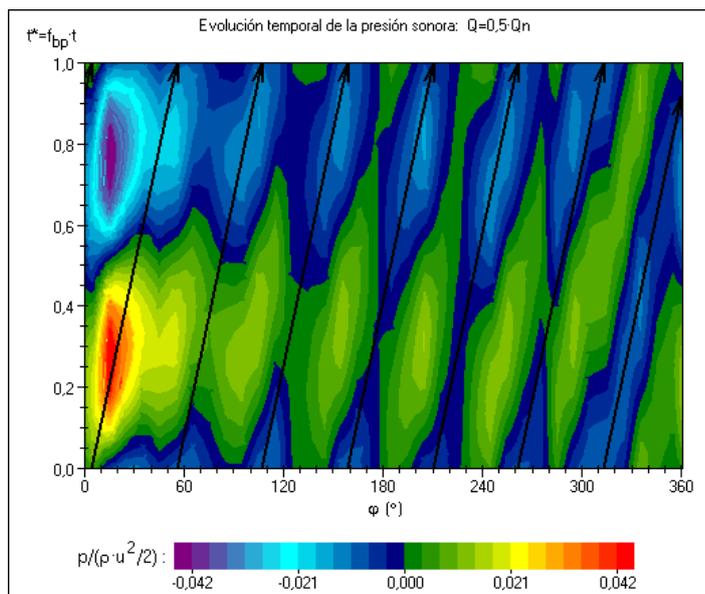
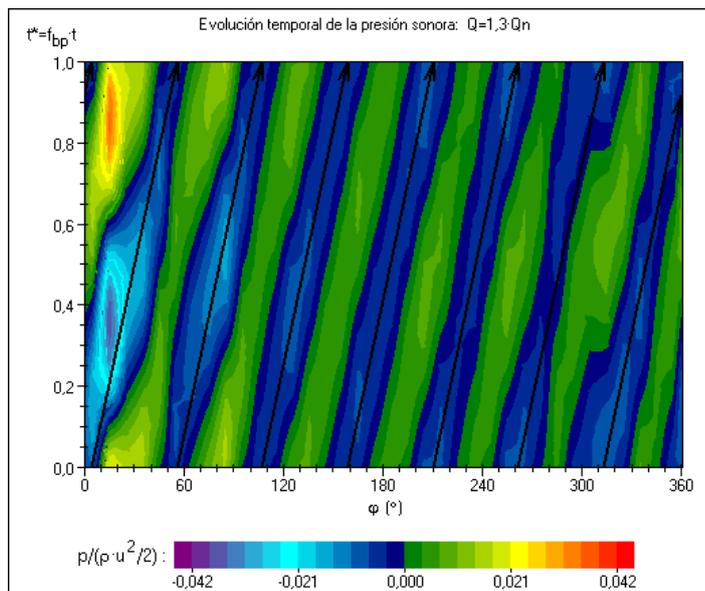


Fig. 5-14. Evolución presión instantánea, $Q/Q_n=0$, rodete 210 mm.

Fig. 5-15 Evolución presión instantánea, $Q/Q_n=0,5$, rodete 210 mm.Fig. 5-16. Evolución presión instantánea, $Q/Q_n=1,3$, rodete 210 mm.

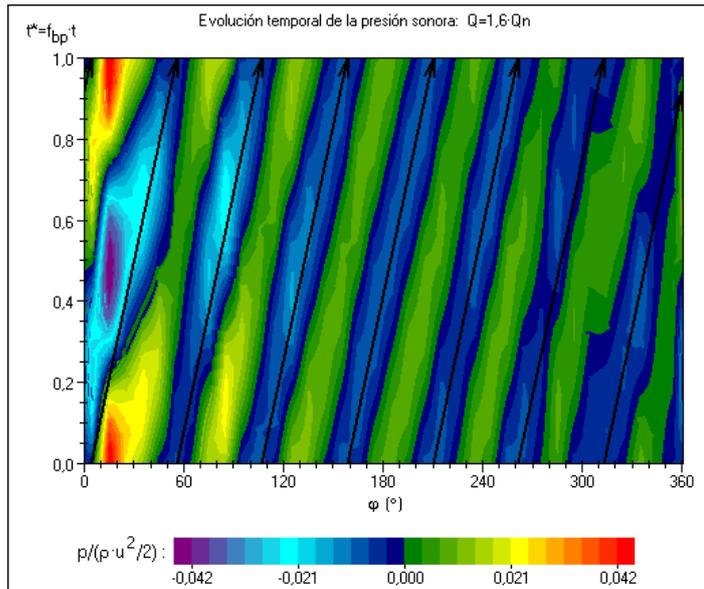


Fig. 5-17. Evolución presión instantánea, $Q/Q_n=1.6$, rodete 210 mm.

En las Fig. 5-16 y 5-17 se muestra la situación existente a caudales elevados. En esta situación se vuelve a producir una perturbación en la zona de la lengüeta pero en este caso de menor cuantía, y ésta se vuelve a propagar por la voluta, aunque en este caso se observa una diferencia importante. En la región cercana a la lengüeta, las fluctuaciones detectadas a caudales altos se encuentran desfasadas 180° unas respecto a las detectadas a caudales bajos. Este desfase está relacionado con el desplazamiento del punto de estancamiento para distintos caudales, que inducen las diferentes características del flujo en el intersticio rodete-lengüeta. Para bajos caudales, el alineamiento de los álabes con la lengüeta coincide con un valor positivo, “pico o nodo” en la fluctuación de presión, mientras que a altos caudales se produce una fluctuación negativa, “valle o antinodo”. En este caso, en las zonas próximas a la lengüeta, el mínimo de la presión tampoco se produce al paso del álabe encontrándose el máximo ligeramente adelantado de la posición del álabe.

5.5 Ensayos de transmisión sonora en conducto de impulsión.

Una vez se realizaron medidas en las 36 posiciones angulares de la voluta, se planificaron ensayos en la zona de la tubería de impulsión. El objetivo de estos ensayos ha sido comprobar la interacción bomba-circuito y circuito-bomba, para un ajuste más correcto del modelo acústico definido.

Los ensayos se realizaron sobre la configuración descrita en la Fig. 5-18. Ambos ensayos fueron con transductores piezoeléctricos insertados en los puntos de medida A, B y C indicados en la figura. También se realizaron medidas en los puntos C y D, sin percibir ninguna diferencia apreciable entre ambos, lo que demuestra que la transmisión sonora se produce en forma de onda plana en esa posición.

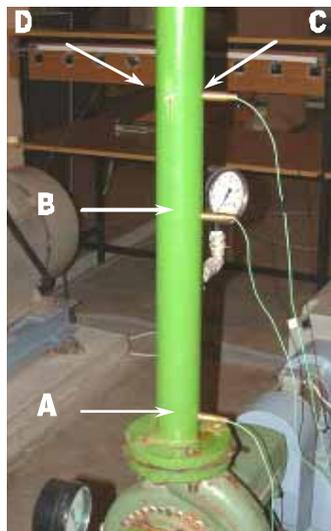


Fig. 5-18. Configuración de los diversos elementos del ensayo, siendo A, B, C y D los puntos de medida.

5.5.1 Reflexión sonora desde la descarga de la bomba.

El primero de los ensayos realizados tenía el fin de obtener la relación entre el sonido reflejado por el conjunto de la bomba, coeficiente de reflexión, ante la entrada de

un frente de ondas por la tubería de impulsión. Con el procedimiento experimental descrito en el apartado 4.2.4, se mide la relación entre las ondas que avanzan en un sentido y en sentido opuesto en una tubería. Partiendo de esta teoría, y con el fin de elaborar un procedimiento capaz de comprobar la validez del modelo acústico propuesto, se realizaron una serie de ensayos con toma de muestras en la tubería de impulsión y con un tratamiento posterior. Estas fueron las condiciones del ensayo:

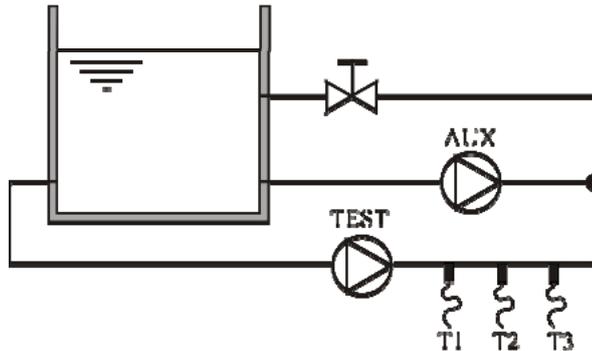


Fig. 5-19. Configuración de los diversos elementos del ensayo.

- Creación de una fuente acústica externa a la bomba del ensayo, que genere una onda acústica entrante en la bomba de ensayo a través de la tubería de impulsión. Para ello se ha usado una segunda bomba auxiliar que genere una perturbación acústica a una frecuencia a la que no existan otras perturbaciones de interés. En la Fig. 5-19 se muestra la disposición esquemática de todos los elementos del ensayo.
- Consideración de la bomba del ensayo como un sistema de un único puerto, despreciando por lo tanto el sonido transmitido hacia la tubería de aspiración. Este fenómeno fue comprobado en otras investigaciones, con transductores en la tubería de aspiración, y corrobora la teoría del modelo acústico que desprecia la emisión de sonido hacia la tubería de aspiración.
- Ambas bombas poseían entradas diferentes desde el depósito, separadas estas entradas entre sí una distancia de 3 m, con el fin de aislar cualquier tipo de efecto en la aspiración de una bomba sobre su homóloga.

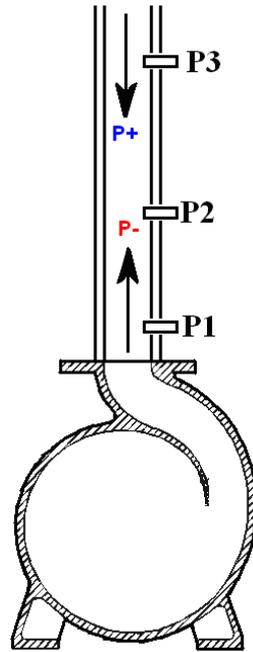


Fig. 5-20. Ensayo de medición de onda entrante y reflejada.

- Toma de muestras de 3 transductores de presión colocados en la tubería de impulsión con un espaciado entre ellos. Su misión era la de obtener medidas en distintos puntos, que permitieran crear un sistema de ecuaciones para obtener la onda acústica circulante en sentido positivo y negativo, ver Fig. 5-20.
- Las diferentes posiciones de medida están referidas en fase respecto a la lengüeta de la bomba, teniendo en cuenta el avance de las ondas desde este punto a las posiciones de medida.
- Accionamiento de la bomba del ensayo a una velocidad de giro diferente a la habitual de los ensayos, con el fin de que las medidas a tomar no sean dependientes de una posición determinada del rodete. Teniendo en cuenta que la frecuencia de paso de álabe de la bomba no debe coincidir con la frecuencia de esta fuente de sonido externa y que el caudal circulante por la bomba del ensayo fue un caudal negativo. En la Fig. 5-21 se puede observar los espectros medidos por los diversos transductores, en los que destaca claramente la frecuencia de paso de álabe de cada

una de las bombas y la ausencia de interferencia entre sí de estas perturbaciones, al estar a frecuencias diferentes. Siendo TEST la bomba de ensayos y AUX la perturbación de la segunda bomba del circuito.

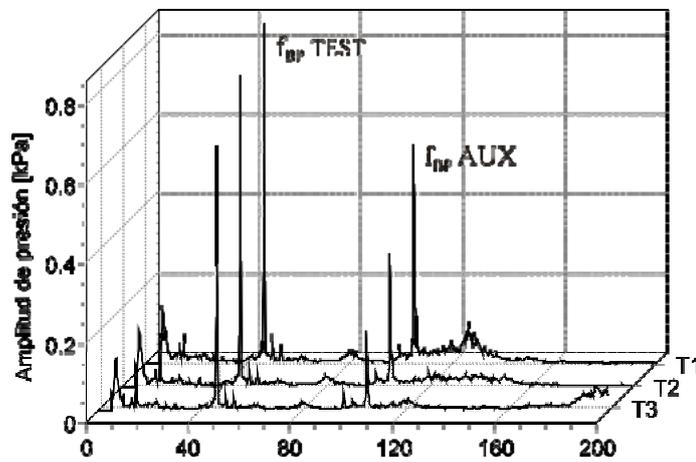


Fig. 5-21. Espectros típicos obtenidos por los transductores T1, T2 y T3 durante el ensayo.

- Cálculo de la onda positiva a la bomba y cálculo de la onda negativa de la bomba. Esta operación se realiza mediante las medidas obtenidas de los tres transductores de la tubería de impulsión de la bomba.
- Predicción, con ayuda de la herramienta informática basada en el modelo acústico propuesto y en las condiciones del ensayo establecidas, de la fracción de sonido reflejada de nuevo hacia la tubería de impulsión.
- Comparación de resultados teóricos y prácticos y ajuste de parámetros para posteriores ensayos. La relación entre la onda entrante y saliente proporciona un coeficiente capaz de caracterizar el conjunto voluta-rodete como una unidad. El modelo acústico propuesto, debe de ser capaz de proporcionar una relación similar a este análisis experimental.
- En la Tabla 5-1 se muestran los resultados del coeficiente R_{xx} , que indica la relación entre la onda incidente hacia la bomba y la reflejada. Se trata de un número

complejo cuyo módulo representa la relación de amplitudes y su argumento el desfase entre la onda incidente y la reflejada

	Datos experimentales	
	Media	desviación
R_{xx} , modulo [-]	0.797	0.096
R_{xx} argumento [deg]	173.9	9.8

Tabla 5-1. Coeficiente R_{xx} , modulo, calculado y valor promedio a partir de medidas experimentales.

5.5.2 Reflexión sonora desde el circuito.

El segundo ensayo realizado tenía el fin de medir la proporción del sonido entrante en la bomba en función del sonido emitido por la bomba al resto del circuito hidráulico, es decir la impedancia acústica del circuito. Se trataba de la reproducir el ensayo del apartado anterior pero esta vez con el punto de referencia tomado en la bomba y no en el circuito hidráulico, a partir del desarrollo teórico definido en el apartado 4.2.4. En este caso la bomba se accionó en condiciones normales de funcionamiento a una velocidad de 1620 rpm, por lo que la perturbación principal presente en el circuito de impulsión se produce a la frecuencia de 189 Hz. Los datos experimentales fueron obtenidos por **Fernández (2003)**.

En las Fig. 5-22 y 5-23 se muestran los resultados obtenidos de los ensayos, simbolizando $P+$ la onda saliente de la bomba por la tubería de impulsión y $P-$ la onda reflejada entrante en la bomba por el mismo lugar. A caudales inferiores al caudal nominal el coeficiente se mantiene relativamente estable en un rango próximo a 0,8, produciéndose una disminución pronunciada a medida que se produce un incremento en el caudal. El desfase entre ambas ondas se mantiene también bastante estable en el entorno de los 130°.

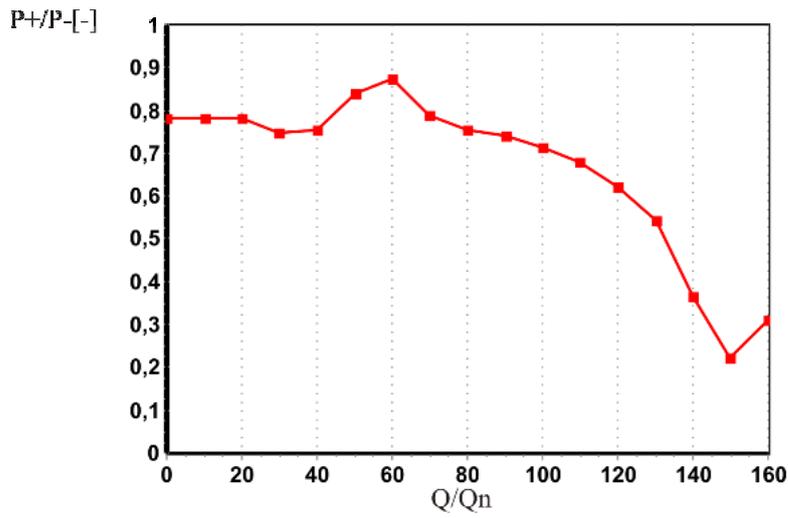


Fig. 5-22. Relación entre amplitudes de presión entre onda incidente y onda reflejada. **Fernández (2003).**

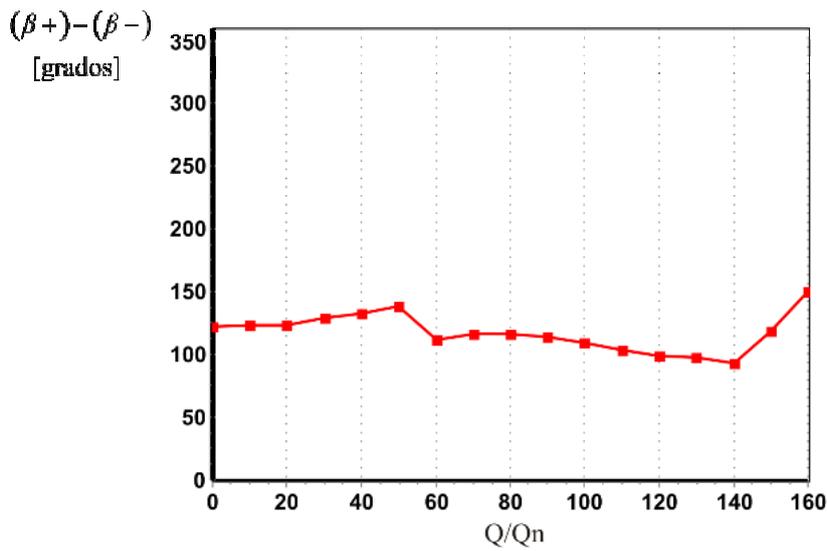
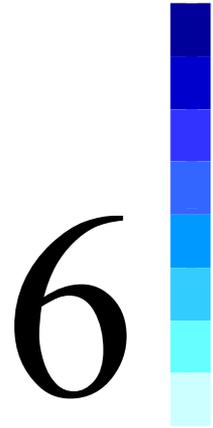


Fig. 5-23. Relación entre desfases de onda de presión entre onda incidente y onda reflejada. **Fernández (2003).**

5.6 Conclusiones.

En el presente capítulo se han expuesto los resultados obtenidos en todo el procedimiento experimental, los cuales se han interpretado con la ayuda de herramientas informáticas desarrolladas para tal propósito. De todas las medidas experimentales realizadas con diversos rodets y en diversas condiciones de ensayo, se obtiene una perturbación predominante en la voluta y ésta se produce a la frecuencia de paso de álabe.

La distribución de fluctuaciones a la frecuencia de paso de álabe que puede ser interpretada como el resultado de la composición de las perturbaciones debidas a la interacción rodete-lengüeta y a la fluctuación hidráulica de paso de álabe. La suma de ambas interacciones da lugar a una distribución de amplitudes característica con la presencia de nodos y antinodos cuyos máximos están presentes siempre a caudales alejados del caudal nominal, con máximos absolutos a bajos caudales. Estos fenómenos genéricos, medidos para el rodete de 210 mm, son extensibles para otros rodets, con diferentes órdenes de magnitud, como se ha demostrado en este mismo capítulo.



6 RESOLUCIÓN NUMÉRICA DE LOS MODELOS ACÚSTICOS.

En el capítulo 3 se describen los dos modelos acústicos propuestos para el cálculo del campo acústico en el interior de la voluta, y las características específicas de la propagación acústica en el interior de una bomba centrífuga. En este apartado se expone la aplicación práctica del modelo propuesto sobre una herramienta informática desarrollada para tal efecto.

6.1 Programa para el cálculo del campo sonoro en la voluta.

El corazón de la herramienta informática creada para la aplicación del algoritmo de cálculo propuesto es el procedimiento denominado **Camposonoro**. Su función principal es el cálculo del campo sonoro en el interior de la voluta de la bomba siguiendo los algoritmos de cálculo, a partir de unas condiciones previas parametrizables. Estos algoritmos de partida son los denominados METODO 1 o METODO 2, enunciados en el capítulo 3. En ambos casos la filosofía de trabajo consiste en el cálculo del campo acústico a partir de unos focos virtuales situados en posiciones estratégicas del interior de la voluta. Su método de funcionamiento sigue todos los principios enunciados en el apartado 3.3.4:

- En el caso de la versión basada en el algoritmo METODO 1 se realiza la transmisión sonora desde el foco virtual hasta el sistema de 3 puertos de la lengüeta

y allí se simulan las sucesivas recirculaciones del sonido hasta que la amplitud de la onda desciende de un valor mínimo parametrizable.

- En el caso de la versión basada en el algoritmo METODO 2, se divide la voluta en una serie de celdas de igual tamaño. Se realiza entonces el cálculo de la función de transferencia acústica de la bomba que caracteriza su emisión acústica, y se realiza el cálculo con el foco virtual y la función de transferencia calculada previamente.

El procedimiento Camposonoro, en cualquiera de sus dos variedades, proporciona:

- La presión acústica en todas las posiciones angulares de la voluta a partir de una serie de focos configurables (que pueden ser 1, 2 o 3 focos) y de la fluctuación hidráulica de paso de álabe.

6.1.1 Determinación del algoritmo de cálculo más adecuado.

Para la determinación del modelo acústico más adecuado de los dos enunciados en el capítulo 3, se desarrolló un programa de **pre-simulación** con el objetivo de poder comparar los resultados de los algoritmos con los resultados experimentales del ensayo de comprobación, definido en el apartado 5.5. Es importante destacar que este programa de pre-simulación no contempla las perturbaciones hidráulicas debidas al paso de los álabes por lo que los resultados obtenidos no pueden ser comparados con los datos experimentales de los puntos de medida del interior de la bomba. No obstante, la herramienta es útil para calcular la propagación acústica de la bomba hacia la tubería de impulsión pues en ese caso la perturbación hidráulica de paso de álabe no aplica por no tratarse de una perturbación acústica y no propagarse ésta por la tubería de impulsión. El programa impone el uso de fuentes acústicas monopares según fueron definidas en el apartado 3.3.1.

El programa de **pre-simulación**, ver figura 6-1, permite:

- Selección, por parte del usuario, del algoritmo de cálculo a utilizar en el procedimiento **Camposonoro**, que conforma el núcleo central del programa.

- Selección, por parte del usuario, de la posición angular del foco, del módulo y del desfase del mismo.
- Selección del caudal de trabajo.
- Selección de parámetros de emisión del sonido hacia la tubería de aspiración. Parámetro Z_{CANAL} , válido en el caso de uso del algoritmo METODO 2.
- Posibilidad de selección de rodete macizo.
- Selección del coeficiente ε representativo de la emisión acústica de sonido entre la voluta y el rodete. Sólo válido en el caso de uso del algoritmo METODO 1.
- Obtención de la presión acústica, en modulo y argumento, de forma gráfica en todas las posiciones angulares de la voluta.

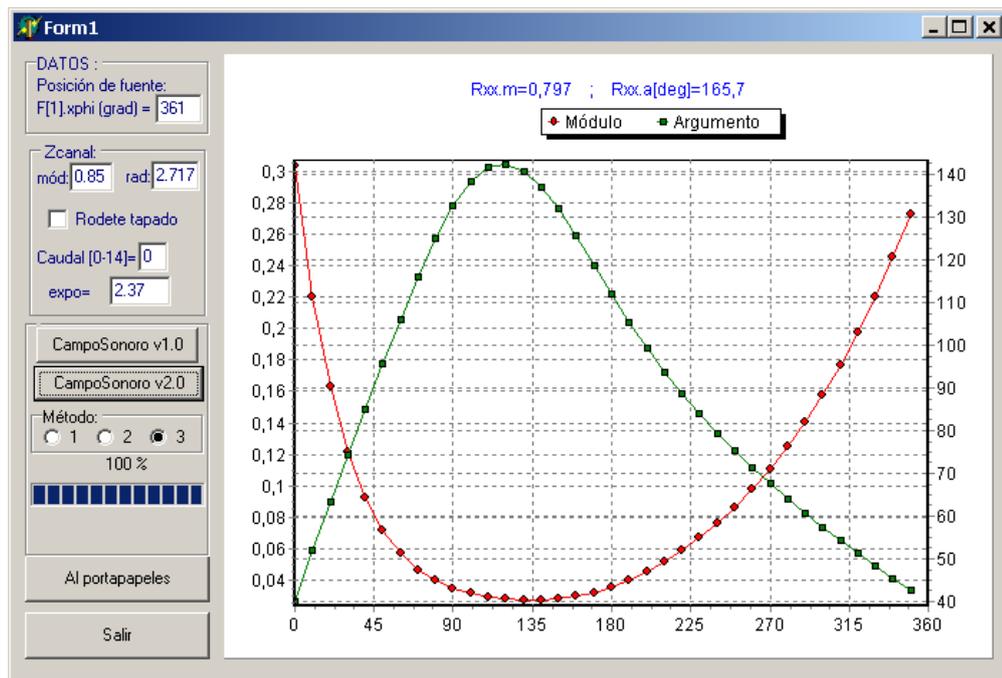


Fig. 6-1. Pantalla interface del programa de cálculo de **pre-simulación**.

6.1.2 Predicciones de los modelos acústicos frente a los datos experimentales.

En las Fig. 6-2 y 6-3 se muestran los resultados obtenidos del programa de **pre-simulación** con un foco situado en la posición angular 361° , siguiendo el ensayo descrito en el apartado 5.5.1. Esta posición se encuentra fuera de bomba justo después de la lengüeta en el difusor de salida y simula la propagación acústica de una fuente externa hacia el interior de la bomba. En ambas figuras se muestra también el coeficiente de reflexión proporcionado por el conjunto de la bomba, R_{xx} , que representa la relación entre la onda acústica entrante y la reflejada. Este coeficiente de reflexión es el ya representado en datos experimentales en el capítulo 5.5 de este mismo trabajo.

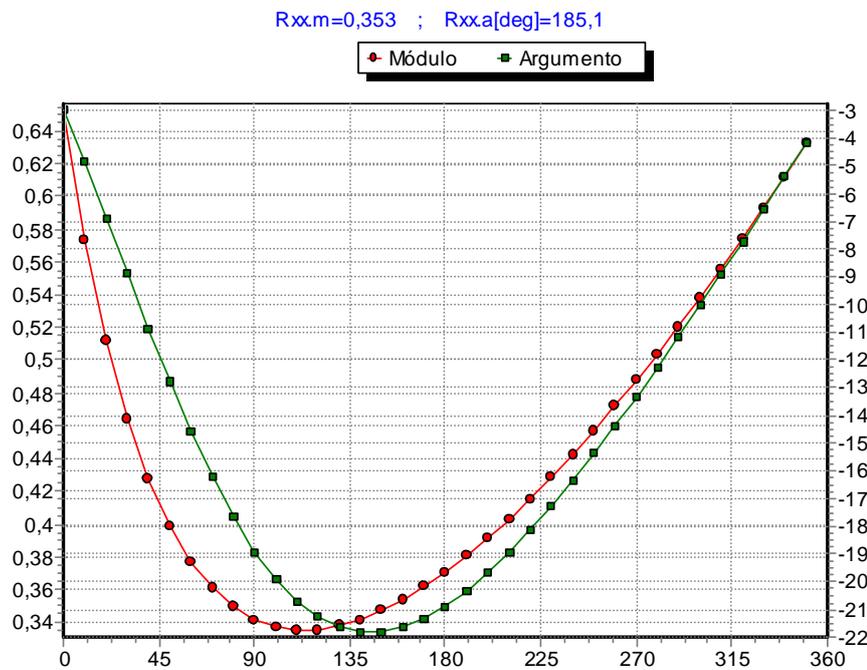


Fig. 6-2. Programa de pre-simulación. METODO 1. Foco en posición angular 361° .

Como se puede comprobar los resultados entre ambos métodos son muy dispares, siendo los del METODO 2 bastante próximos a lo representado en la Tabla 5-1, tanto en módulo como en argumento. En la Tabla 6-1 se muestra un análisis comparativo entre los valores teóricos y valores experimentales del coeficiente R_{xx} , definido en el apartado 5.5.1. Los valores obtenidos por el METODO 2 son bastante próximos a los datos experimentales, no siendo así los obtenidos por el METODO 1. A la vista de los resultados

las conclusiones son claras, el METODO 2 obtiene resultados contrastados que permiten asegurar la fiabilidad del mismo.

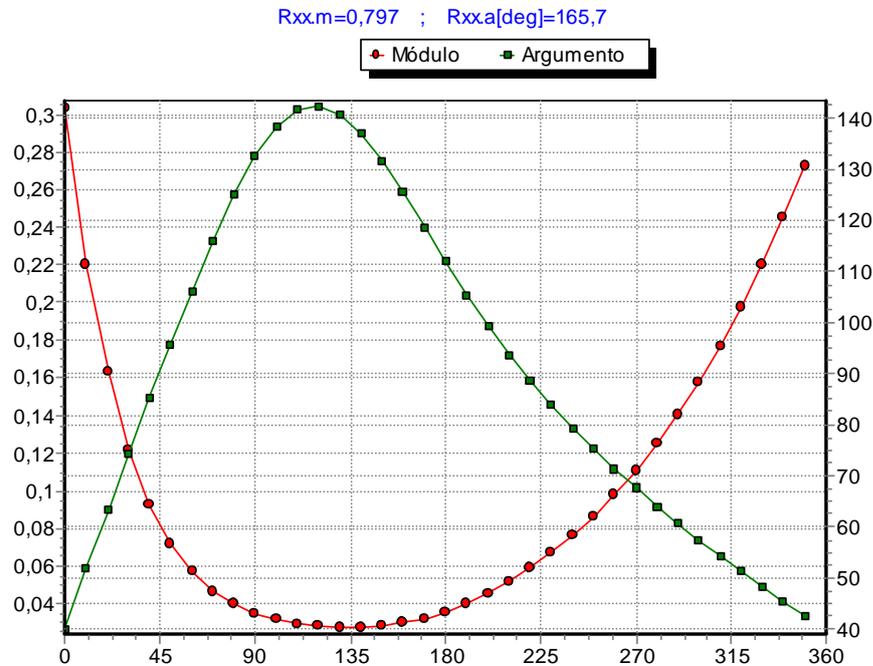


Fig. 6-3. Pantalla Programa de pre-simulación. METODO 2. Foco en posición angular 361°.

	Datos Experimentales		Predicción	
	Media	desviación	METODO 1	METODO 2
R_{xx} modulo [-]	0.797	0.096	0,353	0,797
R_{xx} argumento [deg]	173.9	9.8	185,1	165,7

Tabla 6-1. Coeficiente R_{xx}. Valores del modelo y datos experimentales según METODO 1 y METODO 2.

Posteriormente se realizaron simulaciones con el programa de pre-simulación pero en este caso, modificando la frecuencia de la perturbación externa en un amplio rango de frecuencias. Los resultados se presentan en la Fig. 6-4. En esta figura se puede comprobar como la relación de módulos es casi una línea de pendiente constante hasta las frecuencias de 300 Hz y a partir de esa frecuencia, el módulo se mantiene bastante constante próximo a 0,79. En cuanto a los desfases de las ondas entrantes y reflejadas, la relación es una recta

de pendiente negativa como aparece en la figura, con un rango de caída de 15° en todo el rango de frecuencias.

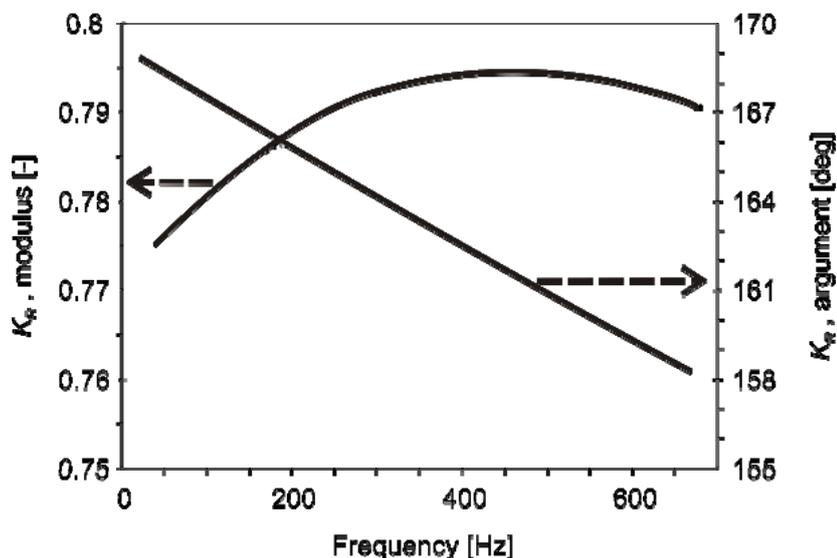


Fig. 6-4. Análisis comparativo entre coeficiente R_{xx} , para diferentes frecuencias.

En la investigación desarrollada por **Bardeleben y Weaver (2002)** (ver capítulo 2.3.1 para una explicación mas detallada) en la que se desarrollaba un modelo de dos puertos para analizar el campo acústico generado por una bomba, se realizaron medidas similares a las realizadas en el presente ensayo. En la Fig. 2-23 se presentan los resultados obtenidos para el coeficiente de reflexión de la bomba, separados en su relación de amplitudes y su relación de fases, para un rango de frecuencias de 0 a 100 Hz. Los resultados obtenidos se aproximan, tanto en la fase como en el argumento a los obtenidos en este trabajo.

Finalmente se realizaron simulaciones con el METODO 2 con la opción del programa de pre-simulación de “Rodete Tapado”. Al seleccionar esta opción el programa de cálculo elimina el cálculo del sonido reflejado desde oído de aspiración del rodete. Es decir se intenta simular en METODO 2 con una de las premisas de cálculo del METODO 1. El resultado es que el mapa de presiones generado en esta simulación es muy similar al obtenido con el METODO 1. La conclusión por lo tanto es que el METODO 1 no es más que un caso particular del METODO 2.

6.1.3 Efecto del número de celdas de la voluta (METODO 2).

Una vez seleccionado el mejor algoritmo de cálculo, en este caso el denominado METODO 2, un punto importante a la hora de obtener unos datos numéricos fiables es el número adecuado en celdas en las que se dividirá la voluta. Como se puede presuponer, un mayor número de celdas produce a un mayor número de puntos para los que se obtienen resultados y posiblemente una mayor exactitud, pero como contrapartida los tiempos de cálculo se incrementan.

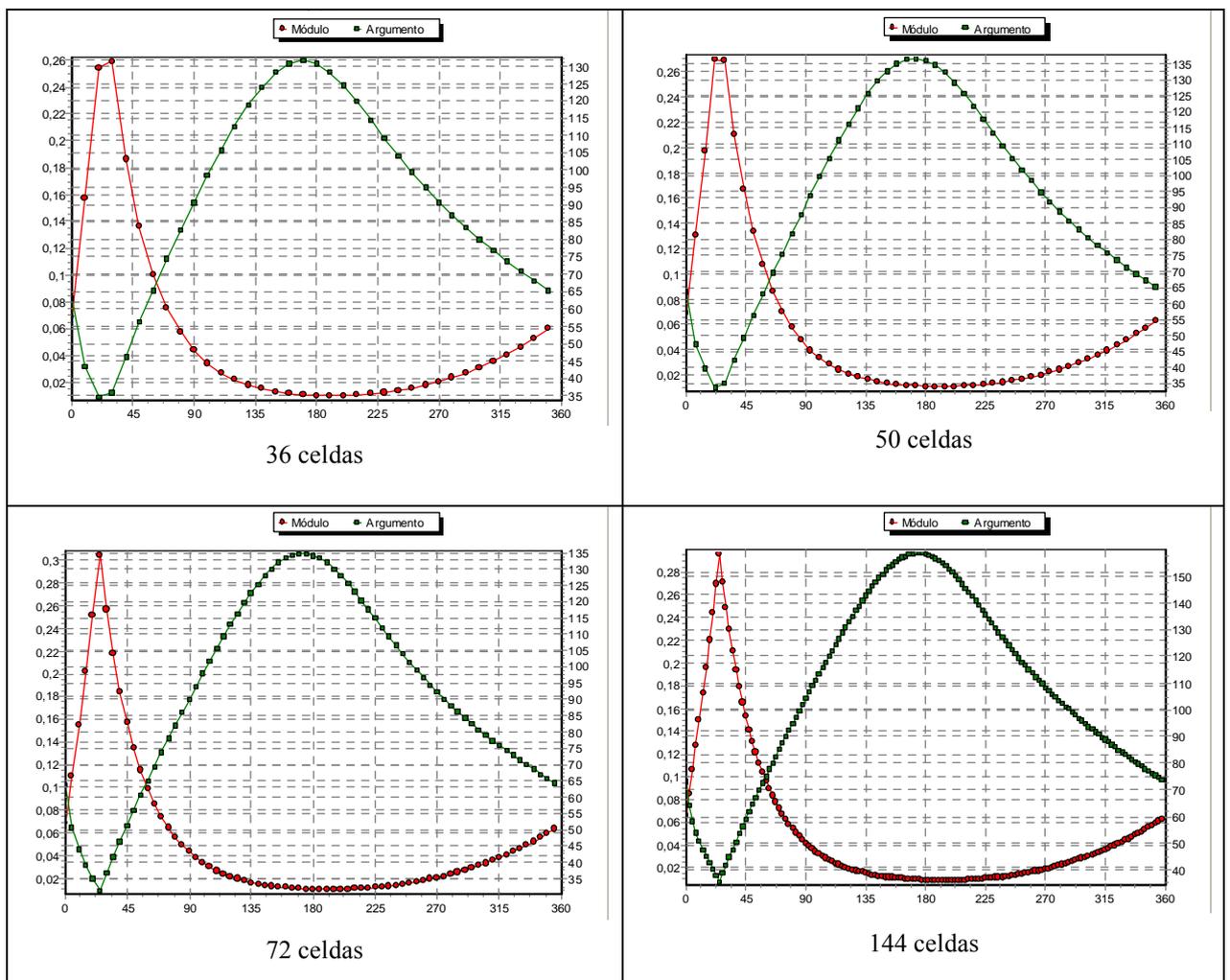


Fig. 6-5. Relación de resultados/”numero celdas” con un foco situado en la posición angular 10°.

En la Fig. 6-5 se muestra un análisis comparativo entre el los diversos resultados del programa de cálculo y el número de celdas. La forma de las curvas obtenidas presenta una uniformidad mayor a medida que el número de celdas de incrementa, sin observarse ningún tipo de resultado errático al aumentar el número de celdas. Por otra parte y teniendo el cuenta el número de posiciones de medida, lo más razonable es que todas las celdas tengan el mismo número de puntos de medida y esto se consigue seleccionando un número de celdas igual a 36 o múltiplo de 36.

En la Tabla 6-2 se muestra una relación del cálculo del coeficiente R_{xx} en función del número de celdas seleccionadas, mediante el uso del programa de pre-simulación. Los resultados obtenidos indican cómo a medida que se incrementa el número de celdas, la desviación de los resultados con respecto a los datos experimentales se va reduciendo. Será por lo tanto 72 el número de celdas usado en todas las simulaciones.

	Análisis comparativo			
	Experimentales	18 celdas	36 celdas	72 celdas
R_{xx} , modulo [-]	0.797	0,796	0,797	0,797
R_{xx} argumento [deg]	173.9	165,5	165,7	168.8

Tabla 6-2. Análisis, en función del número de celdas, del coeficiente R_{xx} .

6.2 Programa General de Cálculo.

Una vez determinado el mejor de los algoritmos propuestos, en este caso METODO 2, ese algoritmo es el usado como base para la elaboración del **Programa General de Cálculo**. El **Programa General de Cálculo** es una herramienta informática con capacidad de realizar simulaciones del campo acústico en el interior de la bomba para diversos caudales. Esta herramienta informática ha sido una aplicación desarrollada en código Delphi para sistemas operativos Windows 2000 o Windows XP 32 bits. A continuación se describe la funcionalidad del programa de cálculo, su funcionamiento y las técnicas usadas para el ajuste final de los resultados.

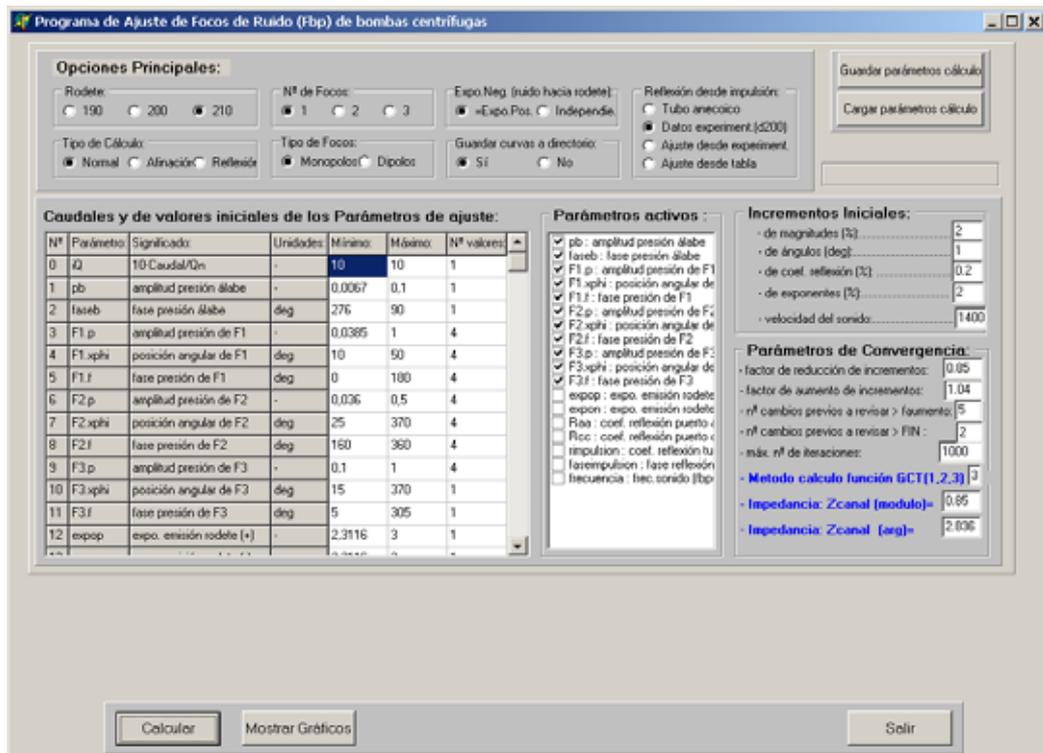


Fig. 6-6. Pantalla inicial del Programa General de Cálculo.

En la Fig. 6-6 se muestra el Interface de inicio del programa de cálculo usado para la configuración de las diversas opciones de las iteraciones. La funcionalidad principal de esta pantalla inicial es la de proporcionar los rangos en los que se moverán las variables del

sistema para la búsqueda de la solución más apropiada. Las variables configurables más importantes son las siguientes:

- Amplitud y fase de la fluctuación hidráulica de paso de álabe. Para que el Programa General de Cálculo pueda aproximarse a la mejor solución posible, debe comparar los datos obtenidos con las muestras obtenidas en la fase experimental. Los datos obtenidos con el modelo acústico son sólo acústicos pero no así las medidas experimentales que son de fluctuaciones de presión, se debe de añadir por lo tanto la fluctuación hidráulica de paso de álabe a los resultados del modelo, para que la comparación con las muestras experimentales sea coherente. El programa permite seleccionar un rango de valores de fluctuación hidráulica sobre los que se moverá el algoritmo iterativo.
- Los focos ideales que el programa de cálculo sitúa a lo largo de la voluta pueden ser de dos tipos claramente definidos, como ya se ha indicado en el apartado 3.3.1, monopolos o dipolos.
- Número de focos sobre los que se realizará el análisis, amplitud, posición angular, desfase y rango sobre el que se moverá el procedimiento iterativo.
- Valor de la variable Z_{CANAL} , definida en el apartado 3.2.2.
- Parámetros que caracterizan la emisión acústica hacia la tubería de impulsión.
- Parámetros de ajuste del procedimiento iterativo.

Una vez definidos los rangos de trabajo de cada una de las variables de ajuste, se podrá dar comienzo al cálculo iterativo de búsqueda de la mejor solución posible. Los valores que proporciona el **Programa General de Cálculo** son los siguientes:

- Ajuste de los valores más ajustados para cada uno de los focos propuestos, en posición, módulo y argumento, particularizado para cada caudal de trabajo.
- Ajuste de la fluctuación de paso de álabe, en módulo y argumento, particularizado para cada caudal de trabajo.

- Representación gráfica del ajuste entre los valores de presión acústica calculados (modulo y argumento) y los valores experimentales.

6.2.1 Esquema del Programa General de Cálculo.

El Programa General de Calculo está dividido principalmente en 4 procedimientos independientes. Las llamadas internas de cada uno de los procedimientos, tienen las siguientes características principales, ver Fig. 6-7:

- **Procedimiento Controlador:** Inicializa todas las variables y sienta los precedentes para los cálculos iterativos posteriores. Para cada uno de los diferentes puntos de comienzo llama al procedimiento Calculador y éste es el que desencadena todo el proceso de cálculo.

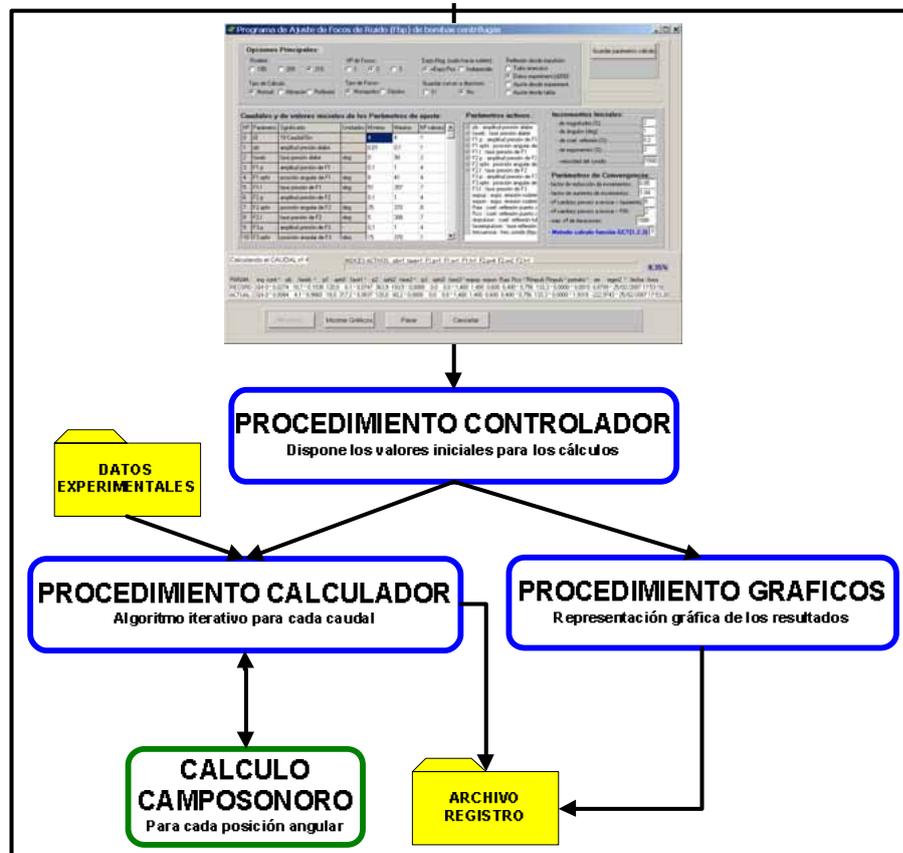


Fig. 6-7. Flujo de trabajo completo de la aplicación informática utilizada.

- **Procedimiento Calculador:** Este procedimiento mantiene toda la lógica del procedimiento iterativo de búsqueda de la mejor solución posible. Para cada diferente caudal calcula la función de transferencia del conjunto de la bomba.
- **Procedimiento Gráficos:** Se encarga de realizar la representación gráfica de los datos obtenidos y de mostrarlos conjuntamente con los datos experimentales para poder realizar la comparación.
- **Procedimiento Camposonoro:** Para cada posición angular realiza el cálculo de la presión acústica y el desfase con respecto a la posición de referencia. La presión acústica total en cada posición angular se calcula a partir de la función de transferencia del conjunto de la bomba, obtenida en el procedimiento Calculador. Su análisis en detalle aparece en el algoritmo de cálculo del capítulo 3.

6.2.2 Cálculo iterativo de Programa General de Cálculo.

A continuación se describe en detalle el método de cálculo usado en el procedimiento Calculador. La forma en que este procedimiento Calculador opera es la siguiente:

- A partir de la selección de un punto inicial de cálculo iterativo, por parte del procedimiento Controlador, se produce una llamada al procedimiento Calculador.
- Para cada caudal seleccionado se realizan los cálculos de las diversas funciones de transferencia que caracterizan la emisión sonora y las diversas recirculaciones de flujo en el interior de la bomba. Todo ello dará lugar a la función de transferencia global de la bomba.
- Llamada al procedimiento Camposonoro para el cálculo de la presión acústica en todas las posiciones angulares, debidas a la transferencia acústica y a las fluctuaciones de paso de álabe.

- Cálculo iterativo en donde se realizan variaciones de las variables iniciales de cálculo, buscando en todo momento un mejor valor del coeficiente de determinación. Este coeficiente será definido en apartados posteriores.

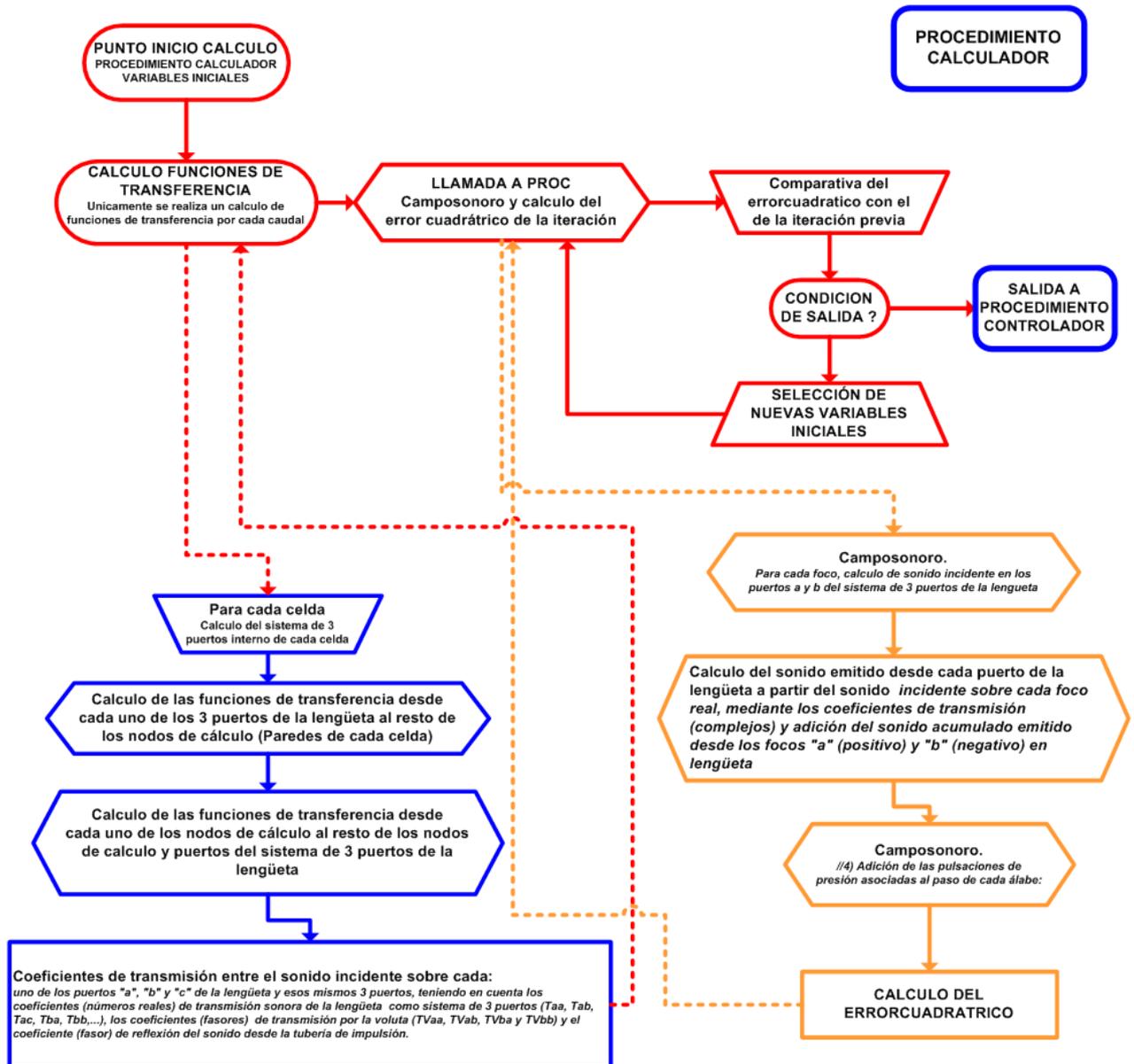


Fig. 6-8. Diagrama de bloques del procedimiento Calculador.

En la Fig. 6-8 se muestra el algoritmo de cálculo iterativo del programa de cálculo. En esta figura se pueden comprobar los diversos módulos en los que se descompone la parte central del programa y la lógica de las iteraciones.

En el algoritmo de cálculo definido en el capítulo 3, un elemento fundamental del algoritmo es el cálculo de la función global de transferencia del conjunto de la bomba. Esta función caracteriza la voluta y permite simplificar el procedimiento iterativo de búsqueda de la mejor solución posible. El cálculo de la función de transferencia para un determinado caudal se realiza en varias fases y todas siguiendo un mismo patrón: se supone una fuente sonora de valor unidad en cada una de las celdas y se calcula el sonido emitido cada uno de los puntos objetivos. Este cálculo cuantifica la transmisión de sonido y permite calcular el campo acústico generado en cualquier posición angular.

6.2.3 Procedimiento iterativo de búsqueda de la mejor solución posible.

Para la búsqueda de una solución válida del procedimiento iterativo, debido al alto número de incógnitas, fue necesaria la construcción de un método matemático que pudiera alcanzar esta solución. Para ello se construyó un algoritmo de búsqueda encuadrado dentro de los algoritmos heurísticos de búsqueda local, y se aplicó al procedimiento Calculador del programa general de Cálculo. Se define un algoritmo heurístico como aquel algoritmo que encuentra soluciones buenas al problema planteado aunque no tiene pruebas de que la solución obtenida sea correcta o errónea. Los algoritmos de búsqueda local parten de una solución inicial y, aplicándole operadores de variación, la van alterando sucesivamente. Si la solución alterada es mejor que la original se acepta, si no lo es se vuelve a la inicial. El procedimiento se repite hasta que no se consigue mejora en la solución. Estos procedimientos se suelen llamar de “*hillclimbing*”, o de escalado de colinas. El factor más importante en ellos consiste en escoger correctamente el tamaño de “paso de avance” y el punto de inicio para “realizar la ascensión”. Su mayor problema consiste en que se tratan de algoritmos de búsqueda local y, como tales, sólo van a encontrar el máximo local más cercano al punto de inicio.

El Programa de cálculo utiliza una estrategia de multicomienzo, que no garantiza el mejor resultado posible pero sí una alta probabilidad de encontrarlo. En todo caso tiene la ventaja de obtener en cada iteración una solución válida, aunque ésta no tiene porqué ser la mejor. Este efecto se puede comprobar en la Fig. 6-9 donde se pueden observar 6 posibles distribuciones de máximos. La única solución posible para obtener el máximo absoluto,

usando algoritmos de búsqueda local, es la elección adecuada de múltiples puntos de inicio de las iteraciones.

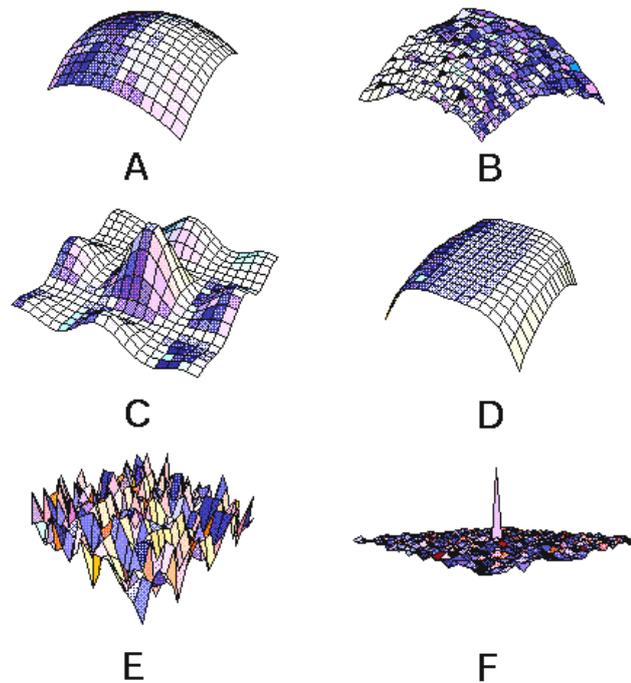


Fig. 6-9. Representación gráfica de las diferentes distribuciones de máximos absolutos y relativos.

6.2.4 Coeficiente de determinación R^2 .

En la búsqueda de la mejor solución posible el programa informático realiza un proceso iterativo, el cual parte de una solución inicial y calcula el error cuadrático entre los valores experimentales y los calculados por el modelo. Se realizan las oportunas iteraciones hasta reducir al máximo este error cuadrático y converger en la solución más óptima posible. Para esta operación cíclica de reducción del error cuadrático, el programa realiza sucesivas iteraciones modificando los valores de los parámetros iniciales.

Para caracterizar la calidad del ajuste se define un coeficiente adimensional o coeficiente de determinación que compara el sumatorio del error cuadrático y los valores promedios de los 36 datos ajustados. Los datos a ajustar son números complejos, con

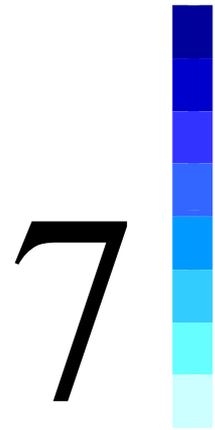
módulo y argumento, estando el argumento referido a una cierta fase de referencia. Como esta fase de referencia es arbitraria, no así los desfases relativos entre cada pareja de datos, es necesario que el valor del coeficiente de determinación resulte independiente de dicha fase de referencia. Para el presente estudio se ha optado por definir el coeficiente de determinación R^2 , ver Ec. 6-2 .Donde P_{Ri} y P_{Ii} son las partes real e imaginaria de la amplitud de presión medida en la posición φ_i . $P_R(\varphi_i)$ y $P_I(\varphi_i)$ son las partes real e imaginaria de la amplitud de presión calculadas por la aplicación informática. \bar{P}_R y \bar{P}_I son las medias aritméticas de las partes real e imaginaria de los 36 datos experimentales. En las Ec. 6-1 se muestra la variable *Errc*, error cuadrático, y a partir de ésta, se obtiene el coeficiente de determinación.

$$Errc = \sum_{i=1}^{36} (P_{Ri} - Pexp_{Ri})^2 + \sum_{i=1}^{36} (P_{Ii} - Pexp_{Ii})^2 \quad \text{Ec. 6-1}$$

$$R^2 = 1 - \frac{Errc}{\sum_{i=1}^{36} (P_{Ri} - \bar{P}_R)^2 + \sum_{i=1}^{36} (P_{Ii} - \bar{P}_I)^2} \quad \text{Ec. 6-2}$$

$$\bar{P}_R = \bar{P}_I = \sum_{i=1}^{36} \left(\frac{Pexp_{Ii} + Pexp_{Ri}}{36/2} \right) \quad \text{Ec. 6-3}$$

El coeficiente de determinación R^2 puede adoptar valores entre $-\infty$ y la unidad, correspondiendo la unidad al ajuste más óptimo. En el Anexo B se demuestra la independencia entre este coeficiente y la fase de referencia de los 36 datos experimentales. El coeficiente de determinación juega un papel fundamental en el cálculo iterativo, pues permite evaluar la fiabilidad de cada una de las soluciones parciales obtenidas y decidir si el camino seguido en el proceso iterativo va acercando o alejando de un máximo parcial.



7 PROPIEDADES DE LA EMISIÓN SONORA A LA FRECUENCIA DE PASO DE ÁLABE.

En el presente capítulo se muestran los resultados obtenidos con el Programa general de Cálculo descrito en el capítulo 6. Los resultados obtenidos se analizan y se comparan entre sí mediante el uso de una serie de elementos de referencia: Coeficiente de determinación R^2 , posición de las fuentes, potencia acústica de las mismas, fluctuación de paso de álabe, desfases relativos entre los focos y posición de los álabes en los instantes en los que los valores de las fluctuaciones de presión son más importantes. Con todos estos elementos de referencia se valora la fiabilidad de cada una de las simulaciones realizadas y finalmente se comparan los datos obtenidos en este trabajo con los de otros autores relacionados.

7.1 Resultados del ajuste de fuentes sonoras.

A continuación se muestran los resultados obtenidos con el programa de cálculo, para 1, 2 y 3 fuentes sonoras pudiendo ser éstas monopares o dipolares. Se realizaron las siguientes simulaciones:

- 1 Foco monopolar.
- 1 Foco bipolar.
- 2 Focos monopares.
- 2 Focos dipolares.

- 1 Foco monopolar y 1 Foco dipolar.
- 3 Focos monopolares.

Los resultados obtenidos en las simulaciones del Programa General de Cálculo se presentan en el Anexo III de este trabajo. En este capítulo 7 se muestra la representación gráfica de los resultados obtenidos y se interpretan los mismos.

Para poder comparar los diferentes valores obtenidos por el Programa General de Cálculo, se ha definido el coeficiente C_w , coeficiente adimensional que representa la potencia transmitida en función de una potencia de referencia, ver Ec. 7-1, y el coeficiente C_p , que representa la presión medida en función de una presión de referencia, ver Ec. 7-2. La potencia de referencia escogida es la resultante de la presión debida a la energía cinética del fluido a la descarga del rodete, P_{REF} (Ec. 7-3), y la sección de paso del puerto a, S_a . Ambos valores son comunes a todas las diferentes condiciones de ensayo. En cuanto a los desfases de las ondas acústicas obtenidas, se ha tomado en todos los casos como origen de fases el desfase de la fluctuación hidráulica de paso de álabe, debido a que es un valor constante, a nivel de desfase, en todas las condiciones posibles de ensayos.

$$C_w [-] = \frac{\dot{W}_I}{\dot{W}_{REF}} = \frac{\dot{W}_I}{\frac{P_{REF}^2}{r c} \times S_a} = \left(\frac{P_i}{P_{REF}} \right)^2 \frac{S_i}{S_a} \quad \text{Ec. 7-1}$$

$$C_p [-] = \frac{P_i}{P_{REF}} \quad \text{Ec. 7-2}$$

$$P_{REF} = \frac{\rho u^2}{2} \quad \text{Ec. 7-3}$$

7.1.1 Fluctuación hidráulica de paso de álaves.

Las medidas de presión obtenidas durante la fase experimental por los transductores piezoeléctricos fueron valores de presión, en los cuales no se discriminó la

desplazamiento es un flujo giratorio en sentido contrario de la rotación del rodete y aparece debido a la resistencia del fluido de adoptar el momento cinético angular al que le somete el rodete, siendo bastante constante con el caudal. Este flujo genera una distribución de presiones y velocidades no uniforme en el interior de cada canal del rodete, ver apartado 2.1.3. Considerando 2 puntos, A y B , sobre las caras de presión y succión de los álabes con la misma distancia radial respecto al centro de giro del flujo de desplazamiento, la hipótesis de flujo ideal (flujo sin pérdidas viscosas) conduce a que la diferencia de presión entre los puntos A y B es igual a la diferencia de energías cinéticas, referidas a las velocidades de paso respecto al canal. La Ec. 7-4 indica la diferencia de presión entre los puntos A y B siendo ω la velocidad de rotación del flujo de desplazamiento, R la distancia de los puntos A y B al centro de rotación y Q el caudal de desplazamiento. En conclusión, la diferencia de presión entre la cara de presión y la cara de succión del álabe es proporcional al caudal impulsado por el mismo, que a su vez es bastante constante con respecto al caudal impulsado por la bomba. Esta diferencia de presión entre la cara de presión y succión del álabe es responsable de la fluctuación hidráulica de paso de álabe medida en los ensayos experimentales.

$$\Delta P_{A-B} \cdot \frac{\rho}{2} \left[\left(\frac{Q}{S} + \omega R \right)^2 - \left(\frac{Q}{S} - \omega R \right)^2 \right] = 2 \rho \omega R \frac{Q}{S} \quad \text{Ec. 7-4}$$

- A caudales muy bajos, el flujo se vuelve especialmente complejo y tridimensional, apareciendo los fenómenos de separación desde el borde de ataque del álabe. También aparece recirculación y prerrotación a la entrada que implica que las hipótesis anteriores no son válidas. En estas condiciones, el carácter tridimensional del flujo hace que éste tenga zonas de chorro y estela muy marcadas, ocasionando fluctuaciones de presión tanto mayor cuanto más pequeño es el caudal.
- Las fluctuaciones de presión de paso de álabe calculadas por el programa General de Cálculo, son de muy pequeña magnitud al estar referidas a datos sobre la pared de la voluta. Estas fluctuaciones se corresponden a las medidas obtenidas en posiciones alejadas en dirección axial de la salida del rodete. Esas mismas perturbaciones justo a la salida del rodete habrían tenido un orden de magnitud mayor, pues las perturbaciones del flujo de salida del rodete se amortiguan a

medida que el flujo se va alejando. Este fenómeno se comprueba en la Fig. 2-19, **Guelich et al. (1992)**. Debido a esta rápida uniformización, las perturbaciones acústicas asociadas al desplazamiento de los álabe tienen muy poca eficiencia de emisión y no son relevantes desde el punto de vista del campo sonoro global, ver apartado 2.2.2.

- Desde el punto de vista de este estudio, es especialmente relevante la generación de ruido acústico asociado a la frecuencia de paso de álabe, generación que presumiblemente estará situada en el entorno de la lengüeta. Estas perturbaciones acústicas se trasladan en modo de onda plana, afectando simultánea y uniformemente a cada sección transversal de la voluta, por lo que las medidas tomadas en las paredes de la voluta sí son válidas para la caracterización del campo acústico. Por lo tanto aunque los datos manejados de fluctuaciones de presión sobre la pared de la voluta no tengan por qué ser representativos de la magnitud de las perturbaciones hidráulicas de paso de álabe, sí lo son de las perturbaciones acústicas, y son éstas últimas las que constituyen el propósito del estudio.
- En la siguiente tabla se muestra el porcentaje relativo de la amplitud de la fluctuación hidráulica en relación con la amplitud medida en esa posición a la frecuencia de paso de álabe. En posiciones cercanas al extremo de la lengüeta, la fluctuación hidráulica sólo es predominante a caudales próximos al nominal. En posiciones alejadas al extremo de la lengüeta la fluctuación hidráulica de paso de álabe es predominante a cualquier caudal.

	50% Q_n	110% Q_n	140% Q_n
35° al borde de lengüeta	24%	82%	43%
215° al borde de lengüeta	83%	88%	99%

Tabla 7-1. Influencia de la fluctuación hidráulica de paso de álabe sobre la fluctuación total medida.

7.1.2 Resultados para una fuente acústica.

En la figura 7-3 se presentan los resultados del Programa General de Cálculo para un foco monopolar. Las 5 figuras representadas caracterizan el proceso del ajuste y como características principales se destacan:

- La potencia de la fuente sonora, representada por el coeficiente adimensional C_w en la Fig. 7-3.1, muestra cómo las emisiones del foco varían mucho con el caudal, siendo éstas muy pequeñas a caudal nominal y creciendo linealmente tanto a medida que se incrementa como cuando se reduce el caudal. No obstante, el crecimiento experimentado a caudales bajos es de mucho mayor orden de magnitud. El crecimiento de la potencia es uniforme a medida que se modifica el caudal impulsado.
- La posición del foco se mantiene en todos los caudales en el rango de 10° a 20° , ver Fig. 7-3.2. En esta figura se aprecia cómo la localización del foco a caudales bajos es diferente de la de caudales altos, estando a caudales altos más próximo al extremo de la lengüeta. En la misma figura se indica la posición de uno de los álabes en el momento en el que la fluctuación inducida por el foco es máxima.
- A caudales altos la localización del monopolo es muy próxima al extremo de la lengüeta, lugar en donde un porcentaje muy alto del sonido emitido en una dirección es reflejado en la dirección contraria, comportándose entonces el conjunto monopolo-lengüeta como una especie de dipolo. La modificación del desfase desde 180° para caudales altos a algo menos de 0° para caudales por debajo del nominal se debe a la predominancia de uno u otro de los componentes del dipolo ficticio allí creado, ver figura 7-2.

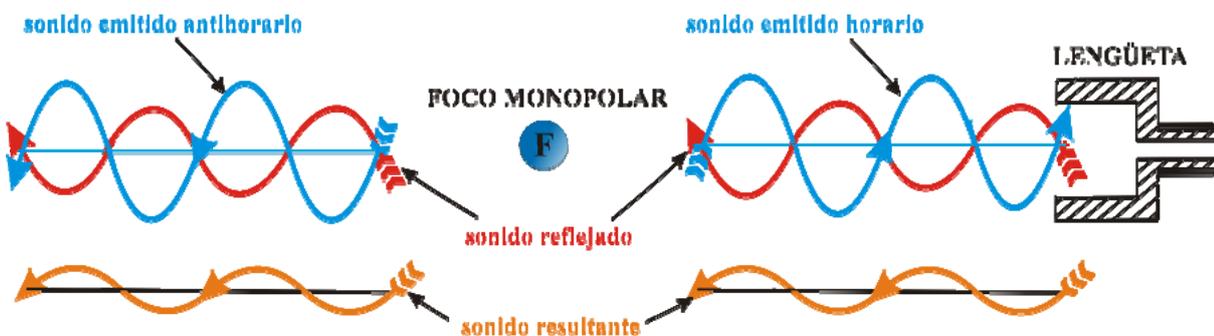


Fig. 7-2. Sonido emitido y reflejado por la lengüeta en el caso de un foco monopolar.

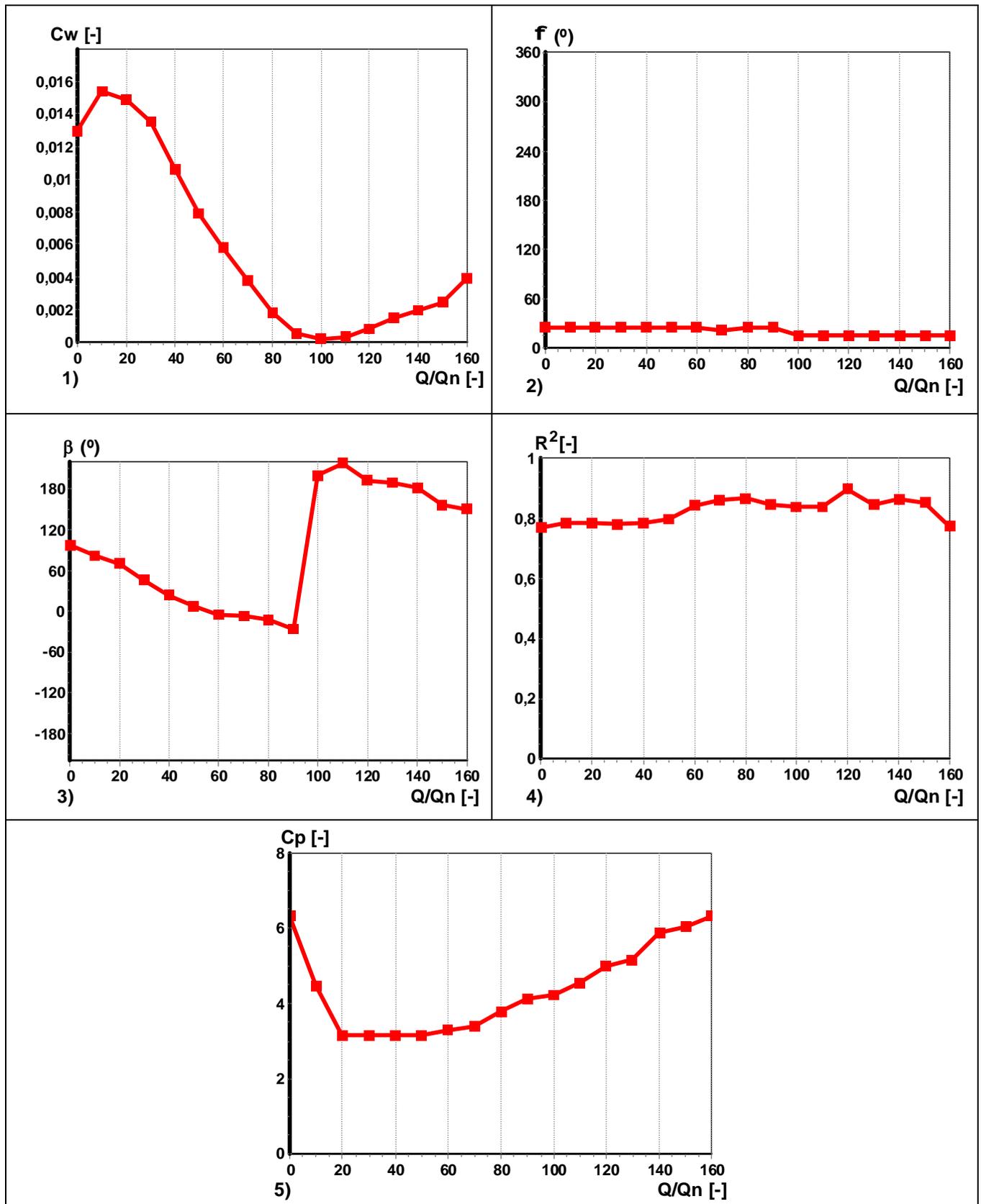


Fig. 7-3. Ensayo 1 foco monopolar. 1) Coeficiente de potencia de foco C_w , 2) Posición angular del foco y posición del álabe, 3) Fase de emisión del foco, 4) Coeficiente de determinación R^2 del ensayo. 5) Coeficiente de presión C_p de fluctuación de paso de álabe.

- La fase del foco, representada en la curva 7-3.3 con respecto a la perturbación hidráulica de paso de álabe, tiene una tendencia constante a subir desde caudales bajos a caudales próximos al nominal. A caudales altos tiene una clara tendencia a mantener una fase relativamente constante y próxima a los 180° , y a caudales medios a estar próximo el desfase a 0° .
- El coeficiente de determinación R^2 muestra una bondad del ajuste relativamente satisfactoria, teniendo en cuenta que este coeficiente se mueve en el rango “-infinito” y 1 siendo 1 el mejor ajuste posible. El resultado puede considerarse satisfactorio al tener una única fuente como grado de libertad.

En la figura 7-4 se presentan los resultados del Programa General de Cálculo para un foco dipolar. Las 5 figuras representadas caracterizan el proceso del ajuste y como características principales destacan:

- La posición del foco se mantiene en todos los caudales en el rango de 5° a 25° , ver Fig. 7-4.2. En esta figura se aprecia como la localización del foco a caudales bajos es diferente que a caudales altos, estando a caudales altos más próximo al extremo de la lengüeta.
- El orden de magnitud del coeficiente C_w es en este caso inferior a la decena, siendo en el caso del monopolo de varias decenas. La explicación radica en el efecto de reflexión sonora desde la lengüeta del sonido previamente emitido en sentido positivo con un desfase de 180° y con una amplitud del 90% de la fuente incidente, ver Fig. 7.5. En el caso del monopolo la reflexión desde la lengüeta contrarresta el sonido emitido por el foco en sentido positivo mientras que en el caso del dipolo se adiciona al sonido emitido en sentido positivo. La consecuencia es que a ambos lados del dipolo, la presión acústica varía sensiblemente debido a las diferencias entre los acoplamientos de las ondas. Esa es la razón por la que la potencia de las fuentes decrece tanto en comparación con el ensayo del monopolo, con un foco de una menor intensidad se alcanzan valores efectivos netos mucho más altos que en el caso de un monopolo. En este segundo caso con una pequeña fuente se consiguen reproducir fluctuaciones de presión altas.

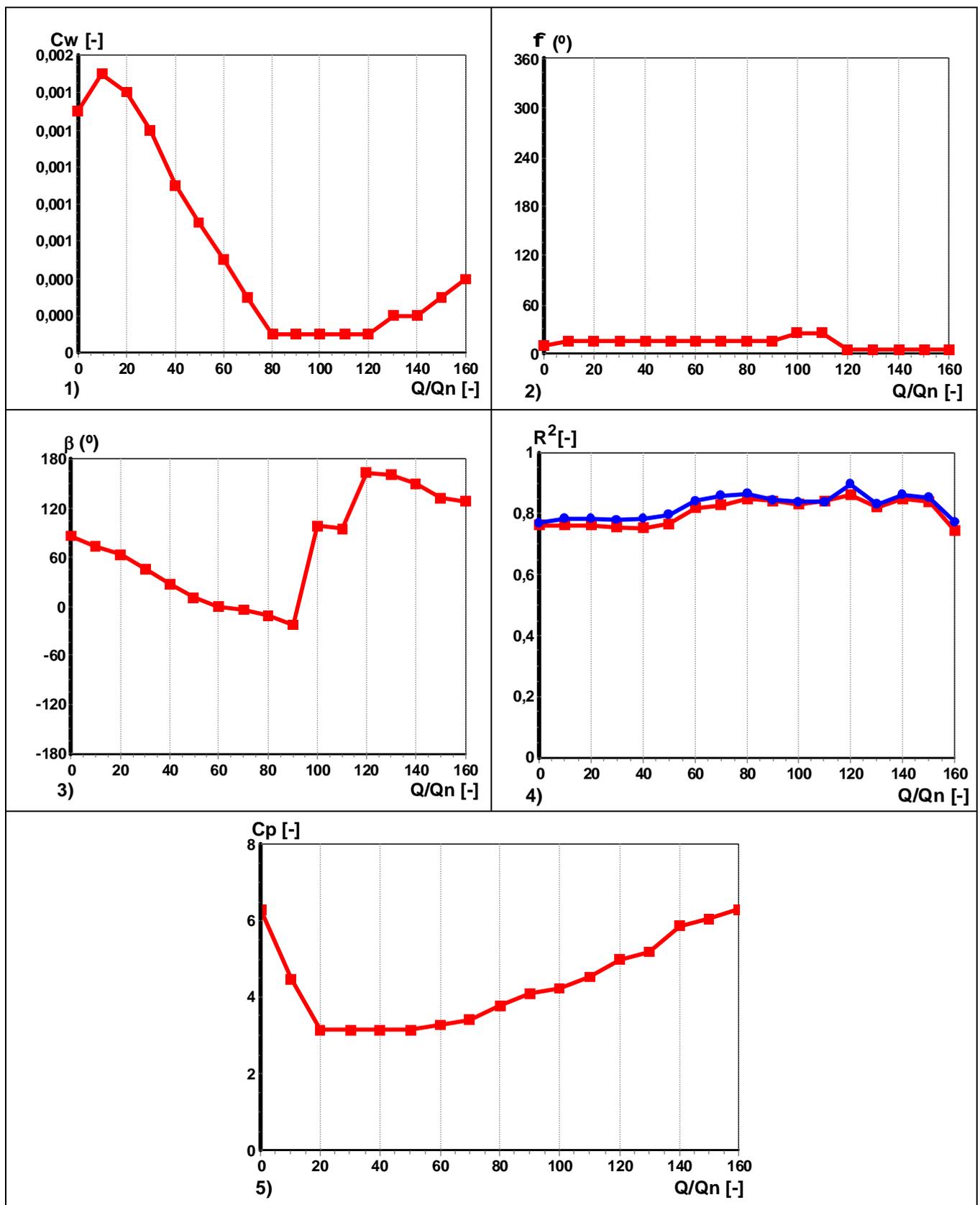


Fig. 7-4. Ensayo 1 foco dipolar. 1) Coeficiente de potencia de foco C_w , 2) Posición angular del foco y posición del álabe, 3) Fase de emisión del foco, 4) Coeficiente de determinación R^2 (curva azul, caso de 1 monopolo). 5) Coeficiente de presión C_p de fluctuación de paso de álabe.

- La fase del foco, representada en la curva 7-4.3 tiene una tendencia constante a subir desde caudales bajos a caudales altos. Este efecto reafirma la idea que un dipolo no sufre la neutralización entre el sonido emitido y el reflejado, por lo que una potencia sonora inferior del foco es capaz de simular todo el campo acústico de la bomba.
- La potencia de la fuente sonora, representada por el coeficiente adimensional C_w en la Fig. 7-4.1, muestra cómo las emisiones del foco varían también mucho con el caudal. Siendo éstas muy pequeñas en el rango 80% a 120% del Q_n , creciendo suavemente a partir del 120% del Q_n y con mayor intensidad a caudales inferiores al 80% del Q_n .

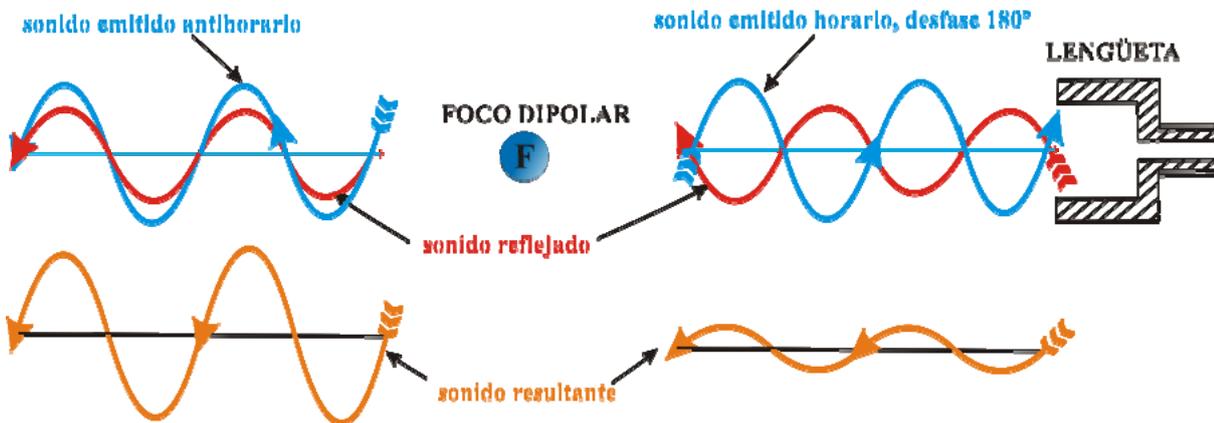


Fig. 7-5. Sonido emitido y reflejado por la lengüeta en el caso de un foco dipolar.

- El coeficiente de determinación R^2 muestra una bondad del ajuste relativamente buena para caudales altos, curva roja Fig. 7-4.4. En comparación con el ensayo anterior, curva azul de la misma figura, es únicamente a caudales elevados donde el dipolo predice mejor el campo acústico. A caudales medios y bajos el monopolo supera ampliamente los registros del dipolo.

7.1.3 Resultados para dos fuentes monopolares.

Se han realizado dos tipos de ensayos con fuentes monopolares: un ensayo en donde se han situado ambos focos en la zona estrecha de la voluta, comprendida en la franja angular de 0° a 40° y un segundo ensayo donde el segundo foco fue situado en la sección angular de 340° a 370° , manteniendo el primer foco en la región de $0-40^\circ$.

La Fig. 7-6 muestra los resultados del ensayo de dos fuentes monopolares situadas ambas en el la zona estrecha de la voluta. Los resultados obtenidos son los siguientes:

- La potencia de las fuentes sonoras es muy alta, de mucha mayor intensidad que en el caso del monopolo y siguiendo éstas una tendencia casi paralela con respecto al caudal impulsado. Las potencias específicas de los focos se reducen en las proximidades del caudal nominal, aumentando progresivamente a caudales bajos y a caudales altos. En los rangos de caudal [20%-40%] y [100%-140%] con respecto al caudal nominal, apenas si hay cambios en la potencia de emisión de los focos.
- La posición de los focos para caudales medios y bajos se encuentra próxima a los 10° , mientras que para caudales altos la posición se modifica, acercándose más a la lengüeta.
- La evolución de los desfases de los focos varía de forma casi paralela a medida que varía el caudal, de modo que el desfase relativo se mantiene prácticamente constante e igual a unos 180° .
- Al ser la posición de los focos tan próxima y el desfase relativo constante en las proximidades de los 180° , se puede afirmar que ambos focos se comportan como un dipolo para toda la bomba. Este desfase relativo constante de 180° es el que permite que los valores de las ondas se contrarresten entre sí y el valor de la potencia acústica sea tan alto.
- El coeficiente de determinación alcanza sus mejores ajustes a caudales altos, obteniéndose su máximo para el caudal del 120% del caudal nominal.

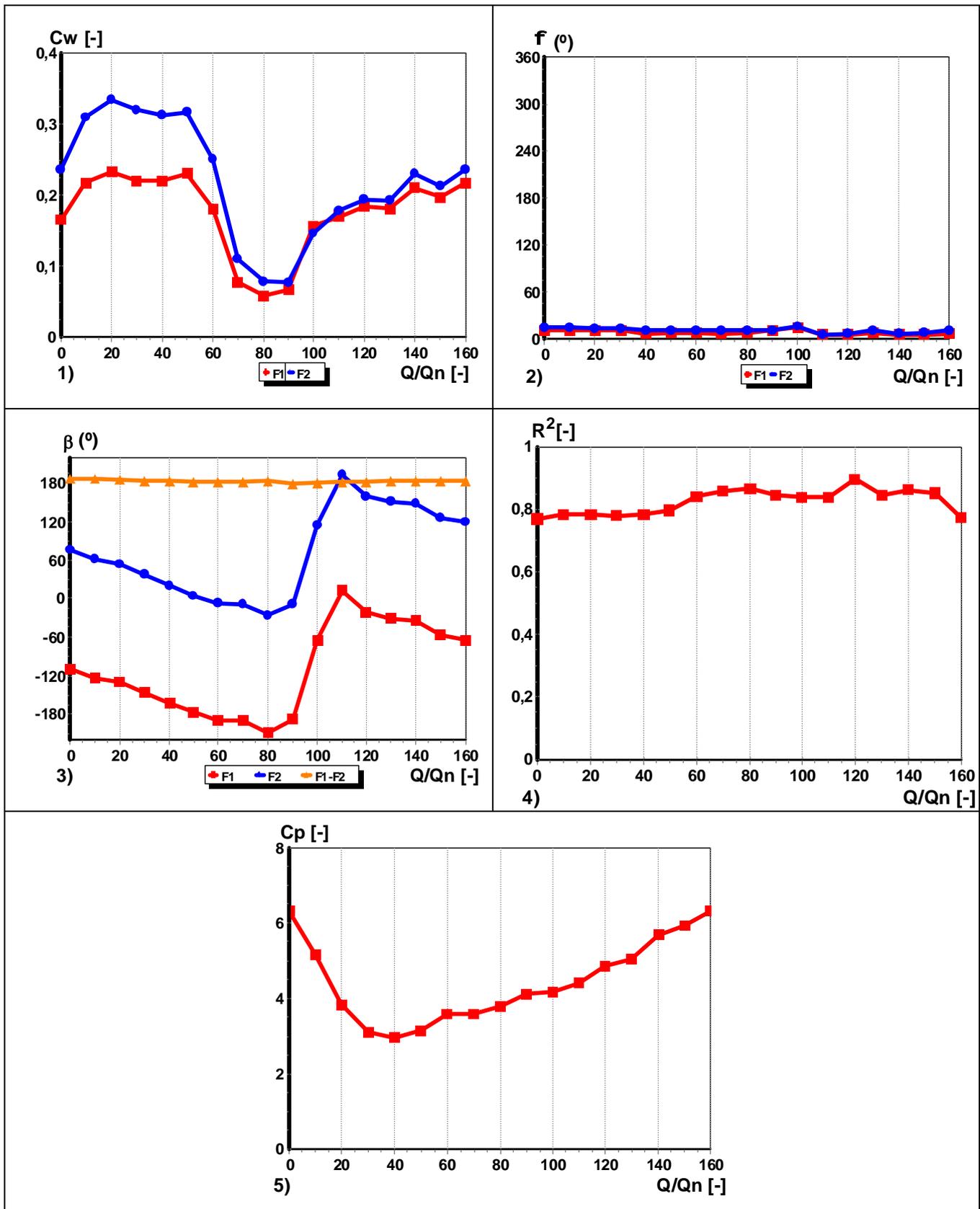


Fig. 7-6. Ensayo 2 focos monopolares, F2 en la zona más estrecha de la voluta [0°-40°]. 1) Coeficiente de potencia de foco C_w , 2) Posición angular del foco y posición del álabe, 3) Fase de emisión del foco, 4) Coeficiente de determinación R^2 , 5) Coeficiente de presión C_p de fluctuación de paso de álabe.

En la Fig. 7-7 se presenta el ensayo de dos fuentes monopolares, esta vez con una fuente en la zona estrecha de la voluta y la otra en el difusor de salida de la bomba. Los resultados son los siguientes:

- La potencia de las fuentes sonoras se ha reducido sensiblemente con respecto al caso anterior, y ya no se muestra un paralelismo entre ambas curvas. Esto se debe a que en el primer ensayo las emisiones acústicas de ambas fuentes se contrarrestan parcialmente entre sí, Fig. 7-7.1. A caudal nominal el valor de la amplitud es muy reducida y crece de forma constante hacia caudales altos y caudales bajos, siendo ésta última la que experimenta un crecimiento más pronunciado. El crecimiento de potencia de ambas fuentes no se produce de forma análoga en los dos focos.
- La posición de uno de los focos, para caudales medios y bajos, se encuentra muy constante y muy próxima a los 10° , estando el segundo foco casi estático en 360° para todos los caudales, es decir en la posición angular del extremo de la lengüeta.
- De nuevo el desfase relativo entre ambos focos es prácticamente constante y muy próximo a 180° con lo que se puede considerar el conjunto de los dos focos como un dipolo.
- El coeficiente de determinación, Fig. 7-7.4 no ha experimentado mejora alguna en ningún caudal con respecto al caso en que los dos focos se encuentren en la zona estrecha de la voluta, aunque a caudales altos se alcanzan valores de coeficiente de determinación muy próximos al ensayo anterior
- La fluctuación de paso de álabe, Fig. 7-7.5 se ha mantenido constante como en todos los ensayos anteriores, lo que indica la buena separación que realiza el Programa General de Cálculo entre las fluctuaciones acústicas a los meramente hidráulicos.

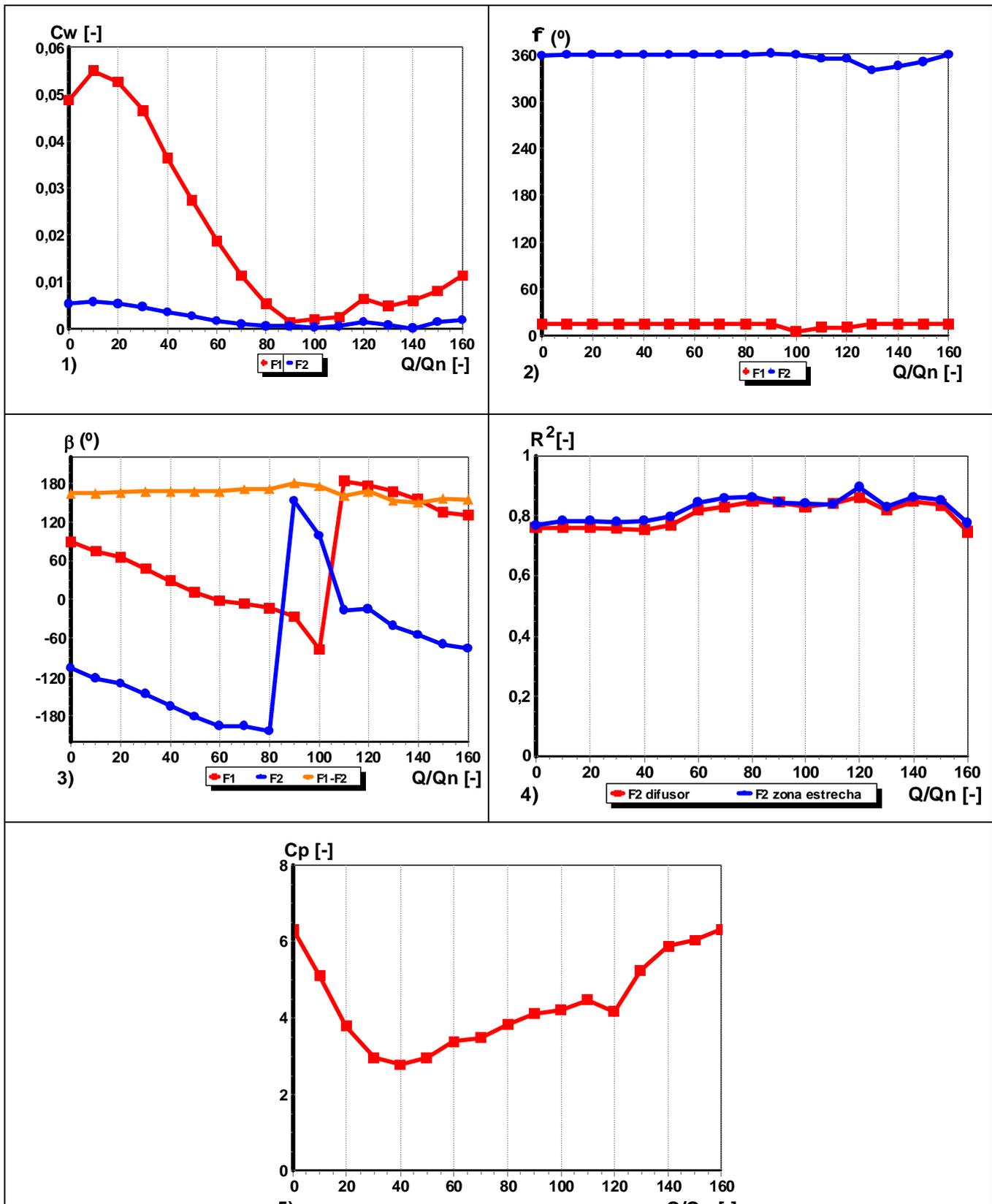


Fig. 7-7. Ensayo 2 focos monopolares, F2 en el tronco del difusor de salida. 1) Coeficiente de potencia de foco C_w , 2) Posición angular del foco y posición del álabe, 3) Fase de emisión del foco, 4) Coeficiente de determinación R^2 (curva azul, caso de F2 en zona estrecha de lengüeta). 5) Coeficiente de presión C_p de fluctuación de paso de álabe.

7.1.4 Resultados para dos fuentes, 2 Dipolos.

En las Fig. 7-8 y Fig. 7-9 se muestran los resultados obtenidos para las simulaciones realizadas con dos fuentes dipolares. Para los cálculos de la Fig. 7-8 se restringió que ambos focos estuvieran situados en la zona estrecha de la voluta [0°-40°]. En cambio la figura 7-9 el ensayo fue realizado permitiendo un movimiento libre del segundo foco por cualquier posición angular de la voluta. Estos son los resultados obtenidos para el primero de los dos ensayos, Fig. 7-8:

- La potencia de las fuentes, representada por el coeficiente C_w , disminuye sensiblemente respecto al ensayo homólogo de dos fuentes monopulares. En este caso se ha reducido más de 4 veces el valor máximo alcanzado.
- El ajuste de potencia C_w está claramente diferenciado entre caudales bajos y caudales altos. Para caudales bajos por debajo del nominal, Fig. 7-8.1, los focos tienen alta potencia mientras que para caudales superiores al nominal, Fig. 7-8.1-Detalle, la potencia decrece más de 100 veces. Tanto a caudales bajos como a caudales altos la evolución de la potencia de ambos focos es casi paralela a medida que se incrementa el caudal.
- Para caudales bajos la posición de los focos ronda los 5° y 10° respectivamente, mientras que a caudales altos la posición ronda los 10° y 15° respectivamente. En ambos casos se encuentran muy próximos entre sí.
- El desfase relativo para caudales inferiores al nominal es muy constante y muy cercano 180° mientras que para caudales superiores al nominal se mantiene constante en valores próximos a los -150°.
- El desfase entre ambos focos evoluciona de forma casi paralela a medida que sube el caudal. Ambos focos incrementan sus desfases a medida que se incrementa el caudal.
- La fluctuación hidráulica de paso de álabe, Fig. 7-8.5, se mantiene similar a los ensayos anteriores.
- El valor del coeficiente de determinación es relativamente satisfactorio, no obstante es a caudales altos es cuando se alcanzan los mejores resultados. A caudales bajos el ajuste no es demasiado bueno.

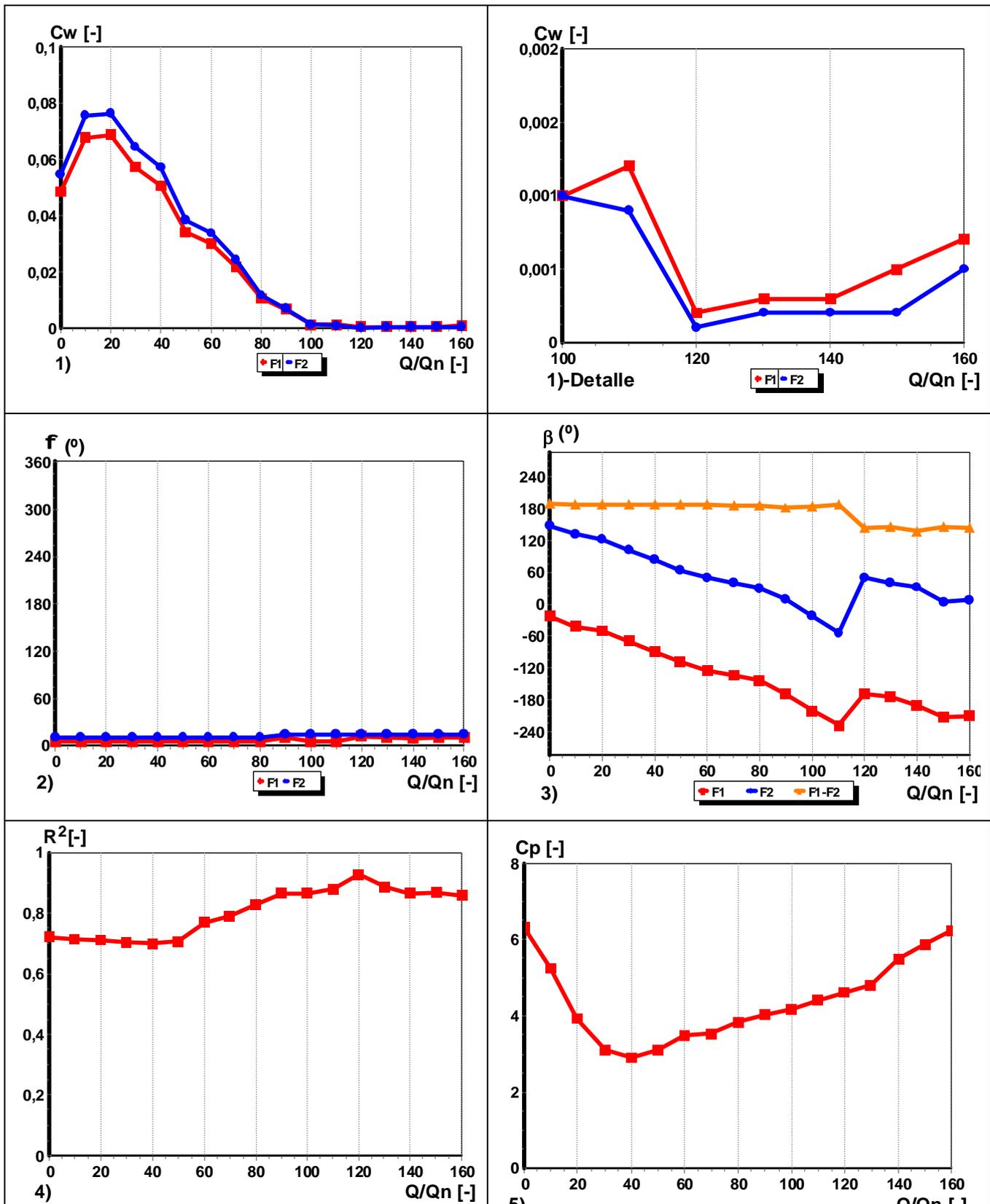


Fig. 7-8. Ensayo 2 focos dipolares, F_2 en la zona estrecha de la voluta $[0^\circ-40^\circ]$. 1) Coeficiente de potencia de foco C_w , 1)-Detalle C_w en $[100\%-160\%]$ Q_n , 2) Posición angular del foco y posición del álabe, 3) Fase de emisión del foco, 4) Coeficiente de determinación R^2 . 5) Coeficiente de presión C_p de fluctuación de paso de álabe.

Para el segundo de los ensayos, en donde uno de los focos se encontraba en la zona más estrecha de la voluta y el segundo en la zona del difusor de salida, las conclusiones obtenidas, basadas en las figuras Fig. 7-9 y en los datos mostrados en el Anexo III, son las siguientes:

- La potencia de las fuentes, representada por el coeficiente C_w , disminuye sensiblemente respecto al ensayo anterior de dos dipolos y muestra resultados parecidos al ensayo de 1 foco monopolar.
- La posición de los focos se mantiene muy estable: un foco siempre cercano a la posición angular 360° y el otro cercano a 15° para caudales bajos y a 5° para caudales altos.
- El ajuste de potencia no muestra demasiada uniformidad y se perciben altibajos en los diferentes cambios de caudal. A caudales nominales los valores del coeficiente de potencia C_w alcanzan su mínimo valor, subiendo a caudales altos y en mayor medida a caudales bajos.
- El desfase relativo, con algunas excepciones, se mantiene en el rango de los 120° - 140° .
- El valor del coeficiente de determinación es sensiblemente peor al ensayo anterior donde ambos focos estaban en la zona estrecha de la voluta. Solo a caudales altos el valor del ajuste se aproxima al ensayo anterior.
- A pesar del peor ajuste del coeficiente de determinación, la fluctuación hidráulica de paso de álabe, C_p , se mantiene similar a los ensayos anteriores.

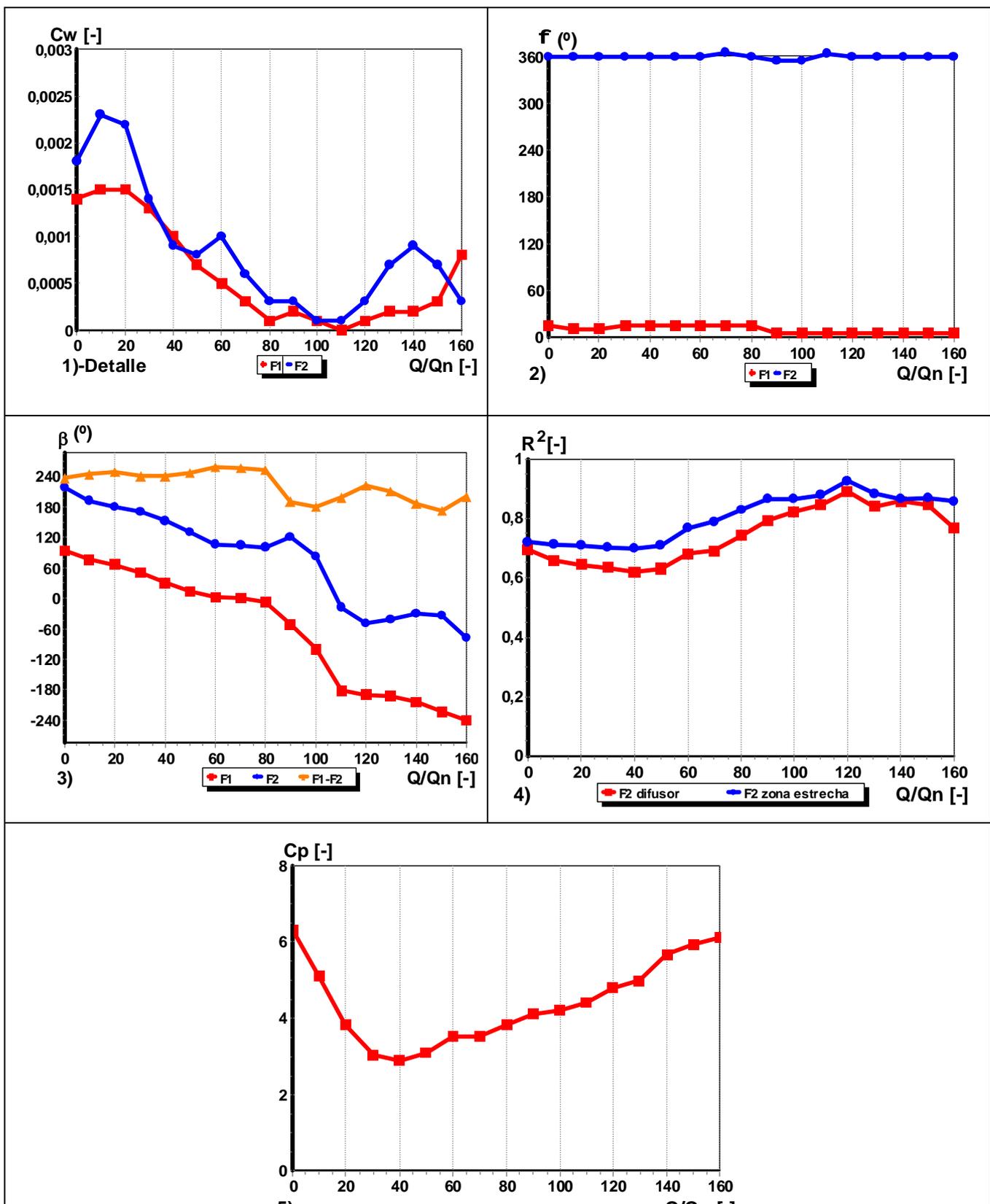


Fig. 7-9. Ensayo 2 focos dipolares, F2 en la zona del entronque del difusor de salida. 1) Coeficiente de potencia de foco C_w , 2) Posición angular del foco y posición del álabe, 3) Fase de emisión del foco, 4) Coeficiente de determinación R^2 , (curva azul, caso de 2 dipolos en zona estrecha de voluta), 5) Coeficiente de presión C_p de fluctuación de paso de álabe.

7.1.5 Resultados para dos fuentes, 1 Dipolo y 1 Monopolo.

Los resultados obtenidos en los ensayos anteriores indicaban que cuando se situaban dos fuentes en el intersticio álabe-lengüeta, el desfase relativo entre ambas rondaba los 180°. Por ello se planteó la siguiente simulación: sustitución de la pareja de monopolos situada en la zona estrecha de la voluta por un único dipolo y mantener un segundo foco en las proximidades del difusor de salida. Estas son las conclusiones obtenidas de análisis de los resultados, mostrados en Fig. 7-10:

- La potencia de las fuentes, representada por el coeficiente C_w disminuye sensiblemente con respecto al ensayo anterior de dos dipolos y muestra resultados parecidos al ensayo de un foco monopolar, y a dos focos dipolares con el segundo foco en la zona del difusor. Se producen fuertes altibajos principalmente al 140% del Q_n . A caudal nominal el valor del coeficiente de potencia C_w , alcanza su mínimo valor subiendo a medida se incrementa el caudal y subiendo en mucha mayor medida a caudales bajos.
- Para caudales bajos la posición del foco de la zona estrecha ronda los 15°, mientras que a caudales altos la posición ronda los 5°. El segundo foco a caudales bajos se sitúa entre 300° y 340° mientras que para caudales altos ronda los 360° de forma constante.
- El desfase relativo, con algunas excepciones, se mantiene muy cercano a 0° con ligeras excepciones para ciertos caudales, en el rango del caudal nominal.
- El valor del coeficiente de determinación es sensiblemente peor a los ensayos anteriores por lo que el intento de mejorar con un monopolo y un dipolo no ha tenido éxito. El coeficiente de determinación obtenido no supera en ningún caso el valor de 2 dipolos, estando éstos en la zona estrecha de la voluta. La conclusión posible de este escenario es que un único dipolo no se comporta exactamente igual que dos fuentes monopolares desfasadas 180 grados con un ligero espaciado angular. Dos fuentes monopolares con emisiones desfasadas 180° se asemejarían más en este caso a un cuadripolo lineal (para ser un cuadripolo lineal los diferentes focos han de estar separados entre sí una cierta distancia).

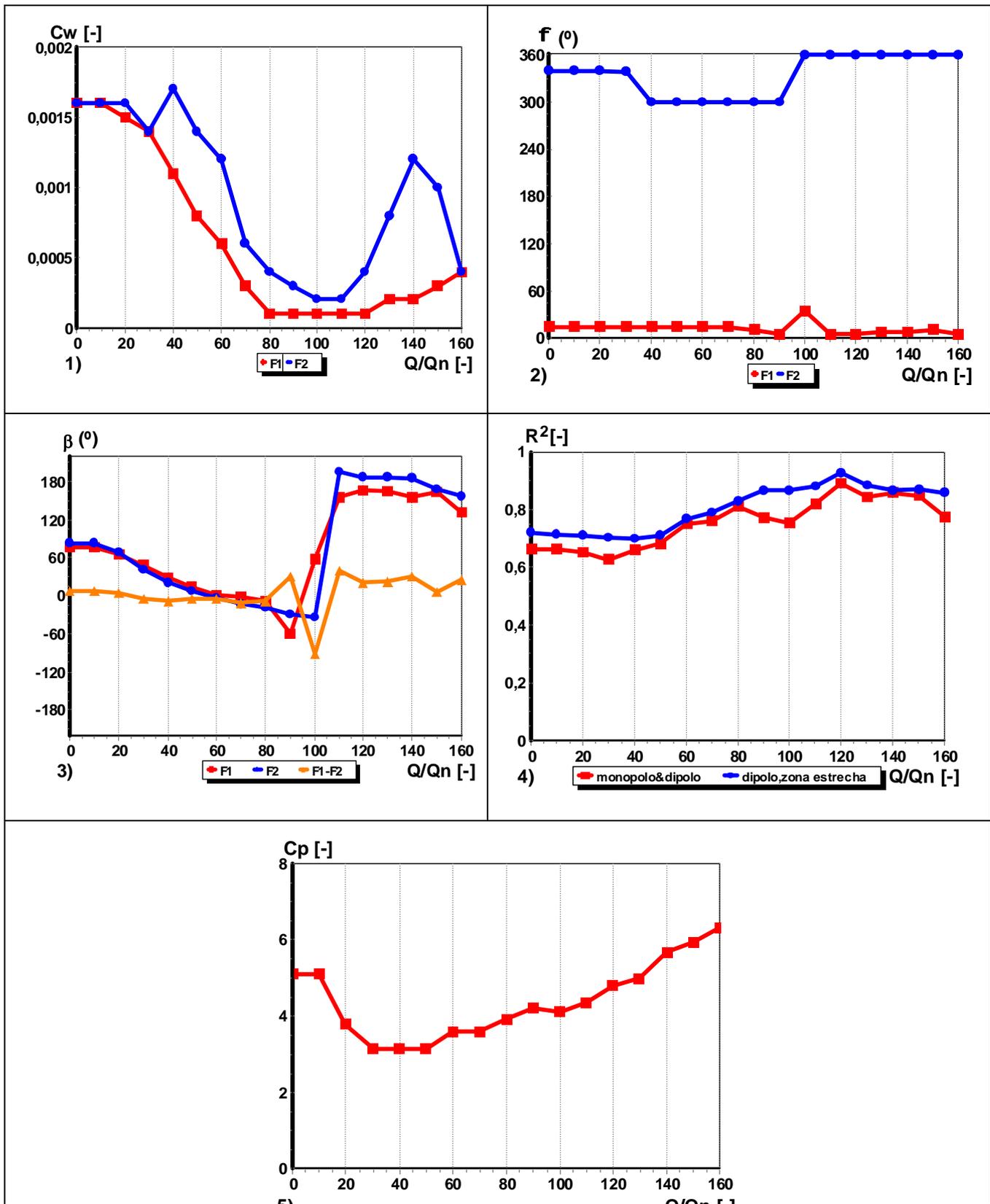


Fig. 7-10. Ensayo monopolo & dipolo, F2, en el entronque del difusor de salida. 1) Coeficiente de potencia de foco C_w , 2) Posición angular del foco y posición del álabe, 3) Fase de emisión del foco, 4) Coeficiente de determinación R^2 , (curva azul, caso de 2 dipolos en zona estrecha de voluta), 5) Coeficiente de presión C_p de fluctuación de paso de álabe.

7.1.6 Resultados para tres fuentes.

Por último se realizó un ensayo con tres fuentes monopolares, limitando la presencia de una pareja de ellas, $F1$ y $F2$ en la zona estrecha de la voluta $[0^\circ-40^\circ]$, y permitiendo una posición libre de la tercera, $F3$. Los resultados obtenidos se resumen en la Fig. 7-11. Las principales conclusiones son las siguientes:

- El orden de magnitud de las dos fuentes en la zona estrecha de la voluta es similar al del ensayo con dos fuentes monopolares, mientras que el tercer foco muestra órdenes de magnitud casi 100 veces inferiores a las otras dos fuentes. A medida que se varía el caudal, la evolución de la potencia de los dos focos situados en la zona estrecha es bastante paralela mientras que el foco situado en el difusor de salida muestra una evolución independiente.
- La posición de los dos primeros focos aparecen de forma casi constante en el rango $[15^\circ-25^\circ]$, mientras que el tercer foco se mantiene en la mayoría de los casos próximos a los 360° , reduciéndose su posición hasta los 320° aproximadamente a caudales muy bajos y para caudales cercanos al nominal.
- El desfase relativo entre los focos situados en la zona estrecha de la lengüeta, $F1$ y $F2$, se mantiene casi constante en todo el rango de caudales muy próximo a los 180° . De esta forma se justifica el elevado orden de magnitud de estos focos, al compensarse las emisiones con las reflexiones de la lengüeta.
- Por otro lado, el desfase relativo entre el $F1$ y el $F3$ se mantiene bastante constante, con algunas excepciones, muy próximo a los 130° .
- La diferencia entre los desfases de los focos se mantiene muy constante pero se da un fenómeno de inversión respectiva de valores a medida que se pasa de caudales bajos a caudales altos.
- El resultado del coeficiente de determinación es el mejor obtenido de todos los diferentes ensayos, superando en varios caudales el valor de 0,9. El mejor ajuste se sigue obteniendo a caudales mayores del nominal.
- La fluctuación hidráulica de paso de álabe se mantiene similar a las de todas las simulaciones anteriores.

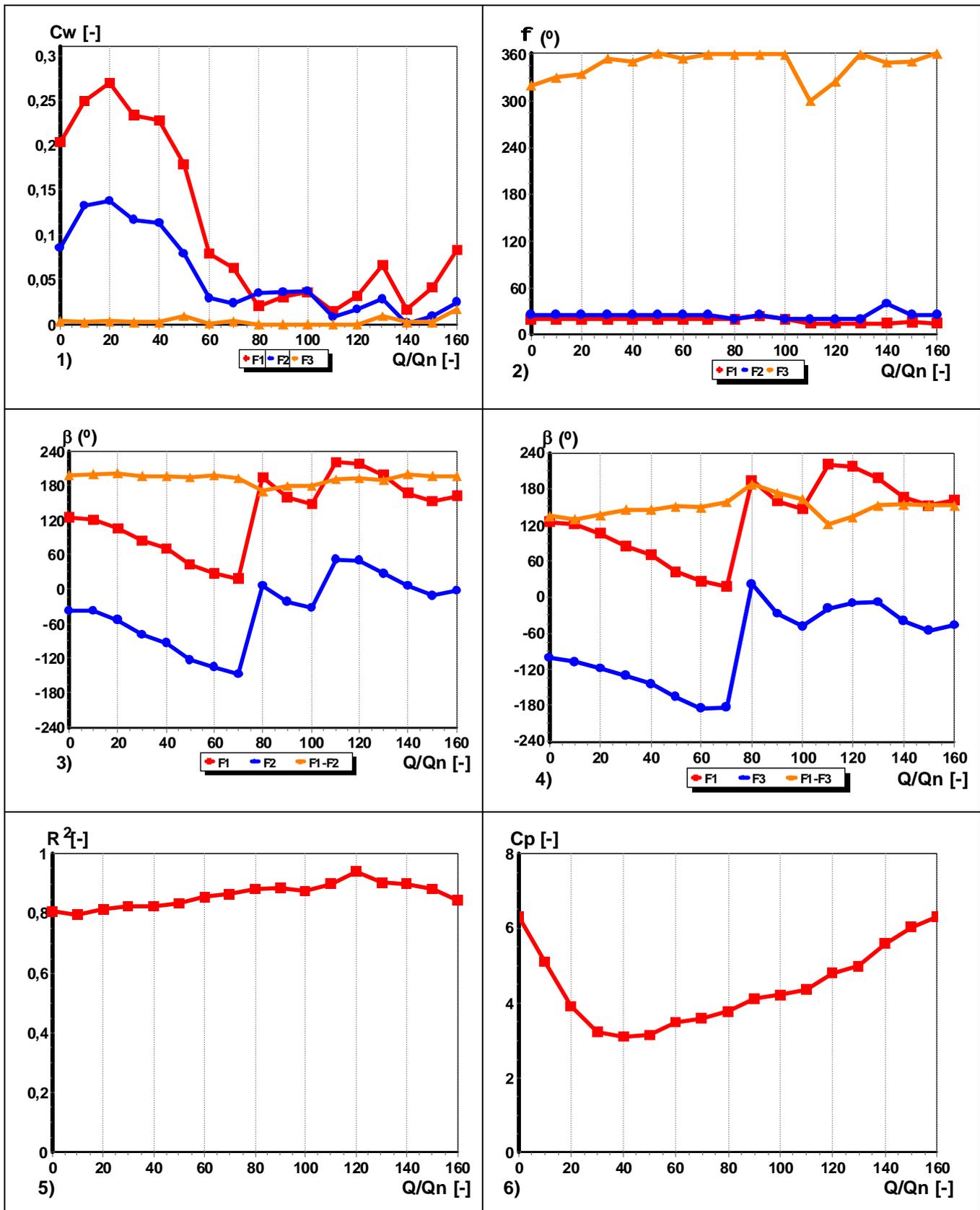


Fig. 7-11. Ensayo 3 focos, monopolares. 1) Coeficiente de potencia de foco C_w , 2) Posición angular del foco y posición del álabe, 3) Fase de emisión del focos F1 y F2, 4) Fase de emisión del focos F1 y F3, 5) Coeficiente de determinación R^2 , 6) Coeficiente de presión C_p de fluctuación de paso de álabe.

7.1.7 Comparación de coeficientes de determinación.

En la Fig. 7-12 se muestra el estudio comparativo del coeficiente de determinación para todas las simulaciones realizadas. Analizando esta figura anterior se pueden establecer las siguientes conclusiones:

- El ensayo de tres focos es el que obtiene unos mejores valores de coeficiente de ajuste para todos los caudales. El mejor ajuste se obtiene en el caudal del 120% del nominal y los peores ajustes a caudales muy bajos.

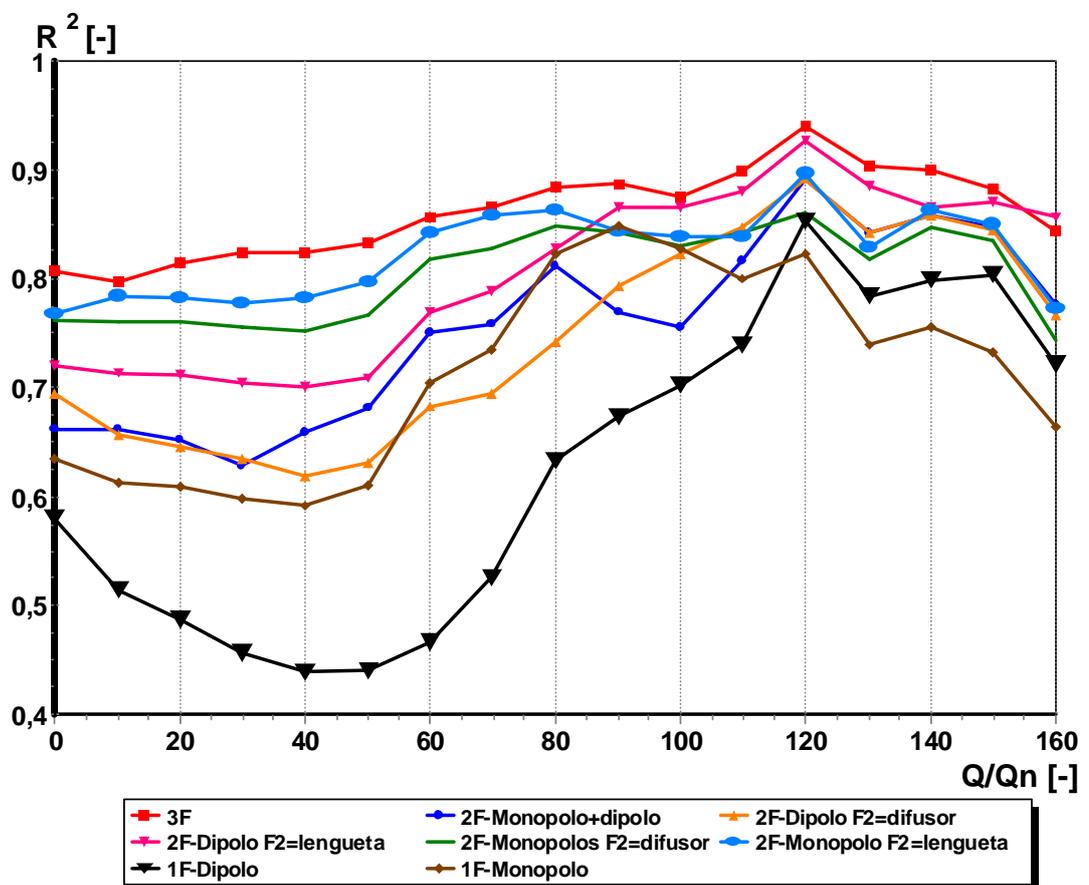


Fig. 7-12. Coeficiente de determinación R^2 para todas las simulaciones.

- Tras el ensayo de 3 focos, los ensayos de 2 focos, ya sean monopolos o dipolos, son los que obtienen unos mejores ajustes. El ensayo de dos dipolos, con ambos focos en la zona estrecha de la voluta, obtiene unos valores pobres para caudales inferiores al caudal nominal pero para caudales superiores se aproxima incluso al

ensayo de 3 focos. En cuanto al ensayo de dos focos monopolares, con ambos focos también en la zona estrecha de la voluta, éste presenta unos valores próximos al de tres focos a caudales medios y bajos, empeorando los registros a caudales altos.

- El ensayo de 1 monopolo + 1 dipolo presenta valores bastante pobres a caudales bajos y medios y valores mejores a caudales altos.
- Respecto a los ensayos de un solo foco, en general presentan una gran distancia con los ensayos de dos focos. El ensayo de un foco monopolar obtiene su mejor ajuste a caudales próximos al nominal, mientras que el ensayo de un foco dipolar obtiene sus mejores valores a caudales altos.
- La combinación de ensayos de dos focos monopolares $F2 [0^\circ-40^\circ]$ para caudales bajos y dos focos dipolares $F2 [0^\circ-40^\circ]$ es la que obtiene unos mejores resultados en comparación con el número de grados de libertad contemplados en el ajuste, y por lo tanto con el tiempo de cálculo usado. En ambos casos el desfase relativo de los focos es de 180° en todo el rango de caudales.

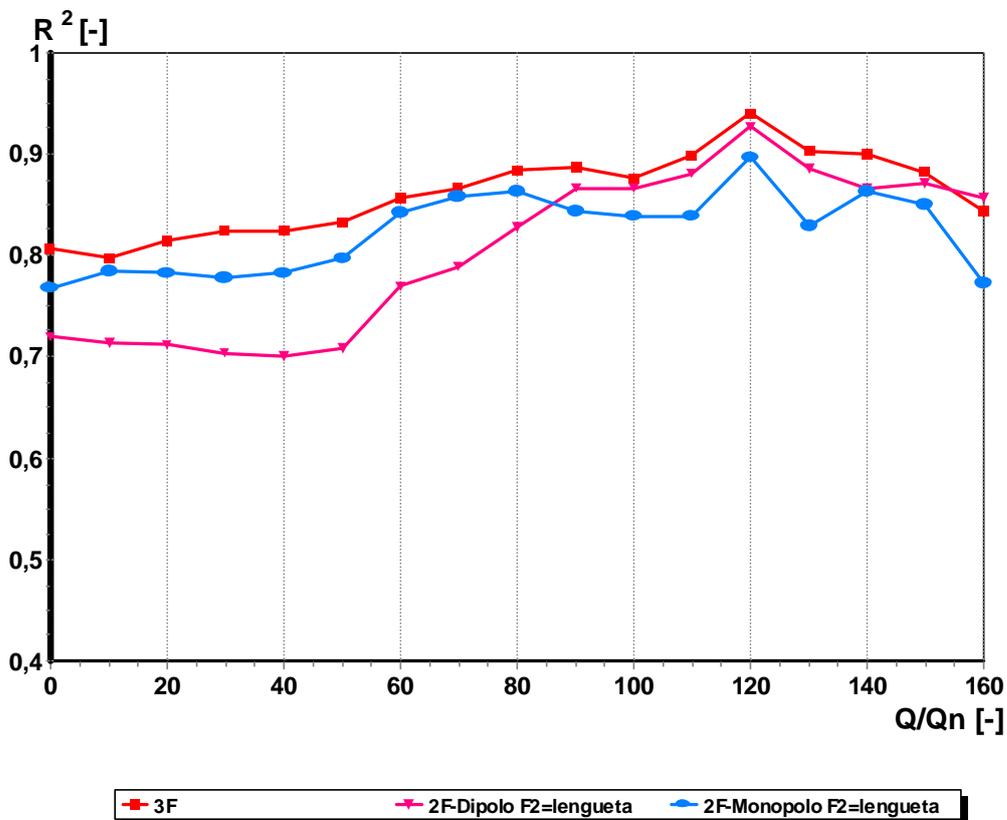


Fig. 7-13. Simulaciones con mejores valores de Coeficiente de determinación.

- El ensayo de dos focos monopolares $F2$ $[0^\circ-40^\circ]$ es el ensayo que obtiene los mejores valores medios en todo el rango de caudales, exceptuando al de tres focos, con un tiempo de cálculo aceptable.

En conclusión, como se puede apreciar en la Fig. 7-13, el ensayo de tres focos es el que mejores resultados proporciona y entre los ensayos de dos focos es necesario distinguir dos casos diferentes, caudales bajos y altos. En ambos casos la posición más satisfactoria de los focos es en la zona estrecha de la lengüeta en la zona $[5^\circ-15^\circ]$. Para el caso de caudales altos el ajuste es mucho más favorable con fuentes dipolares mientras que para caudales bajos el ajuste es mucho más favorable con fuentes monopolares. Como muestra la figura 7-13 el ajuste para 3 focos es más óptimo en todos los caudales, no obstante y como el objetivo es la construcción de un modelo acústico simplificado, se estima que el ajuste de 3 focos no proporciona una ventaja tan importante respecto a los de 2 focos y por el contrario complica la resolución del modelo acústico.

7.2 Interpretación de resultados.

7.2.1 Consideraciones Generales.

A continuación se enumeran las consideraciones generales comunes a todas las predicciones realizadas con el Programa General de Cálculo:

- **Dependencia del coeficiente de determinación R^2 con el caudal:** Considerando como fuentes de ajuste adecuadas a dos monopolos para cargas parciales (hasta $Q=80\% Q_n$) y dos dipolos para caudales próximos al nominal y sobrecargas, el coeficiente de determinación obtenido en cada caso (parámetro que mide la bondad del ajuste) varía en función del caudal. Para caudales altos y caudales próximos al caudal nominal se obtienen los mejores valores del coeficiente de determinación, superando el valor de 0,85. Dentro de la gama de caudales bajos, caudales menores del 60% del Q_n , el R^2 apenas si llega a 0,8. En buena parte este efecto es atribuible a que el modelo parte de la hipótesis de considerar las amplitudes perturbaciones hidráulicas (pseudosonido) uniformes alrededor del rodete. En realidad esta es una hipótesis tanto más razonable cuanto más cerca del caudal nominal se opere, pues a caudales altos y sobre todo a carga parcial, la distribución de la presión estática y la velocidad a lo largo de la voluta no son uniformes (Fig. 2-13). Fruto de este hecho se deduce que la corriente relativa por cada canal de álabe varía con la posición angular. Además a carga parcial, el punto de estancamiento sobre la lengüeta se desplaza hacia el difusor de salida (Fig. 7-15), dándose lugar a la separación del flujo hacia la zona estrecha de la voluta. Ello, unido al vórtice de recirculación presente en la zona de salida de los canales del rodete, confiere al flujo una gran complejidad en esa zona, por lo que la hipótesis de uniformidad de la amplitud de presión hidráulica puede no ser del todo correcta.
- **Bondad de los ajustes:** A pesar de la dependencia del coeficiente de determinación con el caudal, los resultados presentan una excelente repetibilidad entre los sucesivos ensayos con distinto tipo y número de fuentes respecto a la amplitud de la perturbación hidráulica. Este fenómeno avala los resultados obtenidos de las perturbaciones acústicas, como ya se indicó en el apartado 7.1.1. La bondad de los ajustes se puede apreciar claramente en los gráficos de comparación entre

fluctuaciones experimentales y teóricas de los Anexos IV y V, correspondientes respectivamente al ajuste con 3 focos monopolares y con 2 focos (monopolares o dipolares según el caudal). En efecto, el ajuste de los datos experimentales, que se presenta con sus partes real e imaginarias separadas, resulta muy satisfactorio en todos los casos, sin apenas diferencias cualitativas al pasar de 3 focos a solamente 2 focos.

- **Posición relativa de los álabes:** Como era de esperar, en todos los casos la posición determinada para ambos focos emisores se encuentra en la zona estrecha de la voluta, cerca del extremo de la lengüeta, por lo que en efecto reflejan una generación de ruido atribuible a la interacción fluidodinámica álabe-lengüeta, es decir asociada al paso de los álabes por esa región. A su vez, la posición concreta de los álabes en cada instante de tiempo determina la fase y progreso de las perturbaciones puramente hidráulica (pseudoruido). De acuerdo con las evidencias experimentales de la presente investigación (Fig. 5-12 a 5-16) y con las simulaciones numéricas del flujo mediante CFD, **Barrio (2007)**, en las posiciones de la voluta alejadas de la lengüeta (o incluso en la zona de la lengüeta a caudal nominal) el paso de los álabes frente a cada posición de referencia se corresponde con un mínimo de presión. Este mínimo de presión es el resultado del flujo relativo alrededor del extremo de salida de los álabes entre las caras de presión y succión, que produce velocidades relativas máximas justo por delante del borde frontal del álabe. En consecuencia el mínimo de presión estática se sitúa aproximadamente frente a esa posición (punto Y Fig. 7-14)

Por otro lado, las fases β de los focos ajustados recogidos en el Anexo III van referidas a la fase de las fluctuaciones hidráulicas. Supóngase que se desea precisar la posición de los álabes (concretamente del punto Y) cuando un foco dado, de fase característica β , se encuentra por ejemplo en su máxima amplitud de emisión (positiva, en tal caso se habrá de cumplir que $\omega t + \beta = \pi/2$). Como las fases van a estar referidas a las fluctuaciones hidráulicas, éstas se pueden expresar como:

$$P_H(t, \varphi) = P_b \text{ sen}(\omega t - \varphi) \quad \text{Ec. 7-5}$$

En $\omega t = \pi/2 - \beta$ el extremo de los álabes se encuentra en las posiciones angulares donde P_H es mínima y a su vez P_H es mínima cuando se cumple Ec. 7-6.

Sustituyendo el valor de ωt sobre la Ec. 7-6 se obtiene la Ec. 7-7. Despejando el valor de la posición angular Y en función del desfase angular de la fluctuación hidráulica se obtiene la Ec. 7-8.

$$\omega t - 7 \varphi_Y = -\frac{\pi}{2} + 2 \pi i; \quad i \in Z \quad \text{Ec. 7-6}$$

$$\frac{\pi}{2} - \beta - 7 \varphi_Y = -\frac{\pi}{2} + 2 \pi i \quad \text{Ec. 7-7}$$

$$\varphi_Y = \frac{1}{7}(\pi - \beta + 2 \pi i); \quad i = 0, \dots, 6 \quad \text{Ec. 7-8}$$

A continuación se analizan las propiedades de la emisión sonora obtenida según los distintos rangos de caudal (nominal, sobrecarga, carga parcial) comparándose en cada caso con las características del flujo.

7.2.2 Operación a caudal nominal.

Dentro del rango del caudal nominal, aproximadamente entre el 90% y el 120% del mismo, el ajuste de la propiedades de emisión acústica a la frecuencia de paso de álabe conduce a que dicha emisión se corresponde con la de dos dipolos situados en la zona estrecha de la voluta, estando estos dipolos muy próximos entre sí y muy cerca del extremo de la lengüeta. Ambos focos emiten con una amplitud muy similar pero con un desfase relativo de 180°.

Fuente	Posición angular φ_i [°]	Posición angular β_i [°]	Magnitud relativa C_w/C_{wF1}
Dipolo F1	5	150	1
Dipolo F2	15	-30	1

Tabla 7-2. Parámetros de ajuste en la simulación para caudal nominal.

La Tabla 7-2 muestra los parámetros de ajuste para el caso del caudal nominal. Estos valores hacen que ambos dipolos se comporten prácticamente como un cuadripolo longitudinal al que le correspondería el patrón básico de emisión indicado en la figura 2-17.b. Es decir, desde los dos extremos del cuadripolo se emite con fase invertida respecto a la fase dada por β_I , que va referida a la posición de los álabe con una misma potencia de emisión. Además, el sonido emitido en sentido negativo, hacia el extremo más estrecho de la voluta, al llegar aquí da lugar a una reflexión parcial con desfase de 180° y una transmisión parcial en fase (ver apartado 3.2.3, Fig. 3-8).

Los correspondientes coeficientes de reflexión y transmisión de presión sonora (elementos T_{aa} y T_{ab} de la matriz de dispersión de la Tabla 3-2) son 0,66 y 0,34 respectivamente, o en términos de potencia 0,43 para la potencia sonora reflejada y 0,56 para la transmitida hacia la zona ancha de la voluta y el difusor de salida. Así pues los frentes de onda reflejados que se propagan por la voluta en sentido positivo, llevan aproximadamente la misma fase de emisión dada por el valor β_I (Fig. 7-14). Obviando el efecto del sonido transmitido hace y desde el rodete, el desfase neto acumulado en el trayecto F1-lengüeta-F2, que equivale a un recorrido angular de 20° , es:

$$\Delta\beta = 2 \pi f_{BP} \frac{\Delta\varphi R}{c} = 7,2^\circ \quad \text{Ec. 7-9}$$

La diferencia de fase debida a la diferente posición angular de los focos, expresada en la Ec. 7-9, tiene un valor muy pequeño por lo que a partir de la posición del foco F2, el sonido reflejado desde la lengüeta se combina con el emitido directamente desde F2, contrarrestándose mutuamente. Si además se desprecia el efecto del cambio de la sección de la voluta entre las posiciones de F1 y F2, la amplitud relativa neta de presión sonora emitida desde F2 quedará reducida a 0,34, y la correspondiente magnitud de potencia a 0,12.

Por lo tanto se concluye que el conjunto formado por los dipolos y la lengüeta dan lugar a una emisión con la misma fase, tanto hacia la zona ancha como hacia la zona estrecha de la voluta, aunque en esta última dirección (la de sentido positivo) la energía emitida resulta ser unas 4 veces más pequeña, Fig. 7-14.

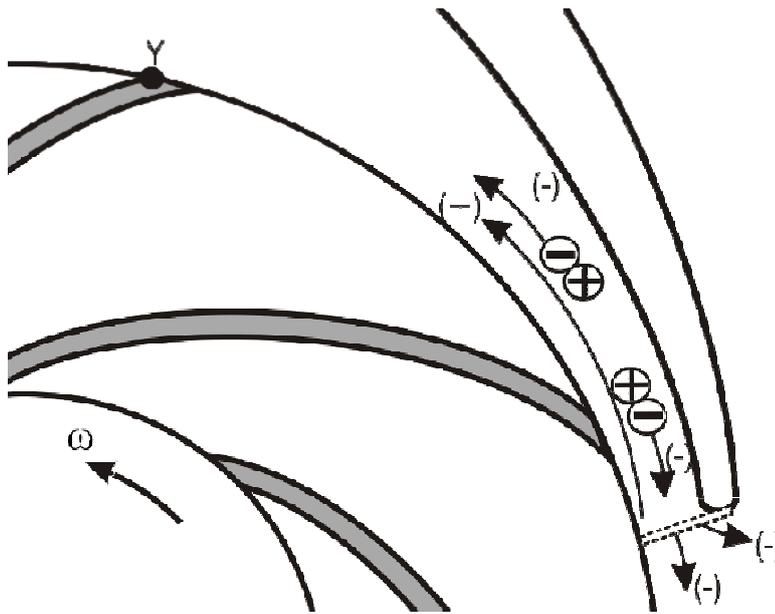


Fig. 7-14. Situación y emisión de los dipolos desfasados 180° a caudal nominal. Emisiones en el sistema de 3 puertos de la lengüeta. Punto Y, punto más exterior de la cara de presión de cada álabe.

La posición de los álabes durante la emisión de los dipolos F1 y F2 está determinada por las fases β_1 y β_2 . En concreto, la posición del borde anterior del extremo de salida del álabe más próximo (punto Y en la Fig. 7-14) en el instante en que la amplitud de emisión desde F1 es máxima en sentido positivo, es:

$$\varphi_{Y1} = \frac{180}{7} - \frac{\beta_1}{7} = \frac{180}{7} - \frac{150}{7} = 4,3^\circ \quad \text{Ec. 7-10}$$

Como el espesor de los álabes tiene una extensión angular de unos 7° en el extremo exterior del rodete, se concluye que en el instante indicado, el álabe se encuentra cruzando frente a la lengüeta, con el extremo delantero frente al dipolo F1. Ese es pues el momento en que es máxima la emisión en fase positiva desde F1, así como la emisión en fase negativa desde F2 (pues $\beta_1 - \beta_2 = 180^\circ$), y también es el momento en el que es máxima la emisión en fase negativa hacia las zonas ancha y estrecha de la voluta. Por otro lado, el paso de los álabes frente a una posición dada se corresponde con una disminución en esa posición de la presión estática (fluctuación hidráulica). Por esa razón, para el rango del caudal nominal, las fluctuaciones hidráulicas y las pulsaciones acústicas van en fase en la zona donde están situados los focos, en correspondencia con el mapa de evolución

temporal de fluctuaciones de presión obtenido de datos experimentales (ver Fig. 5-12). Se trata éste de un resultado previsible, que se justifica por las características del flujo para operación a caudal nominal. En esta situación, el flujo se distribuye de un modo regular alrededor de la lengüeta, sin gradientes acusados de velocidad y presión, y con un punto de estancamiento bien centrado en el extremo de la lengüeta (Fig. 2-16).

El avance progresivo de los álabes se corresponde con el avance de las estelas del flujo relativo de salida del rodete, y supone el traslado de una zona de baja presión, según se muestra en los mapas de distribución de presión obtenidos por **Barrio (2007)** para distintos instantes de tiempo (ver Fig. 7-15) mediante cálculos CFD. Esta zona de baja presión, en el entorno del extremo de salida de los álabes, es debida al flujo relativo inducido entre las caras de presión y succión, que provoca valores de velocidad máximos (y por tanto presiones locales mínimas) ligeramente por delante del borde frontal de salida del álabe (punto Y en la Fig. 7-14). En esta situación, el origen de la presión sonora radica en la proximidad del contorno de la lengüeta al flujo de salida del rodete, lo que hace que sobre dicho contorno existan fluctuaciones de presión de magnitud significativa al pasar los álabes. Estas fluctuaciones de presión sobre la pared, que es rígida, implican que la lámina de fluido en contacto se ha de comprimir y expandir periódicamente con la entidad suficiente como para que se transmita por el medio fluido en forma de ondas acústicas.

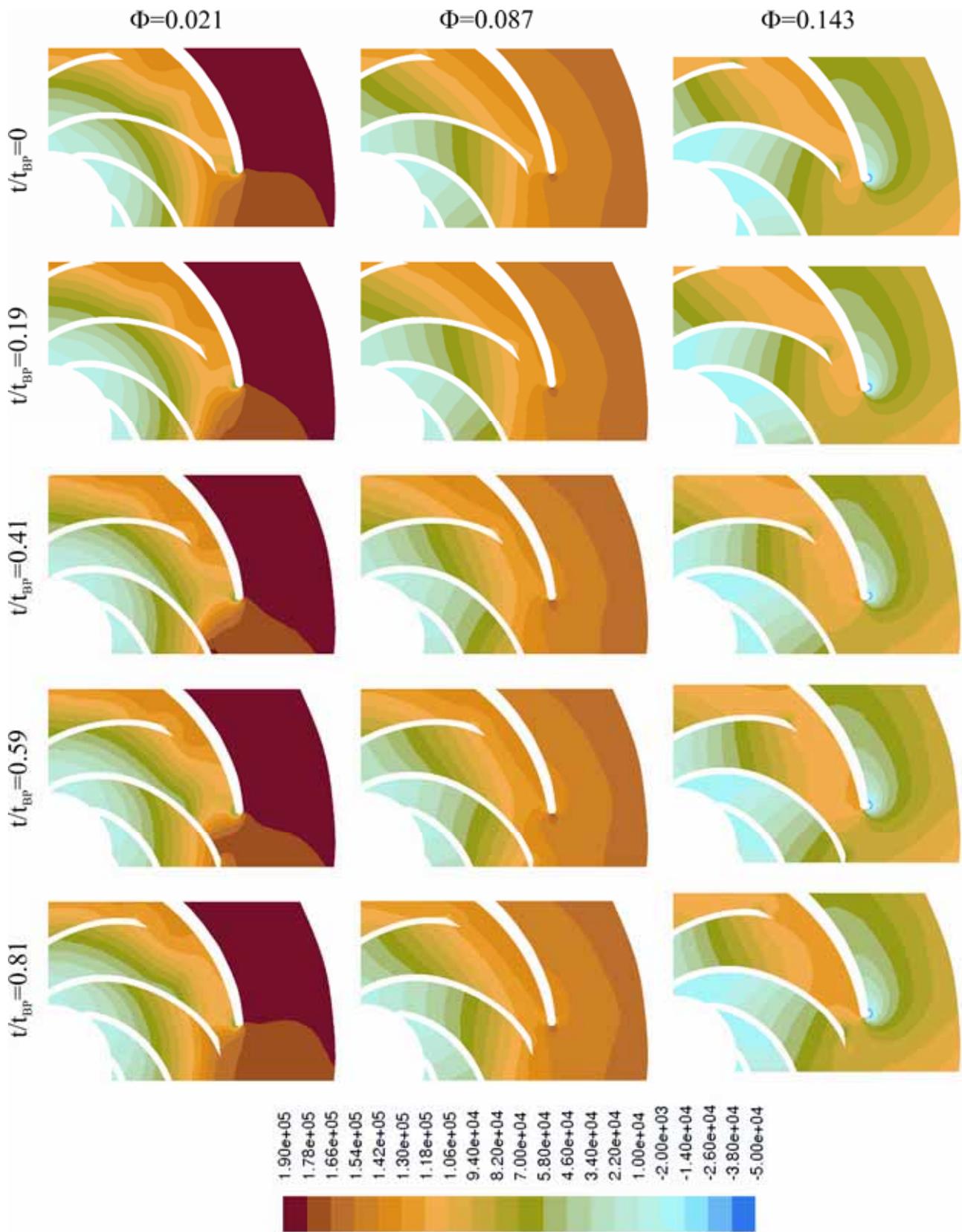


Fig 7-15. Evolución de la presión estática en función del tiempo durante el paso del álabe frente a la lengüeta. Resultados para 3 coeficientes de flujo, 20%, 100 % y 160% del caudal nominal. Barrio et al. (2008).

7.2.3 Operación con caudal mayor del nominal.

Para operación con sobrecarga, con caudales por encima del 120% del caudal nominal, el ajuste de las propiedades de emisión acústica a la frecuencia de paso de álabe arroja resultados bastante similares al caso del rango del caudal nominal, aunque con amplitudes de presión crecientes con el caudal. También ahora la generación se puede representar por dos dipolos muy próximos entre sí y próximos al extremo de la lengüeta (aproximadamente en el intervalo 10°-15°), que emiten con un desfase relativo cercano a los 180° y con amplitudes superiores para el caso del dipolo más cercano a la lengüeta. Los parámetros de ajuste para este rango de caudales se recogen en la Tabla 7-3.

Fuente	Posición angular φ_i [°]	Posición angular β_i [°]	Magnitud relativa C_w/C_{wF1}
Dipolo F1	10	150	1
Dipolo F2	15	0	0,65

Tabla 7-3. Parámetros de ajuste en la simulación para caudal nominal.

El comportamiento de estos dos dipolos se asemeja pues a un cuadripolo longitudinal como en el caso del caudal nominal, si bien ahora existe una cierta distorsión por la diferencia de potencias sonoras por no alcanzar el desfase relativo los 180°. De todas formas, el patrón de emisión es similar al de la figura 7-14. En concreto, el ruido emitido desde F1 en sentido negativo también se refleja en la lengüeta con el coeficiente de reflexión en presión sonora de 0,66 y un desfase de 180°. Dejando de lado los efectos del intercambio sonoro entre la voluta y los canales del rodete, el desfase neto acumulado para el sonido emitido desde F1 hacia la lengüeta y desde ésta hasta F2 (que equivale a un ángulo de 25°) es:

$$\Delta\beta = 2\pi f_{BP} \frac{\Delta\varphi R}{c} = 9,0^\circ \quad \text{Ec. 7-11}$$

En consecuencia ese sonido reflejado desde la lengüeta se combina con el sonido emitido desde F2 en sentido positivo, respecto al cual guardaría un desfase relativo

aproximado de 141° , dándose además la circunstancia de que sus amplitudes son similares. Despreciando el efecto del cambio de la sección de la voluta entre las posiciones de F1 y F2, la amplitud relativa de F2 con respecto a la de F1 es de 0,65 en potencia (0,81 en presión sonora) por 0,66 en presión sonora del sonido reflejado desde la lengüeta. Ambos frentes de onda se contrarrestan en buena parte, dejando una emisión neta con una amplitud relativa aproximada a 0,41 en presión sonora (0,17 en potencia sonora) y una fase de emisión de unos 54° .

Se concluye entonces que el conjunto de los dos dipolos y la lengüeta originan mucha mayor energía hacia la zona ancha de la voluta (sentido negativo) que hacia la zona estrecha (sentido positivo), en una proporción de 3 a 1, si bien a diferencia del caso del caudal nominal, ahora esas dos emisiones no están en fase.

$$\varphi_{Y1} = \frac{180}{7} - \frac{\beta_l}{7} = \frac{180}{7} - \frac{150}{7} = 4,3^\circ \quad \text{Ec. 7-12}$$

La posición Y del álabe, (Fig. 7-14) que atraviesa la zona estrecha de la voluta cuando se tiene máxima emisión del dipolo F1, es de 4,3 (Ec. 7-12), que es el mismo valor obtenido para caudal nominal (debido a que también β_l es el mismo en ambos casos). Sin embargo ahora el máximo de emisión en sentido positivo desde el dipolo F2, se corresponde con la posición del álabe en:

$$\varphi_{Y2} = \frac{180}{7} - \frac{0}{7} = 25,7^\circ \quad \text{Ec. 7-13}$$

Es decir, el dipolo F2 alcanza ese máximo cuando su posición angular queda ligeramente por detrás del extremo posterior del álabe. Por otro lado, al situarse el extremo delantero del álabe (punto Y) frente a F2, es cuando se maximiza la emisión combinada (en fase positiva) del sonido directo desde F2 más el sonido reflejado desde la lengüeta, a su vez procedente de F1.

Al considerar además las perturbaciones hidráulicas, que alcanzan su valor mínimo al pasar el extremo delantero del álabe frente a cada posición, resulta que esa perturbación

va en fase con la emisión acústica neta hacia la zona ancha de la voluta (es decir, en sentido negativo), al igual que ocurría al caudal nominal. En cambio ahora se tiene un cierto desfase entre ambas perturbaciones (hidráulica y acústica) respecto a la emisión en sentido positivo. En conjunto todo ello, justifica los mapas de evolución temporal de las fluctuaciones de presión de las figuras 5-15 y 5-16 (para los caudales del 130% y 160% del caudal nominal respectivamente), obtenidos directamente de los datos experimentales de la presente investigación.

El desplazamiento de la posición angular del dipolo F1, y la modificación de la fase del dipolo F2 respecto al caso del caudal nominal, está relacionado con el desplazamiento hacia la zona estrecha de la voluta del punto de estancamiento sobre la lengüeta. En efecto, ellos supone un cierto retraso de la zona más expuesta a la incidencia directa del flujo de salida de cada canal del rodete (Fig. 2-15), caracterizado por una gran velocidad relativa en la zona más próxima a la cara de succión (Fig. 2-6). El resultado es que el avance de los álabes para caudales elevados da lugar a un patrón similar al caudal nominal, aunque con diferencias más acusadas: en cada posición la presión se hace mínima al acercarse al extremo delantero del álabe (punto Y) y se hace máxima después de haber pasado el álabe por completo. Esto es precisamente el tipo de división reflejado en los mapas de presión estática para distintos instantes de tiempo de la Fig. 7-15, obtenidos por **Barrio (2007)** mediante simulaciones CFD.

Y al igual que con caudal nominal, la emisión sonora es el resultado de las sucesivas compresiones y expansiones del fluido sobre la pared de la zona estrecha de la voluta fruto del paso de los álabes, donde es máxima la magnitud de las fuerzas no estacionarias.

7.2.4 Operación con caudal menor del nominal.

Para el caso de operación a carga parcial, con caudales de hasta el 80% del caudal nominal, el ajuste de las propiedades de emisión acústica a la frecuencia de paso de álabe conduce a representar esa generación mediante dos fuentes monopulares, con valores promedio de posición angular, fase y potencia relativas indicados en la Tabla 7-4:

Fuente	Posición angular φ_i [°]	Posición angular β_i [°]	Magnitud relativa C_w/C_{wF1}
Monopolo F1	7,5	5	1
Monopolo F2	12,5	-177	1,4

Tabla 7-4. Parámetros de ajuste en la simulación para caudal nominal.

Se trata por lo tanto de dos fuentes monopulares que, como en casos anteriores están muy cercanas entre sí y también muy cercanas respecto a la lengüeta. Tienen un orden de magnitud de emisión sonora no muy distinto y su desfase relativo es prácticamente 180°. En consecuencia estos dos monopolos muestran un comportamiento de dipolo (ver Fig. 2-17.a), aunque no lleguen a formar un dipolo puro.

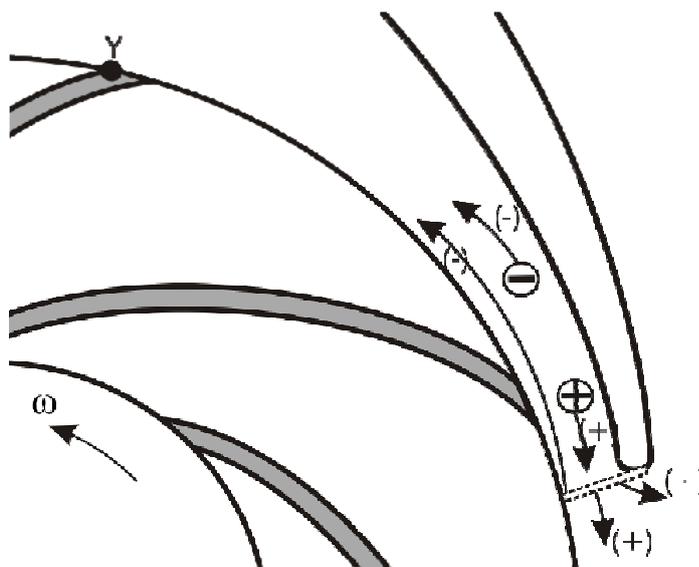


Fig. 7-16. Situación y emisión de los monopolos a caudal nominal. Emisiones en el sistema de 3 puertos de la lengüeta. Punto Y, punto más exterior de la cara de presión de cada álabe.

Por otro lado, el sonido emitido por F1 en sentido negativo, al alcanzar el borde de la lengüeta da lugar a una reflexión con desfase de 180° y a una transmisión hacia la zona ancha de la voluta y hacia el difusor de descarga. El sonido reflejado, cuya amplitud de presión sonora es de 0,66 respecto al sonido incidente (al igual que lo ya descrito para los otros dos rangos de caudal), acaba combinándose con el sonido directamente emitido desde F2 en sentido positivo (ver Fig. 7-16). En cuanto la onda acústica reflejada que circula en sentido antihorario alcanza las posiciones de F2, a partir de ahí ambos frentes de onda van prácticamente en fase, salvo por el efecto del intercambio de sonido entre voluta y canales del rodete. Despreciando además el efecto del aumento de sección de la voluta entre F1 y F2, resulta una emisión neta en sentido positivo (y desfasada 180° de la del foco F1) con una amplitud relativa de presión sonora aproximadamente 1,8 veces la del foco F1. En conjunto, los dos monopolos y la lengüeta, dan lugar a emisiones en las direcciones positiva y negativa (por la zona estrecha y ancha de la voluta respectivamente) que van desfasadas 180° , pero con una emisión de potencia sonora en dirección positiva que es más de 5 veces superior a la de la otra dirección (justo al contrario que con los otros dos rangos de caudales considerados)

La posición del extremo Y del álabe que alcanza la zona estrecha de la voluta cuando es máxima la emisión desde F1 en fase positiva es:

$$\varphi_{Y1} = \frac{180}{7} - \frac{\beta_1}{7} = \frac{180}{7} - \frac{5}{7} = 25^\circ \quad \text{Ec. 7-14}$$

Así pues esa posición de álabe, Ec. 7-14, también coincide con el momento de máxima emisión desde F2, pero con fase negativa. En consecuencia F1 estará en máxima emisión en fase negativa y F2 estará en máxima emisión en fase positiva cuando el álabe se encuentre a medio canal de distancia respecto a F1 $\varphi=25^\circ$. Por lo tanto, con operación a carga parcial ya no se tiene simultaneidad entre las pulsaciones hidráulicas y acústicas como ocurría con los demás rangos de caudal, sino que entre ambos hay unos desfases que, en el caso de las emisiones del foco de mayor potencia F2, equivalen a un cuarto del periodo de paso de álabe. Es decir, las perturbaciones hidráulicas son máximas o mínimas en la posición del foco F2 cuando la emisión desde ese foco está en fase nula.

El motivo para un comportamiento tan distinto al de los apartados 7.2.2 y 7.2.3 estriba en las peculiares características del flujo en la zona de la lengüeta a caudal bajo y en particular, en las características del flujo no estacionario. Como ya se ha indicado, con caudal pequeño, el punto de estancamiento sobre la lengüeta se encuentra desplazado hacia el lado del difusor de salida (ver Fig. 2-16), con lo que parte de la corriente que venía progresando a lo largo de la zona ancha de la voluta se desvía a posiciones radiales más interiores y termina por recircular a través del intersticio rodete-lengüeta.

Por otro lado, por los canales del rodete pasa a ser dominante el flujo de desplazamiento (ver Fig. 7-1), manifestándose como un gran vórtice de recirculación en la zona de salida de los canales y girando en sentido contrario al giro del rodete. Este vórtice sufre una fuerte interacción dinámica con la lengüeta a media que los canales pasan frente a ella, según se muestra en los mapas de velocidad relativa de la Fig. 7-17, obtenidos estos mapas a caudal reducido (20% Q_n) a partir de simulaciones CFD. La presencia del vórtice hace que la corriente que sale de cada canal, muy cerca de la cara de succión, recircule en parte hacia el propio canal entrando de nuevo muy cerca de la cara de presión, de modo que sobre ésta se induce una energía cinética elevada y por lo tanto una presión estática baja en las cercanías de la cara de presión, incluso más baja que la de la cara de succión. Este efecto genera una inversión en el salto de presión a ambos lados de las paredes de los álabes, como se puede apreciar en los correspondientes mapas de evolución de presión de la Fig. 7-15, para el caudal del 20% del nominal. El resultado es que a medida que avanzan los álabes hacia la lengüeta, la presión alcanza un primer máximo relativo por delante de la posición Y de los álabes (Fig. 7-15), debido al punto de estancamiento que delimita al flujo de recirculación sobre la cara de presión de los álabes. Tras sobrepasar la posición angular de la lengüeta se obtiene un segundo máximo relativo de presión de mayor amplitud por la incidencia sobre la voluta del chorro de alta velocidad que circula junto a la cara de succión de los álabes, el cual ha de ser desviado parcialmente hacia atrás. A continuación la presión en la zona estrecha de la voluta se hace mínima, aproximadamente cuando el centro del vórtice de recirculación queda enfrente a cada posición de referencia (véase instante $t^*=0,41$ de la Fig. 7-15) para después volver a subir hasta llegar al primer máximo relativo.

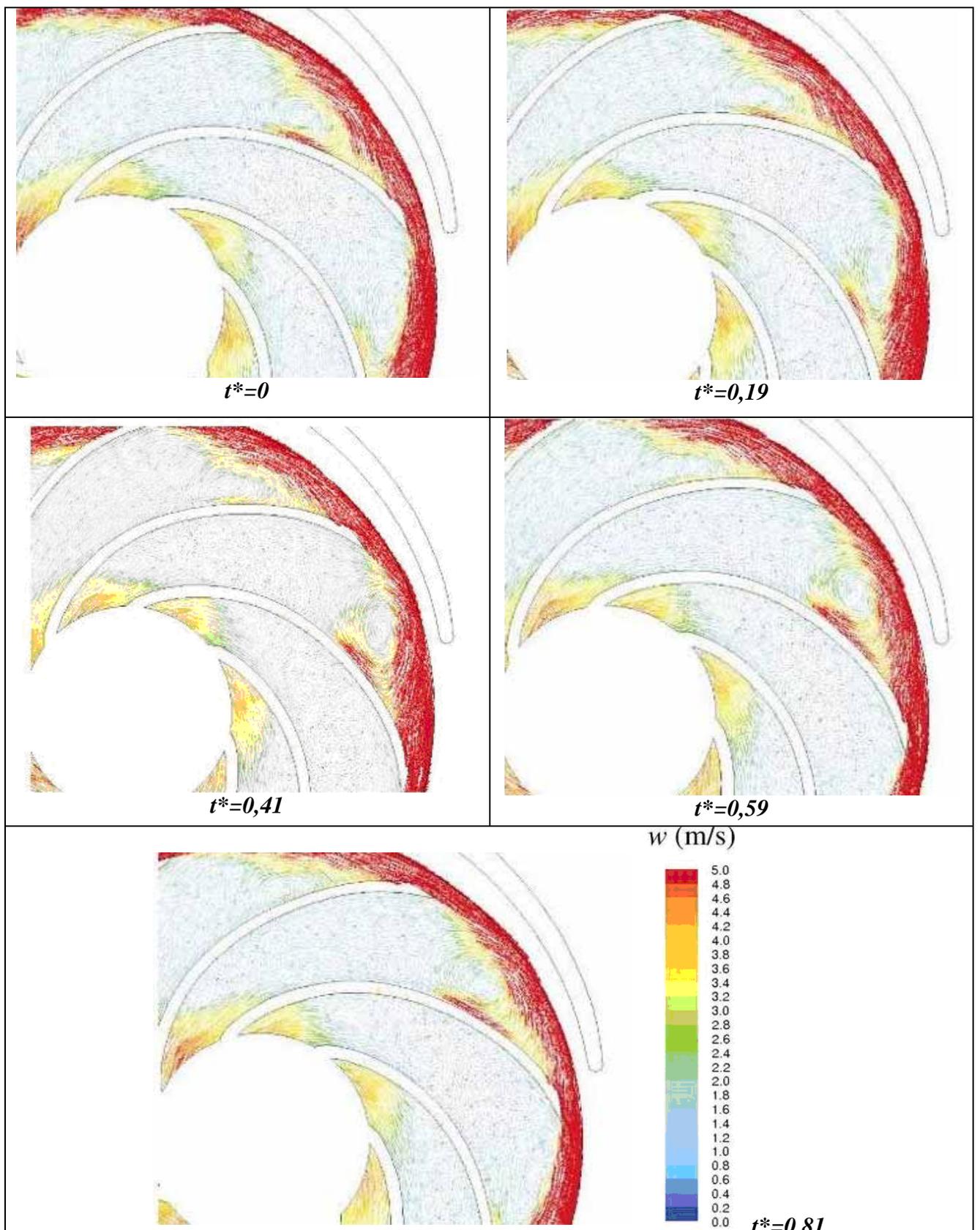


Fig. 7-17. Vectores de velocidad relativa en el rodete para un caudal del 20 % del caudal nominal en cinco instantes equiespaciados durante el paso de un álabe.

Estos fenómenos guardan una buena correspondencia con el patrón de emisión acústica de los focos ajustados. Por ejemplo, cuando la posición Y de los álabes está en 25° , se pudo apreciar cómo se tenía una máxima emisión en fase positiva (presión máxima) hacia la zona ancha de la voluta y hacia el difusor de salida, y máxima emisión en fase negativa (presión mínima) a lo largo de la zona estrecha, en plena concordancia con los mapas de presión estática para $t/t_{BP} = [0,41-0,59]$ de la Fig. 7-15. Asimismo, con el álabe en $\varphi=-1^\circ$ se tenía una máxima emisión en fase negativa (presión mínima) hacia la zona ancha de la voluta y difusor de salida, tal como se observa en los mapa para $t/t_{BP} = [0,81-0,0]$ de la Fig. 7-15.

En suma, para operación con bajo caudal hay un claro desfase entre las fluctuaciones hidráulicas asociadas al paso de los álabes (que serían mínimas justo coincidiendo con la posición Y, a tenor de lo indicado en apartados anteriores) y las fluctuaciones acústicas. Éstas últimas tienen su origen directo en las fuerzas dinámicas asociadas a las fluctuaciones de presión sobre el contorno de la voluta en la proximidad de la lengüeta, que es donde la magnitud de esas fuerzas es más acusada. Esa diferencia de fases entre las perturbaciones hidráulicas y las acústicas se muestra claramente en mapas experimentales de evolución temporal de las figuras 5-13 y 5-14.



8

8 CONCLUSIONES.

En este capítulo se presentan las conclusiones finales alcanzadas durante la elaboración de este trabajo. Estas conclusiones se han clasificado en tres diferentes categorías: procedentes de las medidas experimentales, procedentes de la simulación numérica y por último, referentes al fenómeno de emisión acústica en el interior de la voluta a la frecuencia de paso de álabe. Previamente a estas conclusiones se realiza un breve resumen sobre las fases en las que ha consistido la investigación, para finalizar con las posibles vías de futuras investigaciones.

8.1 Trabajo realizado.

En este trabajo se ha realizado una investigación para el desarrollo de una metodología apropiada para la identificación y caracterización de las fuentes de emisión acústicas en bombas centrífugas de voluta a la frecuencia de paso de álabe. En concreto se han elaborado dos modelos simplificados de simulación del campo sonoro existente en el interior de las bombas centrífugas, ante la presencia de fuentes acústicas ideales (monopolos y dipolos). Ambos modelos simplificados parten de una serie de hipótesis comunes como son:

- Emisión acústica en forma de onda plana en el interior de la voluta.

- La emisión acústica en el interior de la voluta puede ser simulada a partir de una serie de fuentes ideales y puntuales, situadas en posiciones determinadas, en el interior de la bomba.
- El paso de los álabes genera una fluctuación hidráulica, no acústica, que se considera de amplitud constante en cualquier posición angular de la voluta.

Los dos modelos acústicos elaborados difieren principalmente en la forma de contemplar la emisión acústica hacia el oído de aspiración del rodete y en el método iterativo de cálculo de las sucesivas recirculaciones del sonido alrededor de la voluta. Para cuantificar cuál de los dos métodos era el más adecuado se definió un ensayo en el que se calculaba la emisión acústica del conjunto de la bomba hacia la tubería de impulsión al recibir una fuente acústica desde la propia tubería de impulsión. El resultado obtenido indicó que el segundo de los dos métodos planteados era el más adecuado.

Una vez definido el modelo acústico simplificado más adecuado, se incorporó éste a un programa de cálculo que, de forma iterativa, permite comparar las predicciones de fluctuaciones de presión con medidas experimentales, a fin de ajustar los parámetros de emisión acústica.

Esta metodología se puso en práctica sobre una bomba centrífuga convencional de laboratorio, que fue sometida a ensayos de medida de fluctuaciones de presión para un extenso rango de puntos de funcionamiento. Sobre esa misma bomba se realizaron ensayos de medidas de curvas características, ensayos de medidas de impedancias acústicas y ensayos de verificación del modelo acústico. Todo el trabajo se completó con una serie de programas informáticos para simplificar el análisis de los datos obtenidos.

A continuación se enumeran las principales conclusiones obtenidas durante la investigación, agrupadas en tres bloques: referentes a las medidas experimentales, referentes a la simulación acústica y a la emisión acústica a la frecuencia de paso de álabe.

8.2 Conclusiones Específicas.

8.2.1 Conclusiones sobre las medidas experimentales en banco de ensayo.

Fruto de los ensayos experimentales realizados se han obtenido las siguientes conclusiones:

- Al observar los espectros de fluctuaciones de presión sobre un elevado número de puntos (en este caso 36) en la pared de la voluta de la bomba ensayada, y también en los conductos conectados a la bomba, se aprecian los siguientes efectos:
 - Las principales fluctuaciones de presión se registran a la frecuencia de paso de álabe, los armónicos asociados a la frecuencia de paso de álabe, la frecuencia de giro y los armónicos asociados a la frecuencia de giro.
 - La componente de banda ancha de todos estos espectros es bastante baja estando todas las fluctuaciones muy localizadas a determinadas frecuencias.
- Al comparar las fluctuaciones entre distintos puntos de medida se aprecia que los máximos valores de amplitud se localizan en el rango angular $[10^{\circ}-30^{\circ}]$.
- Al variar el punto de operación de la bomba se registran variaciones en las fluctuaciones de presión medidas. A caudal nominal las fluctuaciones son pequeñas con leves diferencias entre las diversas zonas angulares de la voluta. Sin embargo a caudales altos y a caudales bajos se produce un gran aumento de las amplitudes registradas en la zona más estrecha de la voluta.
- Fase de fluctuaciones en función del caudal:
 - En la mayor parte de la voluta, a partir de 120° , las fluctuaciones de presión van en fase con el paso de álabe frente a cada posición monitorizada. Concretamente se tiene el mínimo de presión cuando el álabe está frente a la posición de toma de medida.

-
- En la zona estrecha de la voluta se distinguen dos fenómenos: A caudales altos se produce el mismo efecto que en el punto anterior, se detecta el mínimo de las fluctuaciones de presión cuando el álabe está frente a la posición de medida. Por el contrario a caudales bajos en la zona estrecha de la voluta se produce el efecto contrario: el paso del álabe frente a la posición de medida coincide con las presiones máximas.
 - Naturaleza de las fluctuaciones de presión. Las fluctuaciones de presión se deben a la composición de dos efectos independientes:
 - Fluctuaciones hidráulicas de paso de álabe (pseudosonido). Estas fluctuaciones se trasladan con los álabes, a la velocidad de giro impuesta por los álabes, y son consecuencia del patrón chorro-estela de la corriente relativa a la salida del rodete.
 - Perturbaciones acústicas que se transmiten a la velocidad del sonido. Se generan en la zona estrecha de la voluta y son consecuencia de la interacción fluidodinámica álabe-lengüeta.
 - Magnitud de las fluctuaciones de presión registradas:
 - La amplitud de las fluctuaciones de de presión a la frecuencia de paso de álabe, medidas en una de las paredes de la voluta, llega a alcanzar a caudal bajo un 6% de la altura de elevación. Por otro lado, a caudal alto alcanza el 12% de la altura de elevación de la bomba. En ambos casos es necesario tener en cuenta que las medidas han sido realizadas en una pared de la voluta por lo que se estima que los valores en el centro de la voluta serían más altos.
 - La amplitud de fluctuaciones de presión a la frecuencia de paso de álabe, emitidas al circuito hidráulico, se eleva a un 6% de la altura de elevación de la bomba a caudales altos, a un 1,5% a caudales bajos y a un 1% a caudal nominal. Es importante señalar la dependencia entre las fluctuaciones emitidas al circuito y las características de admitancia acústica de propio circuito. Dependiendo de las características del

circuito pueden producirse resonancias que hagan que la emisión sonora de la bomba tenga gran relevancia.

- Fueron de realizados ensayos para el estudio de la bomba como un sistema acústico pasivo, con el fin de determinar el coeficiente de reflexión desde la tubería de impulsión. Estos ensayos fueron realizados mediante el uso de una fuente acústica independiente cuya frecuencia de emisión era diferente a la frecuencia de la perturbación principal de la bomba. Se obtuvieron los siguientes resultados:
 - El coeficiente de reflexión, fracción de sonido reflejado al circuito respecto al introducido en la propia bomba, alcanzó un valor de 0,8. En términos de energía esto indica que 64% de la energía introducida en la bomba fue reflejada.
 - La fase de la onda reflejada fue de 174° respecto a la onda incidente.
 - Se produjeron ligeras variaciones entre los diferentes ensayos y poca dependencia con la frecuencia de excitación externa.
 - Los resultados obtenidos fueron acordes con los de la literatura existente, **Bardeleben y Weaver (2002)**.
- Los resultados obtenidos de las fluctuaciones de presión en la voluta están de acuerdo con los datos de la literatura técnica y en particular con los resultados previos para la misma voluta con rodets de diámetro inferior, con la diferencia que en este caso las magnitudes son mayores.

8.2.2 Conclusiones sobre la metodología de la simulación acústica.

De la metodología definida en la construcción de un modelo acústico simple capaz de reproducir los fenómenos acústicos en el interior de una bomba se obtuvieron las siguientes conclusiones:

- En las primeras fases de la investigación se estableció un primer modelo acústico, denominado METODO 1, que se caracteriza por la modelización de la propagación

del sonido por la voluta como una propagación a lo largo de un conducto de sección variable con una cierta pérdida progresiva de energía sonora.

- Posteriormente se realizó una versión más avanzada del modelo anterior, denominada METODO 2, donde la voluta se discretiza en una serie de celdas equivalentes a sistemas acústicos de 3 puertos que envían y reciben sonido desde los canales del rodete.
- El METODO 2 de cálculo de campo sonoro permite la posibilidad de anular los parámetros de transmisión de ruido desde la voluta a rodete, es decir como si la salida del rodete estuviera tapada. El resultado de la predicción es idéntico al obtenido con el METODO 1 con lo que se concluye que el METODO 1 no es más que un caso particular del METODO 2. Esto ha permitido validar los posibles errores programación del código en ambos métodos de cálculo.
- Al comparar las predicciones de cada modelo acústico con los datos experimentales del coeficiente de reflexión sonora (módulo y fase) del puerto de impulsión, se comprobó que el primer modelo generaba predicciones erróneas mientras que con el segundo modelo sí se conseguían buenas predicciones. El primer modelo fue desechado y el estudio prosiguió con el modelo denominado METODO 2.
- Como principal parámetro de cálculo del modelo acústico, METODO 2, se tiene el número de celdas en las que se divide la voluta. Se comprobó que apenas cambian los resultados a partir de 18 celdas, siendo los resultados más óptimos para 72 celdas.
- El algoritmo desarrollado para evaluar el campo sonoro, que supone el cálculo iterativo de las sucesivas recirculaciones del sonido emitido desde una fuente arbitraria por todo el interior de la máquina (voluta, rodete y circuito de impulsión), converge hacia una solución en un tiempo razonablemente corto. Por esta razón se considera muy adecuado el algoritmo para su aplicación de forma repetitiva variando parámetros de las fuentes, de acuerdo con el propósito de la investigación.
- Los campos sonoros que se predicen para la geometría de la bomba de interés y a las frecuencias de paso de álabe, se caracterizan por alcanzar las máximas

amplitudes en la zona más próxima a los focos y por significativas variaciones de fase (de unos 100°) alrededor de la voluta.

- Para la implementación práctica de los modelos acústicos definidos se elaboró un programa informático denominado Programa General de Cálculo. Este programa determina las propiedades ideales de las fuentes acústicas por comparación con los datos experimentales. El programa usa un algoritmo de búsqueda iterativa de máximos locales especialmente diseñado para esta aplicación, que ha demostrado converger de forma rápida y eficaz hacia el conjunto de las propiedades de las fuentes óptimas. Todo esto teniendo en cuenta que es capaz de realizar predicciones con hasta 3 fuentes acústicas, lo que implica el ajuste de 11 parámetros simultáneos.
- Para la valoración del grado de similitud entre las predicciones realizadas por el modelo acústico y las medidas experimentales del campo de fluctuaciones de presión, se investigó y se encontró una definición especial de un coeficiente de determinación, denominado R^2 . Este coeficiente resulta ser independiente de la referencia de fases de los datos experimentales, lo que supone una ventaja pues los coeficientes de regresión habituales no verifican esta independencia.
- En cada proceso de iteración se parte de unos valores iniciales de las fuentes sonoras actuantes, y se acaba llegando a unos valores de fuentes a los que corresponde el máximo local relativo de coeficiente de determinación. Para poder alcanzar el máximo absoluto se hace necesario repetir el proceso iterativo partiendo de distintas propiedades de inicio, y variando éstas de forma sistemática.

8.2.3 Conclusiones sobre la emisión acústica a la frecuencia de paso de álabe.

Una vez adquiridos los datos experimentales del banco de ensayo y habiendo realizado una serie sistemática de simulaciones con el Programa General de Cálculo, se obtuvieron las siguientes conclusiones relacionadas con la emisión acústica a la frecuencia de paso de álabe.

- La amplitud de la fluctuación hidráulica (pseudosonido) obtenida para cada caudal, tras aplicar el Programa General de Cálculo de determinación de fuentes acústicas ideales considerando distintos números de fuentes y tipos (1 monopolo, 1 dipolo, 1 monopolo más 1 dipolo, etc.), siempre tiene los mismos valores de forma sistemática en todas las simulaciones. Esto indica que la metodología desarrollada permite una separación eficiente entre las fluctuaciones hidráulicas y las puramente acústicas.
- La amplitud de fluctuación hidráulica encontrada crece de forma aproximadamente lineal con el caudal, salvo para los caudales más pequeños. Este crecimiento es consecuencia de la combinación del flujo promedio a través de los canales del rodete con el flujo de desplazamiento, siendo éste último el origen de una diferencia de presión entre las caras de presión y succión de los álabes, que a su vez crece con el caudal.
- En cuanto a la perturbación de paso de álabes, ésta muestra un efecto sobre las fluctuaciones totales muy diferente dependiendo del caudal impulsado y de la posición angular. En posiciones cercanas al extremo de la lengüeta, la fluctuación hidráulica sólo es predominante a caudales próximos al nominal. En posiciones alejadas al extremo de la lengüeta la fluctuación hidráulica de paso de álabe es predominante a cualquier caudal.
- Dado un cierto caudal, mientras que para las perturbaciones hidráulicas se obtiene una amplitud prácticamente independiente del resto de los parámetros de ajuste, la potencia de emisión sonora que se predice para las fuentes asociadas a la interacción álabe-voluta adquieren órdenes de magnitud muy dispares dependiendo del número y tipo de focos considerados. Esto es consecuencia de la tendencia de los focos a agruparse en posiciones angulares próximas y con desfases relativos

cercanos a los 180° , de modo que estos focos se contrarrestan parcialmente entre sí. Este efecto contrarrestador puede resultar reforzado por la reflexión en la zona de la lengüeta cuando alguno de los focos está próximo a su extremo.

- Tras aplicar el Programa General de Cálculo considerando distintas combinaciones de fuentes ideales, se encontró que aunque el ajuste con mayor valor de coeficiente R^2 corresponde al empleo de 3 focos, el ajuste considerado óptimo corresponde a 2 focos monoplares para la operación de la bomba a carga parcial (hasta $80\% Q_n$) y 2 focos dipolares para $Q \geq 90\% Q_n$. En ambas situaciones los focos se encuentran en la zona estrecha de la voluta, lo que confirma que representan el efecto de la interacción álabe-lengüeta.
- Como se esperaba, la magnitud de la potencia sonora de las fuentes ajustadas, resulta ser tanto mayor cuanto más alejado está el caudal del valor nominal. Asimismo las fuentes reflejan cambios de posición angular y de fase de emisión con el caudal, debido a los cambios en las características del flujo en la zona de la lengüeta. Estos cambios en las características del flujo son debidos principalmente al desplazamiento del punto de estancamiento alrededor de la lengüeta.
- Características de los focos a caudal nominal:
 - Focos dipolares situados en la posición 5° - 15° aproximadamente.
 - Amplitud de emisión similar para ambos focos.
 - Desfase relativo entre ambos focos de 180° aproximadamente.

Se puede concluir que esta pareja de focos se comporta como un cuadripolo en línea, que en combinación con la lengüeta, dan lugar a una emisión en fase en el sentido positivo (por la zona estrecha de la voluta) y en el sentido negativo (hacia la zona ancha de la voluta y el difusor de descarga) aunque con mayor magnitud de emisión en esta última dirección. Además esta emisión acústica va en fase con las perturbaciones hidráulicas de paso de álabes frente a las posiciones de ambos dipolos.

- Características de los focos a carga parcial, hasta 80% Q_n :
 - Focos monopolares situados en la zona 7°-10° aproximadamente.
 - Amplitud de emisión mayor en un 40% para el foco más alejado de la lengüeta.
 - Desfase relativo entre ambos focos de 180°.

Se puede concluir que esta pareja de focos se comporta como un dipolo, que en combinación con la lengüeta, dan lugar a una emisión de energía sonora preferentemente en la dirección positiva (es decir, en sentido de crecimiento de la voluta), y con menor magnitud desfasado 180° en la dirección opuesta. A su vez, las perturbaciones hidráulicas de paso de álabes frente a las posiciones de los dos monopolos llevan un desfase de unos 90°.

- Características de los focos a sobrecarga, $Q \geq 130\% Q_n$:
 - Focos dipolares situados en la zona 10°-15° aproximadamente.
 - Amplitud de emisión mayor en un 40% para el foco más próximo a la lengüeta.
 - Desfase relativo entre ambos focos de 150°.

Se puede concluir que esta pareja de focos se comporta como un cuadrípulo en línea distorsionado, que en combinación con la lengüeta originan un patrón de emisión similar al caso de caudal nominal. Respecto a la emisión a caudal nominal, en este caso existe una mayor proyección de energía sonora en la dirección negativa (es decir, hacia la zona ancha de la voluta y al difusor de descarga), la cual también va en fase con las perturbaciones hidráulicas del paso de álabes frente a las posiciones de los dipolos.

- En el rango del caudal nominal y con caudales elevados, el origen de la emisión sonora radica en la depresión que acompaña al borde de salida de los álabes (a su vez debido al flujo relativo de punta entre las caras de presión y succión). Esta depresión repercute especialmente sobre la pared de la zona estrecha de la voluta, por ser aquí mínima la distancia respecto al álabe, de modo que sobre ese contorno

se van induciendo sucesivas compresiones y expansiones con la suficiente magnitud como para originar desde ahí una significativa emisión acústica a la frecuencia de paso de álabe.

- En el caso de operación a carga parcial, la generación de sonido a la frecuencia de paso de álabe está condicionada por la presencia destacada del vórtice de recirculación en la salida de los canales del rodete. De esta forma, en la zona estrecha de la voluta, se inducen presiones mínimas cuando hay alineamiento con el corazón del vórtice y presiones máximas cuando se aproxima y se alejan los álabes respecto a una posición de referencia. De nuevo la sucesión de compresiones y depresiones sobre el contorno de la zona estrecha de la voluta, donde esas fluctuaciones son más acusadas, se traduce en la emisión de pulsaciones acústicas. Estas pulsaciones acústicas en el caso de caudales bajos, se caracterizan por llevar una fase respecto al paso de los álabes que es opuesta a la del caudal nominal y caudal elevado.

8.3 Trabajos futuros.

Con las conclusiones establecidas en la presente investigación se han descubierto una serie de posibles líneas de investigación que ampliarían el presente estudio. Son las siguientes:

- Convergencia del algoritmo de Campo Sonoro. Esta convergencia no se obtiene ante la imposición de determinados parámetros de cálculo:
 - Al exceder un determinado número de celdas.
 - Al considerar el sonido reintroducido en la voluta proveniente del rodete. Este sonido viaja por los canales del rodete, alcanza el oído de aspiración y allí la mayor parte se refleja por el mismo canal y otra componente se transmite al resto de los canales, no estando considerada esta última componente en el modelo actual.
- Desarrollo avanzado del modelo acústico, atendiendo a los problemas actuales de:
 - Tendencia de las fuentes sonoras a situarse en las fronteras entre celdas de la voluta.
 - Disparidad de órdenes de magnitud de potencia sonora según se estén considerando una o varias fuentes o el tipo de fuentes, monopolares o dipolares.
 - Sonido intercambiado entre voluta y canales del rodete. El modelo acústico no tiene en cuenta el desfase que debe de llevar la onda acústica según se trate de sonido que circule por la voluta o sonido que retorne del oído de aspiración de la bomba.
- Extensión de la caracterización experimental de las propiedades pasivas acústicas de la bomba de ensayo para determinar los cuatro coeficientes de transmisión de la matriz de dispersión de la bomba, tomada ésta como un sistema acústico de 2 puertos. Este sistema de dos puertos estaría formado por la bomba, la tubería de aspiración y la tubería de impulsión siendo estas últimas los 2 puertos a considerar. Para caracterizar la transmisión acústica de la bomba en estas condiciones se deben

de realizar ensayos en los que, mediante el uso de una fuente acústica externa que emita a una frecuencia diferente de la frecuencia de paso de álabe de la bomba, sea posible obtener la relación entre el sonido emitido y recibido entre la bomba y el resto del circuito. Esta relación entre sonido emitido y recibido proporciona los valores de los coeficientes de la matriz de dispersión. Realizando estos ensayos variando las frecuencias de excitación de la fuente acústica externa, se pueden obtener los valores característicos medios de la matriz de dispersión de la bomba como un sistema de dos puertos. En todos estos ensayos el rodete de la bomba ha de estar en movimiento, a una velocidad de rotación que no interfiera con la fuente externa, y así no exista una dependencia entre los valores obtenidos y el posicionamiento de los álabes del rodete. Posteriormente se debe aplicar el modelo acústico de la bomba al caso del circuito de aspiración con reflexión parcial de sonido (terminación no anecoica), es decir predecir con el modelo acústico los coeficientes de la matriz y contrastar las predicciones del modelo con los valores obtenidos mediante medidas experimentales. En la presente investigación sólo se ha podido efectuar esta comparación para el coeficiente de reflexión correspondiente al puerto de descarga de la bomba, debido a la ausencia de sonido reflejado desde el conducto de aspiración hacia la bomba en el rango de frecuencias de interés.

- Verificación de las predicciones del modelo acústico (Procedimiento del Campo Sonoro) por comparación con predicciones de un programa de cálculos por elementos de contorno (BEM).
- Extensión del modelo acústico para la inclusión de fuentes sonoras que puedan estar situadas en zonas de la bomba distintas a la voluta y al difusor de salida. Tal podría ser el caso de sonido atribuible a la interacción entre las aletas guía anti-prerrotación (situadas en el oído de aspiración de la bomba) y el borde de ataque de los álabes del rodete. En estos casos con frecuencias características también coincidentes con la frecuencia de paso de álabes y armónicos.
- Extensión de la aplicación del Programa general de Cálculo al ajuste de propiedades de emisión acústica a otras frecuencias distintas de la de paso de álabe, en particular a los armónicos de la frecuencia de paso de álabe, a la frecuencia de

rotación y a los armónicos de la frecuencia de rotación. En cada caso se habría de disponer previamente de un amplio conjunto de medidas de fluctuaciones de presión a las frecuencias de interés, en diversas posiciones de la máquina y para distintos caudales.

- Aplicación del Programa General de Cálculo para la determinación de los parámetros característicos de la generación sonora, a la frecuencia de paso de álabe, para máquinas con diferentes geometrías y velocidades específicas. En particular se considera de especial interés la aplicación del programa sobre bombas con rodets de diferentes diámetros de salida, a fin de mostrar el efecto del intersticio álabe-lengüeta. En cada caso se habría de realizar previamente el correspondiente estudio experimental de medidas de fluctuaciones de presión en diversas posiciones de la máquina.

Referencias



REFERENCIAS.

Adkins D.R., Brennen C.E. (1988): “Analysis of Hydrodynamic Radial forces on Centrifugal Pump Impellers”, ASME Journal of Fluids engineering. 110, I, 20-28.

Bardeleben M., Weaver D.S. (2002): “Investigation into the passive acoustic properties of a centrifugal pump”. Sixth 1000 Island Fluids Mechanics Meeting, Gananoque, Canadá.

Barrand J.P., Jaremczak M., Talha M. (1993): “Pressure Fluctuations and Waves within a Pump Impeller”. Proceedings 1st International Symposium on Pump Noise and Vibrations (Clamart, Francia), 35-42.

Barrio R. (2007): “Carga fluidodinámica en bombas centrífugas por interacción rodete-voluta”. Tesis Doctoral, Universidad de Oviedo.

Barrio R., Blanco E., Parrondo J.L., González J., Fernández J. (2008): “The effect of impeller cut-back on the fluid-dynamic pulsations and load at the blade passing frequency in a centrifugal pump”. ASME Journal of Fluids Engineering 130, 111102. 2008.

Blake W.K. (1986): “Mechanics of flow-induced sound and vibration”. Academic Press, Orlando (EEUU).

Blanco E., Ballesteros R. (1994): “Análisis de incertidumbre en mecánica de fluidos”. Servicio de publicaciones de la Universidad de Oviedo, Oviedo (España), ISBN 84-604-9677-5.

Blanco E., Barrio R., Parrondo J.L., González J., Fernández J. (2005): “Fluid-Dynamic Pulsations and Radial Forces in a Centrifugal Pump with Different Impeller Diameters”. Paper FEDSM2005-77631, Proceedings ASME Fluids Engineering Summer Conference, Houston (EEUU).

Brennen C.E. (1994): “Hydrodynamics of Pumps”. Oxford University Press y Concepts NREC, White River Junction, VT (EEUU).

Bolleter U. (1993): “Interaction of Pumps and Piping Systems with Regard to Pressure Pulsations”. Proceedings of the 1st International Symposium on Pump Noise and Vibrations. CETIM, Clamart (Francia), 3-10.

Chu S., Dong R., Katz J. (1995a): “Relationship between Unsteady Flow, Pressure Fluctuations, and Noise in a Centrifugal Pump—Part A: Use of PDV Data to Compute the Pressure Field”. ASME Journal of Fluids Engineering 117, 24-29.

Chu S., Dong R., Katz J. (1995b): “Relationship between Unsteady Flow, Pressure Fluctuations, and Noise in a Centrifugal Pump—Part B: Effects of Blade-Tongue Interactions”. ASME Journal of Fluids Engineering 117, 30-35.

Cooper P. (1996): “Perspective: The New Face of R&D—A Case Study of the Pump Industry”. ASME Journal of Fluid Engineering, 118, 654-664.

Crespo A. (2006): “Mecánica de Fluidos”. ITES-Paraninfo, Madrid.

Croba D., Kueny J.L. (1996): “Numerical calculation of 2D, unsteady flow in centrifugal pumps: impeller and volute interaction”. International Journal of Numerical Methods in Fluids 22, 467-81.

Dong R., Chu S., Katz J. (1992a): “Quantitative Visualization of the Flow Within the Volute of a Centrifugal Pump. Part A: Technique”. ASME Journal of Fluids Engineering 114, 390-395.

Dong R., Chu S., Katz J. (1992b): “Quantitative Visualization of the Flow Within the Volute of a Centrifugal Pump. Part B: Results and Analysis”. ASME Journal of Fluids Engineering 114, 396-403.

Dong R., Chu S., Katz J. (1997): “Effect of Modification to Tongue and Impeller Geometry on Unsteady Flow, Pressure Fluctuations and Noise in a Centrifugal Pump”. ASME Journal of Turbomachinery 119, 506-515.

Eckardt D. (1975): “Instantaneous Measurements in the Jet/Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller”. ASME Journal of Engineering for Power 97, 337-346.

Elholm T., Ayder E., Van de Braembussche R. (1992): “Experimental Study of the Swirling Flow in the Volute of a Centrifugal Pump”. ASME Journal of Turbomachinery 114, 366-372.

Fernández O. (2003): “Estudio experimental y teórico de las fluctuaciones de presión en bombas centrífugas”. Proyecto fin de carrera, Escuela Politécnica Superior de Ingeniería de Gijón, Universidad de Oviedo.

Fabrice C., Charley J., Caignaert G. (1998): “Waves propagation in a single volute centrifugal pump: hydroacoustic behaviour and transfer matrix”. Internoise-1998, Auckland, Nueva Zelanda.

Fletcher N., Rossing T. (1990): “The physics of musical instruments”. Editorial Springer-Verlag New York.

González J. (2000): “Modelización numérica del flujo no estacionario en bombas centrífugas. Efectos dinámicos de la interacción entre rodete y voluta”. Tesis Doctoral, Departamento de Energía, Universidad de Oviedo.

González J., Fernández J., Blanco E., Santolaria C. (2002): “Numerical simulation of the dynamic effects due to impeller-volute interaction in a centrifugal pump”. ASME Journal of Fluids Engineering 124, 348-355.

González J., Santolaria C. (2006): “Unsteady Flow Structure and Global Variables in a Centrifugal Pump”, ASME Journal of Fluids Engineering 128, 937-946

Gopalakrishnan S. (1999): “Pump Research and Development: Past, Present, and Future, An American Perspective”. Journal of Fluids Engineering, 121, 237–247.

Greitzer E.M. (1981): “The Stability of Pumping Systems-The 1980 Freeman Scholar Lecture”. ASME Journal of Fluids Engineering 103, 193-242.

Guelich J.F., Bolleter U. (1992): “Pressure Pulsations in Centrifugal Pumps”. ASME Journal of Vibrations and Acoustics 114, 272-279.

Hasegawa Y., Kikuyama K., Maeda T., Murakami M. (1990a): “Unsteady Pressure Distributions and Forces on the Impeller Blades of a Centrifugal Pump”. Paper F1, Proceedings XV IAHR Symposium, Belgrado.

Hasegawa Y., Kikuyama K., Maeda T. (1990b): “Effects of Blade Number on Hydraulic Force Perturbation on Impeller of Volute-Type Centrifugal Pump”, JSME International Journal Series II, 33, 736-742.

Jekat W.K., (1986): “Centrifugal Pump Theory”. En Karassik, I.J., Krutzsch, W.C., Fraser, W.H., Messina, J.P, Pump HandBook, 2nd ed., McGraw-Hill, New York (EEUU).

Jeon W.H., Lee D.J. (1999): “An analysis of the flow and aerodynamic acoustic sources of a centrifugal impeller”. Journal of Sound and Vibration.

Jeon W.H., Lee D.J. (2003): “A numerical study on the flow and sound fields of centrifugal impeller located near a wedge”. Journal of Sound and Vibration.

Kato C., Yamade Y., Wang H., Katsura H., Takano, Y., Yoshimura S., Jiang Y.Y., Imai R., Yoshida T. (2005): “Prediction of the noise from a multi-stage centrifugal pump”. Paper FEDSM2005-77312, Proceedings ASME Fluid Engineering Summer Meeting, Houston (EEUU).

Kaupert K.A., Staubli T. (1999a): “The Unsteady Pressure Field in a High Specific Speed Centrifugal Pump Impeller—Part I: Influence of the Volute”. ASME Journal of Fluids Engineering, 121, 621-626.

Kaupert K.A., Staubli T. (1999b): “The Unsteady Pressure Field in a High Specific Speed Centrifugal Pump Impeller—Part II: Transient Hysteresis in the Characteristic”. ASME Journal of Fluids Engineering, 121, 627-632.

Kinsler L. E., Frey A. E., Coppens A. B. (1988): “Fundamentos de Acústica”. Edt. Limusa.

Kittredge C.P. (1985): “Centrifugal Pumps: General Performance Characteristics”, in Karassik, I.G., Krutzsch, W.C., Fraser, W.H., Messina, J.P, Pump handbook (2nd ed.), McGraw Hill, New York (EEUU).

Langthjem M.A., Olhoff N. (2004a): “A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump. Part I:Hydrodynamics”. Journal of Fluids and Structures 19, 349-368.

Langthjem M.A., Olhoff N. (2004b): “A numerical study of flow-induced noise in a two-dimensional centrifugal pump. Part I: Hydroacoustics”. Journal of Fluids and Structures 19, 369-386.

Lighthill M.J. (1952): “On Sound Generated Aerodynamically. I. General Theory,” *Proceedings of the Royal Society of London. A* 211, 564-587.

Longatte F., Kueny J.L. (1999): “Analysis of rotor-stator-circuit interactions in a centrifugal pump”. Paper FEDSM1999-6866, Proceedings ASME Fluid Engineering Summer Meeting, San Francisco (EEUU).

Lorett J.A., Gopalakrishnan S. (1986): “Interaction between impeller and volute of pumps at off-design conditions”. ASME Journal of Fluids Engineering 108, 12-18.

Majidi K. (2005): “Numerical Study of Unsteady Flow in a Centrifugal Pump”. ASME Turbomach; 127:363-71.

Miner S.M., Beaudoin R.J., Flack R.D. (1989): “Laser Velocimeter Measurements in a Centrifugal Flow Pump”. ASME Journal of Turbomachinery 111, 205-212.

Morgenroth M., Weaver W.S. (1998): “Sound Sound Generation by a Centrifugal Pump at Blade Passing Frequency”. ASME J. Turbomach., 120, 736–743.

Naudascher E., Rockwell D. (1994): “Flow-Induced Vibrations-An Engineering Guide”. A.A.Balkema, Rotterdam (Holanda).

Neise W. (1992): “Review of fan noise generation mechanisms and control methods”. Proceedings of the International Symposium on *Fan Noise*, ed. A. Guedel, CETIM, Senlis (Francia).

Neumann B. (1991): “The Interaction between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump”. Mechanical Engineering Publications Limited, London (Reino Unido).

Parrondo J.L., Fernández J., Santolaria C., González J. (1996): “Measurements in the dynamic pressure field of the volute of a centrifugal pump”. Proc. XVIII IAHR Symp. on Hydraulic Machinery and Cavitation, eds.:E. Cabrera et al., Kluwer Academic Publishers, Dordrecht (Holanda), 401-410.

Parrondo J.L., Antuña J., González J., Fernández J., (2002a): “A Study on the Unstable Coupling between Pumps and Hydraulic Circuits with Entrapped Gas Pockets”. Paper FEDSM2002-31317, Proceedings ASME-European Fluids Engineering Summer Conference, Montreal (Canada).

Parrondo J.L., González J., Fernández J. (2002b): “The Effect of the Operating Point on the Pressure Fluctuations at the Blade Passage Frequency in the Volute of a Centrifugal Pump”. ASME Journal of Fluids Engineering, 124, 784-790.

Parrondo J.L., González J., Fernandez J., Pérez J. (2002c): “A comparison between the Fbp pressure fluctuation data in the volute of a centrifugal pump and the predictions from a simple acoustical model”. Symposium on hydraulic machinery and systems, Lausanne.

Parrondo J.L., Fernández J., García I., Ruíz E. (2006): “Noise transmission through duct divisions in air circuits, considered as 3-port acoustic systems”. Journal of Sound and Vibration, 296, 183-194.

Rzentkowski G., Forest J.W., Martin D.G. (1993): “Acoustical characterization of the heat transport system of Darlington nuclear generation station: analysis technique and results”. Proceedings of the 1st International Symposium on Pump Noise and Vibrations. CETIM, Clamart (Francia), 289-300.

Rzentkowski G., Zbroja S. (2000a): “Acoustic characterization of a CANDU primary heat transport puma at the blade-passing frequency”. Nuclear Engineering and design, 196, 63-80.

Rzentkowski G., Zbroja, S. (2000b): “Experimental characterization of centrifugal pumps as an acoustic source at the blade-passing frequency”. Journal of Fluids and Structures 14, 529-558.

Spencer R., Amaral-Teixeira J. (2008): “Investigation into pressure pulsations in a centrifugal pump using numerical methods supported by industrial tests”. Computers and Fluids 37, 690-704.

Talha A., Barrand J.P., Caignert G. (2002): “Pressure Fluctuations on the Impeller Blades of a Centrifugal Turbomachine: a Comparative Analysis between Air and Water Tests”. International Journal of Acoustics and Vibration 7, 45-51.

Turner J. D., Pretlove A.J. (1991): “Acoustics for engineers”. Editorial McMillan, Londres

Timouchev S., Turret J. (2002): “Numerical simulation of BPF pressure pulsation field in centrifugal pumps”. Proceedings 19th International Pump Users Symposium, Houston (EEUU).

Timouchev S. (2005): “Computational study of pressure pulsation in a medium specific speed pump”. Paper FEDSM2005-77354, Proceedings ASME Fluid Engineering Summer Meeting, Houston (EEUU).

Wang H., Tsukamoto H. (2001): “Fundamental Analysis on Rotor-Stator Interaction in a Diffuser Pump by Vortex Method”. ASME Journal of Fluids Engineering, 123, 737-747.

White F. M. (2003): “Mecánica de Fluidos”. McGraw-Hill. México.

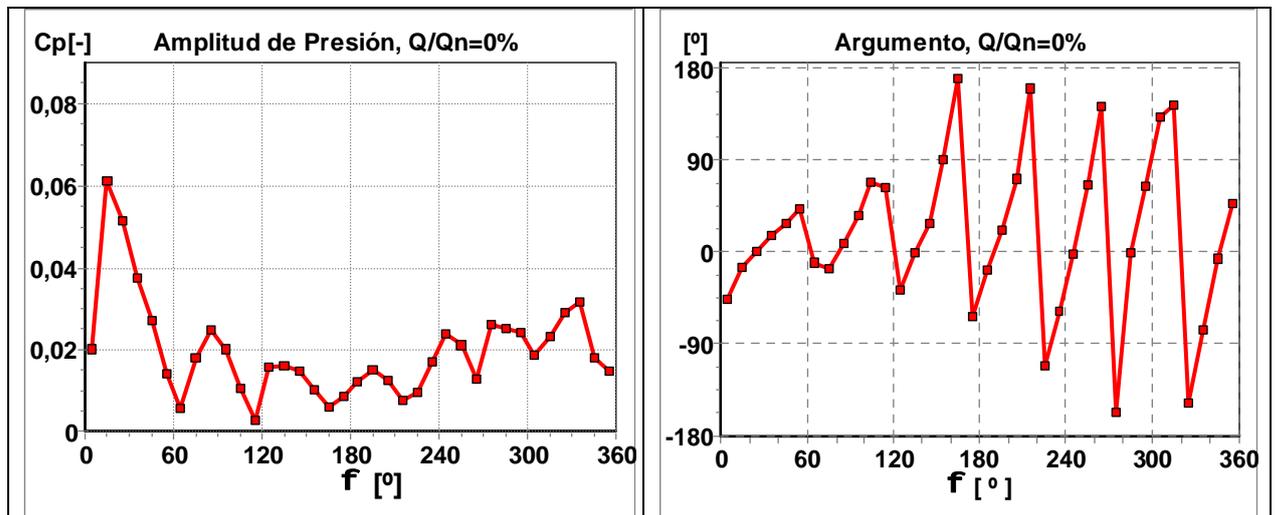
Wo A.M., Bons J.P. (1994): “Flow Physics Leading to System Instability in a Centrifugal Pump”. ASME Journal of Turbomachinery 116, 612-620.

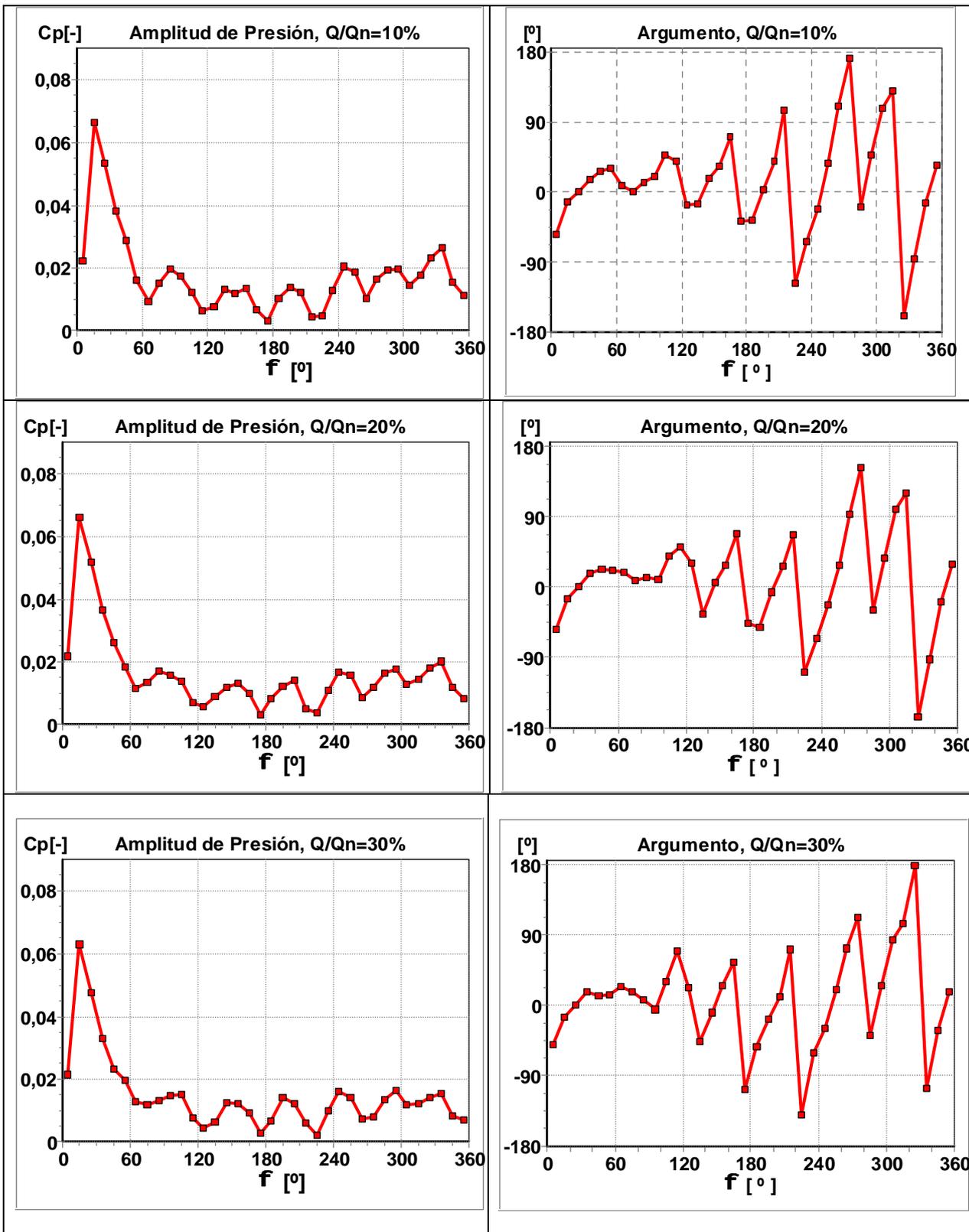
Anexo I

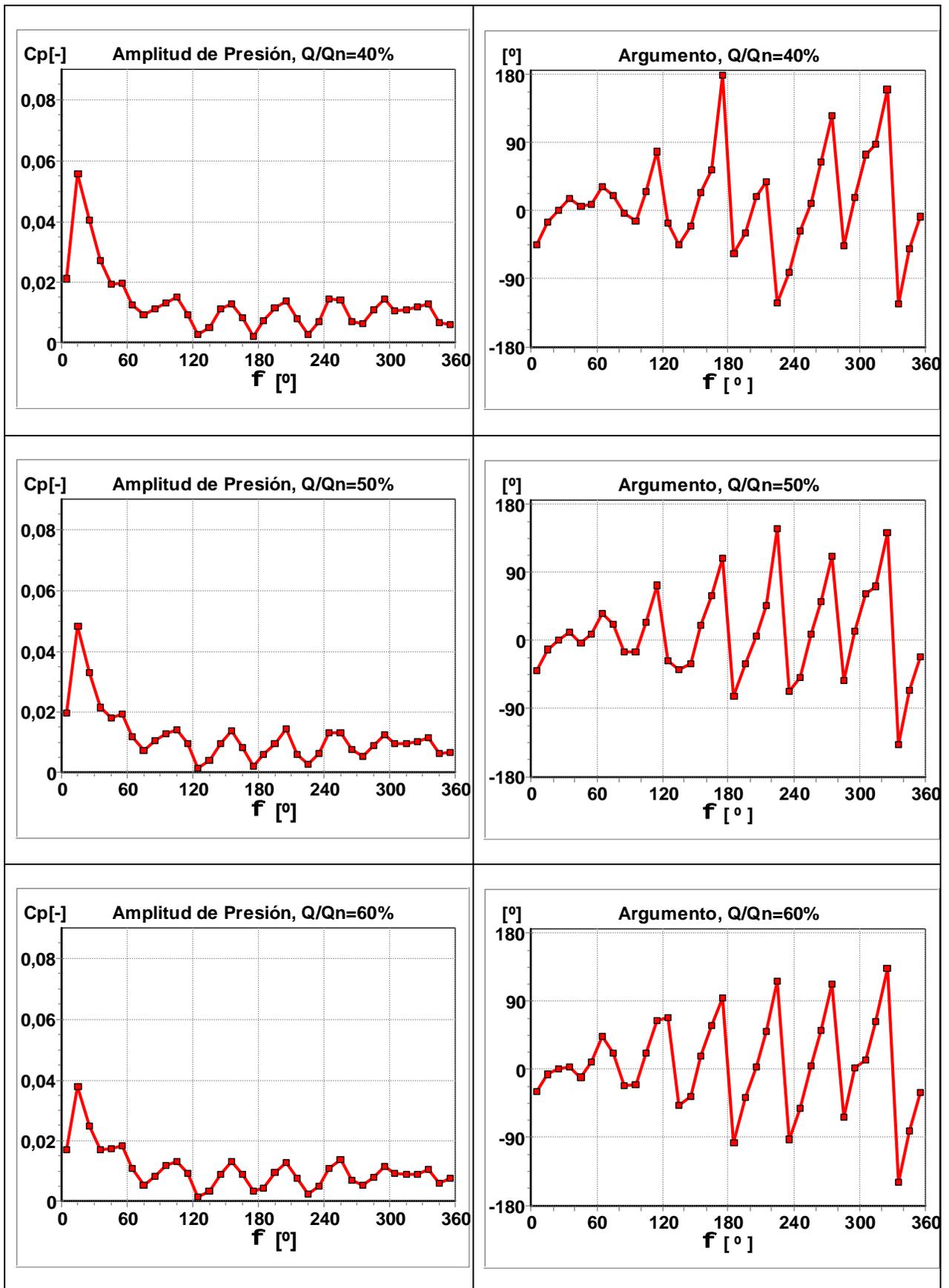
ANEXO I.

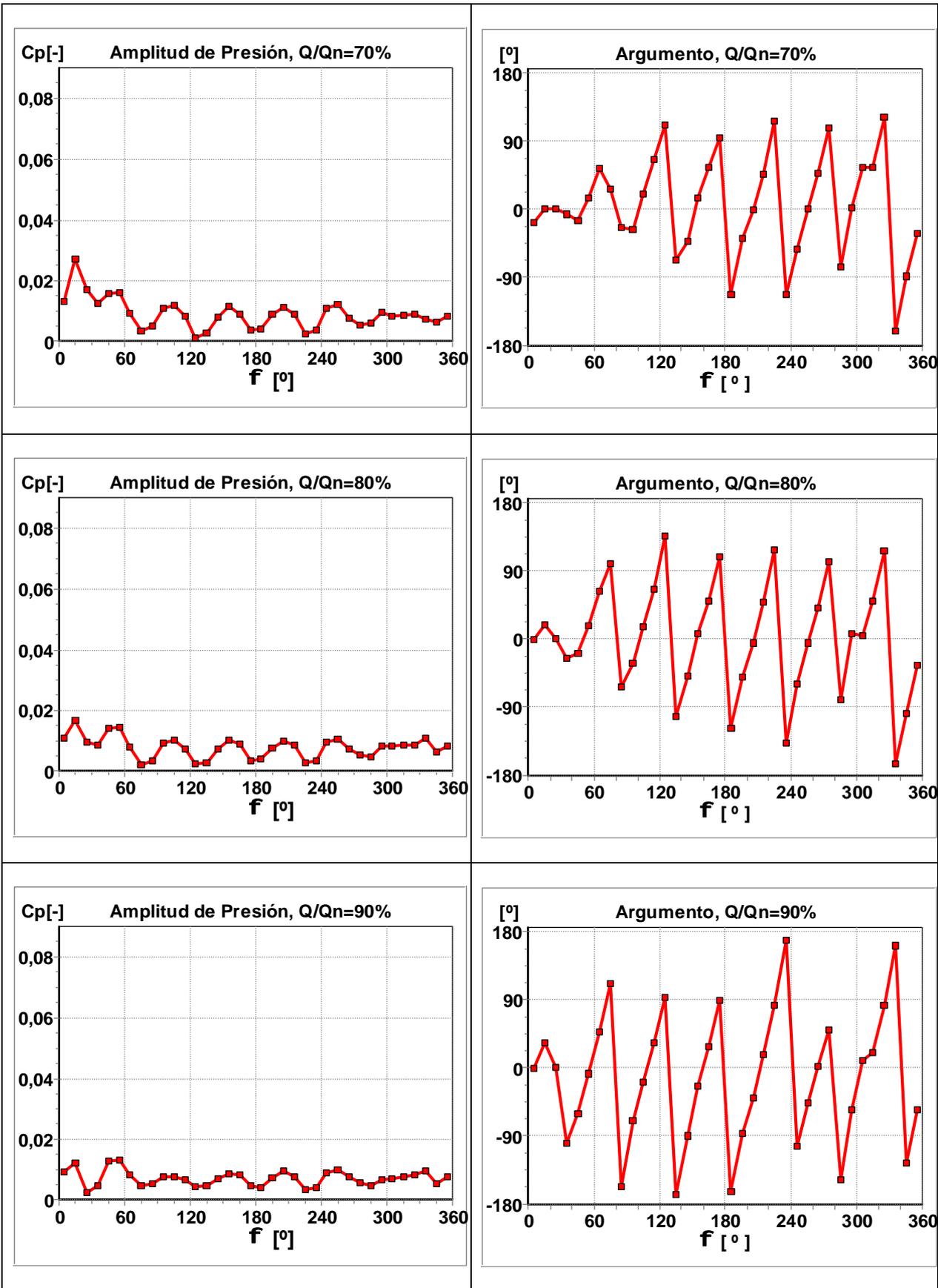
Resultados experimentales.

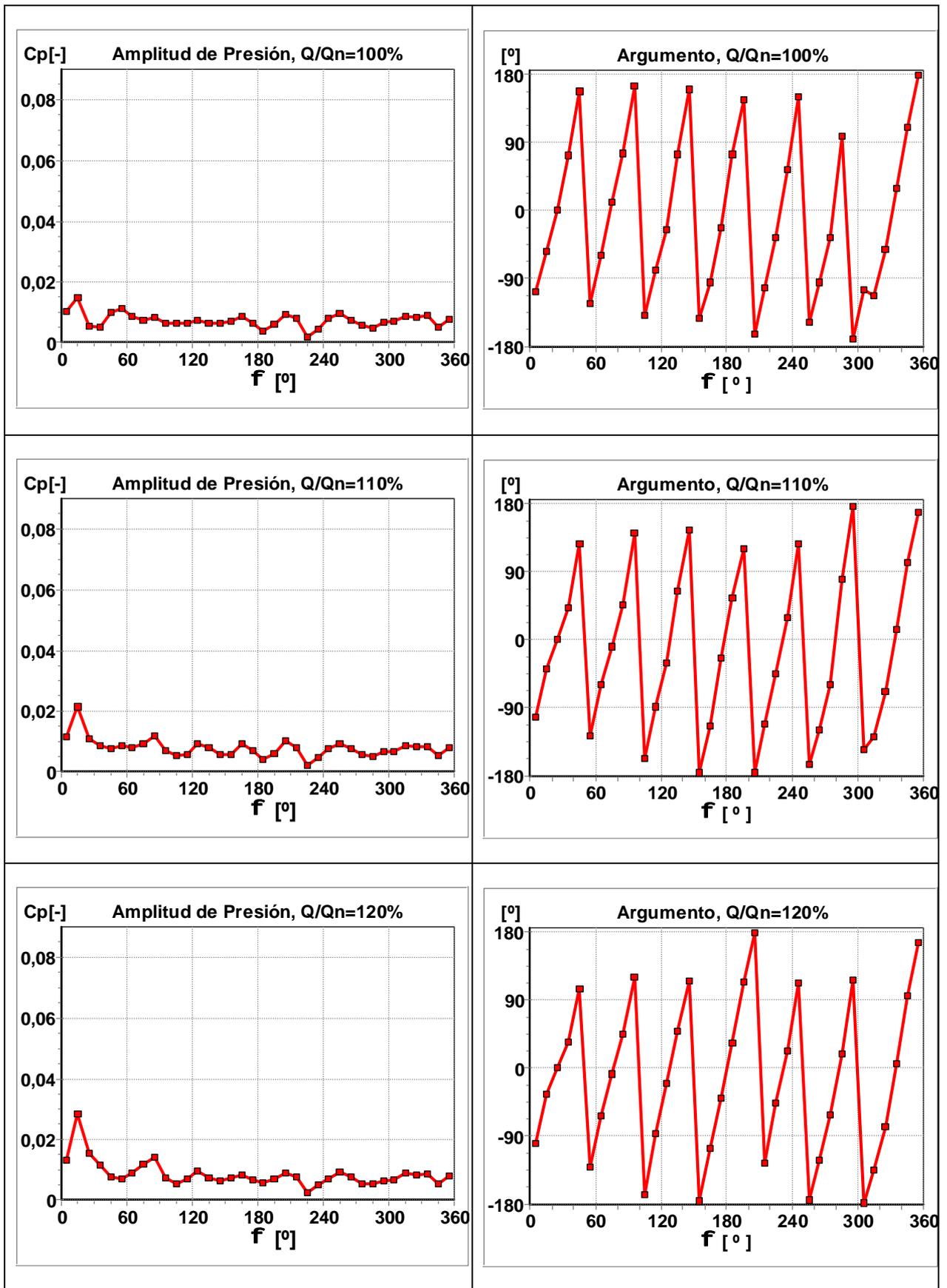
A continuación se muestran los resultados experimentales tomados sobre 17 caudales diferentes en la bomba de ensayo. Los resultados están adimensionalizados en módulo y argumento.

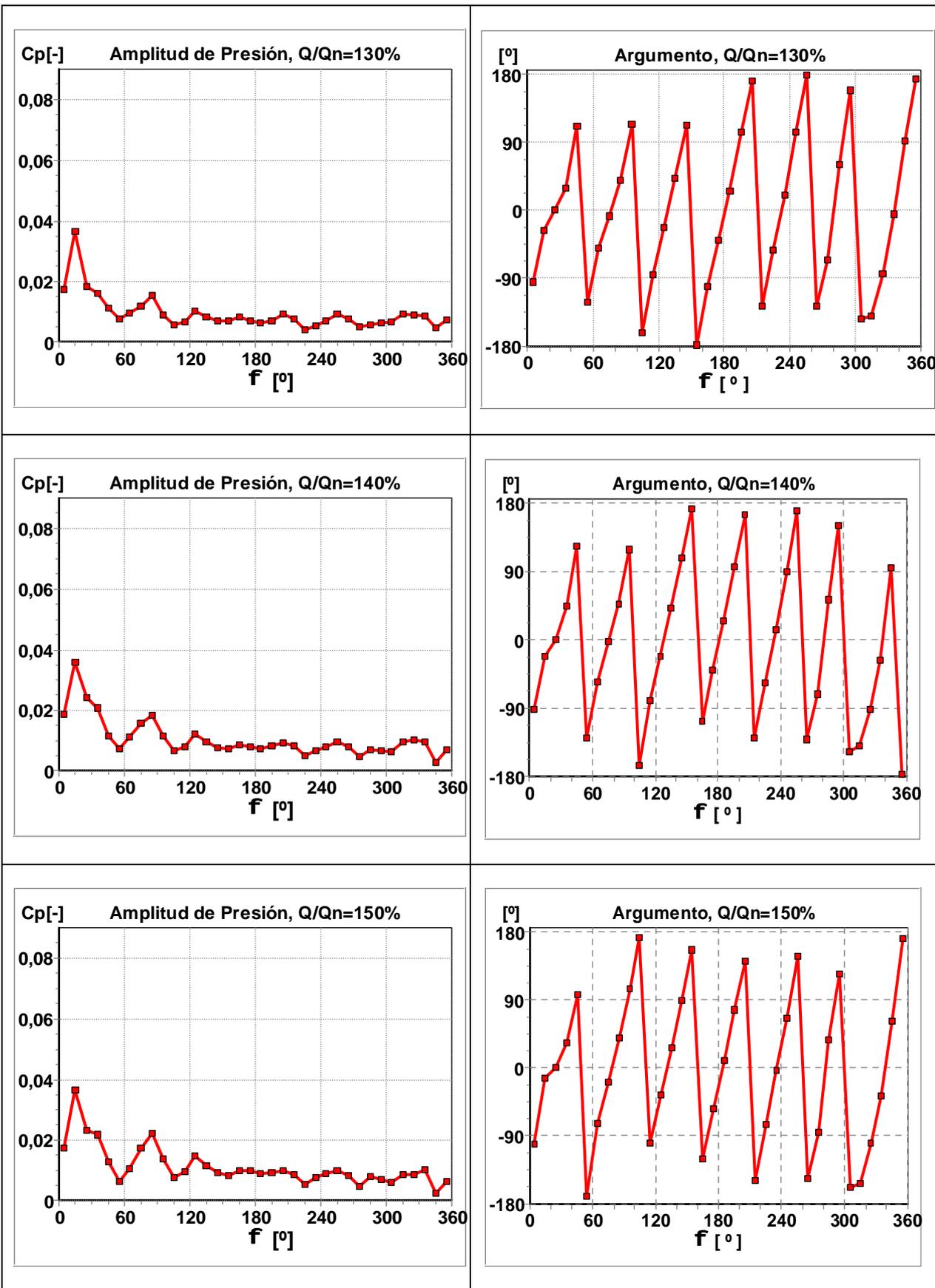


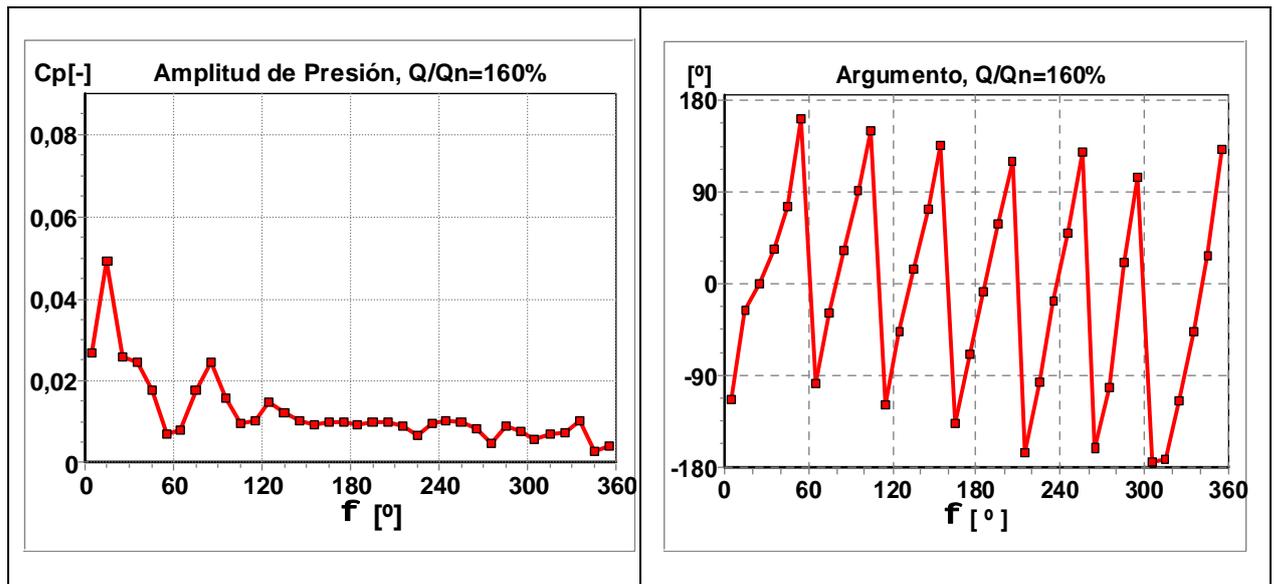












Anexo II

ANEXO II.

Independencia del coeficiente R^2 con el origen de fases.

El coeficiente de determinación R^2 permite realizar una comparación entre los resultados experimentales y los obtenidos por el programa de simulación con independencia del punto de referencia seleccionado. En la Ec. II-1 se muestra el coeficiente de determinación en su forma extendida siendo los valores de P los calculados por el modelo y los de P_{exp} los calculados en las pruebas de laboratorio:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum (P_{Ri}^2 + P_{exp_{Ri}}^2 + P_{Li}^2 + P_{exp_{Li}}^2 - 2 \cdot P_{Ri} \cdot P_{exp_{Ri}} - 2 \cdot P_{Li} \cdot P_{exp_{Li}})}{\sum_{i=1}^{36} (P_{Ri} - \bar{P}_R)^2 + \sum_{i=1}^{36} (P_{Li} - \bar{P}_L)^2} \quad \text{Ec. II-1}$$

$$R^2 = 1 - \frac{\sum (|P_i| + |P_{exp_i}| - 2 \cdot P_{Ri} \cdot P_{exp_{Ri}} - 2 \cdot P_{Li} \cdot P_{exp_{Li}})}{\sum (|P_i| + \bar{P}_{exp_R}^2 + \bar{P}_{exp_L}^2 - 2 \cdot P_{Ri} \cdot \bar{P}_{exp_R} - 2 \cdot P_{Li} \cdot \bar{P}_{exp_L})} \quad \text{Ec. II-2}$$

En la Ec. II-3 y II-4 se han disociado los componentes de los valores de la presión acústica del modelo y la experimental. Las presiones acústicas son números complejos y por lo tanto esto permite su disociación en parte real, P_{exp_R} y parte imaginaria, P_{exp_I} . Como se puede apreciar, tanto la parte real como la parte imaginaria son dependientes de la referencia de fases elegida, α_{REF} .

$$\begin{aligned}
P_{exp}(t) &= A_{EXP} \cdot \cos(\omega t + \alpha_i + \alpha_{REF}) = \\
&= A_{EXP} \cdot \cos(\alpha_i + \alpha_{REF}) \cdot \cos(\omega t) - A_{EXP} \cdot \sin(\alpha_i + \alpha_{REF}) \cdot \sin(\omega t) = \\
&= P_{exp_R} \cdot \cos(\omega t) + P_{exp_I} \cdot \sin(\omega t)
\end{aligned} \tag{Ec. II-3}$$

$$\begin{aligned}
P(t) &= A \cdot \cos(\omega t + \beta_i + \alpha_{REF}) = \\
&= A \cdot \cos(\beta_i + \alpha_{REF}) \cdot \cos(\omega t) - A \cdot \sin(\beta_i + \alpha_{REF}) \cdot \sin(\omega t) = \\
&= P_R \cdot \cos(\omega t) + P_I \cdot \sin(\omega t)
\end{aligned} \tag{Ec. II-4}$$

En primer lugar se analizan en la Ec. II-5 los términos del numerador del coeficiente R^2 , teniendo en cuenta que los módulos de las presiones acústicas son independientes del punto de referencia de fases:

$$\begin{aligned}
P_{Ri} \cdot P_{exp_{Ri}} &= A \cdot A_{exp} \cdot \cos(\beta_i + \alpha_{REF}) \cdot \cos(\alpha_i + \alpha_{REF}) = \\
&= A \cdot A_{exp} \cdot \left[(\cos \alpha_i \cdot \cos \alpha_{REF} - \sin \alpha_i \cdot \sin \alpha_{REF}) \cdot (\cos \beta_i \cdot \cos \alpha_{REF} - \sin \beta_i \cdot \sin \alpha_{REF}) \right] \\
&= A \cdot A_{exp} \cdot \left[\begin{aligned} &\cos^2 \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \beta_i + \sin^2 \alpha_{REF} \cdot \sin \alpha_i \cdot \sin \beta_i - \\ & - \cos \alpha_i \cdot \sin \beta_i \cdot \sin \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_{REF} - \sin \alpha_i \cdot \cos \beta_i \cdot \sin \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_{REF} \end{aligned} \right]
\end{aligned} \tag{Ec. II-5}$$

$$\begin{aligned}
P_{Ii} \cdot P_{exp_{Ii}} &= A \cdot A_{exp} \cdot \sin(\alpha_i + \alpha_{REF}) \cdot \sin(\beta_i + \alpha_{REF}) = \\
&= A \cdot A_{exp} \cdot \left[(\sin \alpha_i \cdot \cos \alpha_{REF} + \cos \alpha_i \cdot \sin \alpha_{REF}) \cdot (\sin \beta_i \cdot \cos \alpha_{REF} - \cos \beta_i \cdot \sin \alpha_{REF}) \right] \\
&= A \cdot A_{exp} \cdot \left[\begin{aligned} &\cos^2 \alpha_{REF} \cdot \sin \alpha_i \cdot \sin \beta_i + \sin^2 \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \beta_i + \\ & + \cos \alpha_i \cdot \sin \beta_i \cdot \sin \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_{REF} + \sin \alpha_i \cdot \cos \beta_i \cdot \sin \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_{REF} \end{aligned} \right]
\end{aligned} \tag{Ec. II-6}$$

En las Ec. 10.5 y II-6 se han descompuesto la relaciones del numerados usando criterios únicamente trigonométricos y su suma definitiva se plasma en las Ec. 10.7 y II-8. En esta última Ec. II-8 se demuestra como con la suma final se obtiene una relación independiente del valor del ángulo de referencia α_{REF} :

$$\begin{aligned}
P_{Ri} \cdot P_{exp_{Ri}} + P_{Ii} \cdot P_{exp_{Ii}} &= \\
&= A \cdot A_{exp} \cdot \left[\begin{aligned} &\cos^2 \alpha_{REF} \cdot \sin \alpha_i \cdot \sin \beta_i + \sin^2 \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \beta_i + \\ &\cos^2 \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \beta_i + \sin^2 \alpha_{REF} \cdot \sin \alpha_i \cdot \sin \beta_i + \\ &+ \cos \alpha_i \cdot \sin \beta_i \cdot \sin \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_{REF} + \sin \alpha_i \cdot \cos \beta_i \cdot \sin \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_{REF} \\ &- \cos \alpha_i \cdot \sin \beta_i \cdot \sin \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_{REF} - \sin \alpha_i \cdot \cos \beta_i \cdot \sin \alpha_{REF} \cdot \cos \alpha_{REF} \end{aligned} \right]
\end{aligned} \tag{Ec. II-7}$$

$$\begin{aligned}
& P_{Ri} \cdot P_{\text{exp}_{Ri}} + P_{Ii} \cdot P_{\text{exp}_{Ii}} = \\
& = A \cdot A_{\text{exp}} \cdot \left[\begin{aligned} & (\cos^2 \alpha_{\text{REF}} + \text{sen}^2 \alpha_{\text{REF}}) \cdot \text{sen } \alpha_i \cdot \text{sen } \beta_i + \\ & + (\cos^2 \alpha_{\text{REF}} + \text{sen}^2 \alpha_{\text{REF}}) \cdot \cos \alpha_i \cdot \cos \beta_i \end{aligned} \right] = A \cdot A_{\text{exp}} \cdot \cos(\alpha_i - \beta_i)
\end{aligned} \tag{Ec. II-8}$$

En cuanto al denominador, éste sigue un esquema similar al numerador y de la misma forma se demuestra que es independiente al valor del ángulo de referencia α_{REF} :

$$\begin{aligned}
& P_{Ri} \cdot \bar{P}_{\text{exp}_R} + P_{Ii} \cdot \bar{P}_{\text{exp}_I} = \\
& \frac{1}{n} (P_{Ri} \cdot \sum P_{\text{exp}_R} + P_{Ii} \cdot \sum P_{\text{exp}_I}) = \frac{1}{n} \sum (P_{Ri} \cdot P_{\text{exp}_{Rj}} + P_{Ii} \cdot P_{\text{exp}_{Ij}}) \\
& = \frac{1}{n} \sum A \cdot A_{\text{exp}_j} \cdot \cos(\alpha_i - \beta_j) \neq f(\alpha_{\text{REF}})
\end{aligned} \tag{Ec. II-9}$$

Anexo III



ANEXO III.

TABLAS DE AJUSTE DE LOS DIFERENTES ENSAYOS.

En las siguientes tablas se presentan los valores numéricos de los resultados obtenidos con las simulaciones realizadas por el Programa General de Cálculo. Los resultados obtenidos se expresan en función de los siguientes coeficientes:

- Relación entre caudal y caudal nominal (Q/Q_n).
- Amplitud de la fluctuación de paso de álabe (P_B).
- Amplitud del foco i (W_i).
- Posición angular del foco i (φ_i).
- Desfase del foco i (β_i).
- Coeficiente de determinación del ajuste (R^2).

Resultados para una fuente monopolar.

Q/Qn [-]	P _B [-]	W ₁ [-]	φ ₁ [°]	β ₁ [°]	R ² [-]
0	6,303580434	51,65563	25	247,1316	0,6355
10	4,475542108	61,192054	25	248,8417	0,6121
20	3,151790217	59,205299	25	250,3295	0,609
30	3,151790217	53,642385	25	252,6716	0,5977
40	3,151790217	42,119206	25	255,0081	0,5909
50	3,151790217	31,390729	25	257,6739	0,6107
60	3,277861826	23,046358	25	256,3837	0,7043
70	3,403933434	15,099338	21,58	255,9741	0,7353
80	3,78214826	7,152318	25	255,1551	0,8228
90	4,097327282	1,986755	25	-90,3057	0,8484
100	4,223398891	0,794702	15	-17,4682	0,8272
110	4,538577912	1,192053	15	-70,2641	0,8002
120	4,979828543	3,178808	15	-87,2082	0,8228
130	5,168935956	5,960265	15	-91,0174	0,7402
140	5,862329803	7,549669	15	262,3555	0,7553
150	6,051437216	9,536424	15	252,857	0,7332
160	6,303580434	15,496689	15	259,8678	0,6633

Tabla III-1. Resultados del programa de cálculo, 1 foco monopolar.

Resultados para una fuente dipolar.

Q/Qn [-]	P _B [-]	W ₁ [-]	φ ₁ [°]	β ₁ [°]	R ² [-]
0	6,3035804337	5,165566417	10	247,1316	0,5801
10	5,1059001513	5,960268943	15	248,8417	0,5139
20	3,8451840645	5,56291768	15	250,3295	0,4861
30	3,1517902168	4,768215154	15	252,6716	0,4568
40	3,1517902168	3,576161366	15	255,0081	0,4391
50	3,1517902168	2,78145884	15	257,6739	0,4409
60	3,5300050429	1,986756314	15	256,3837	0,4657
70	3,5930408472	1,192053789	15	255,9741	0,5258
80	3,9082198689	0,397351263	15	255,1551	0,6336
90	4,2233988906	0,397351263	15	-90,3057	0,6742
100	4,0342914776	0,397351263	25	-17,4682	0,7024
110	4,3494704992	0,397351263	25	-70,2641	0,7399
120	4,7907211296	0,397351263	5	-87,2082	0,8541
130	4,9798285426	0,794702526	5	-91,0174	0,785
140	5,6732223903	0,794702526	5	262,3555	0,7997
150	5,9253656077	1,192053789	5	252,857	0,8033
160	6,3035804337	1,589405051	5	259,8678	0,7217

Tabla III-2. Resultados del programa de cálculo, 1 foco monopolar.

Resultados para dos fuentes monopolares.

Q/Qn [-]	P _B [-]	W ₁ [-]	φ ₁ [°]	β ₁ [°]	W ₂ [-]	φ ₂ [°]	β ₂ [°]	R ² [-]
0	6,3035	657,615905	10,48	44,3953	941,324519	15	230,8882	0,7681
10	5,16887	861,456968	11,02	47,191	1232,58280	15	233,1118	0,7839
20	3,845135	925,430479	10	55,125	1328,74174	13,89	239,3925	0,7832
30	3,088715	832,847696	10	60,0536	1206,75498	13,84	243,6466	0,7781
40	2,962645	875,364253	6,69	65,2611	1245,29803	10,33	247,8812	0,7827
50	3,15175	915,894055	7,49	67,3226	1260,00002	10,47	249,5805	0,7973
60	3,592995	720,397363	7,34	66,4519	994,172202	10,02	248,6812	0,8426
70	3,592995	303,973515	6,91	69,9023	439,072855	10,04	251,3092	0,8581
80	3,7821	228,079474	7,97	55,9722	308,344376	10	238,8758	0,8638
90	4,097275	266,622521	10	108,0585	307,152323	10,87	-73,3117	0,8441
100	4,16031	623,443719	15	-9,0386	580,529811	15,55	171,0654	0,839
110	4,41245	672,317892	5,06	84,0216	707,28478	5,98	265,2429	0,8386
120	4,853695	729,139085	5	59,0941	772,052993	6,56	240,8041	0,8965
130	5,0428	718,410608	7,9	49,2948	766,092728	10	232,2657	0,8458
140	5,67315	807,814583	5	48,1289	876,953657	7,25	231,101	0,8634
150	5,92529	783,576172	5	42,57	846,35763	7,66	225,4686	0,8512
160	6,3035	865,827829	7,07	47,2678	939,735115	10	231,0113	0,7738

Tabla III-3. Resultados del programa de cálculo, 2 focos monopolares, F1 y F2 → [0°-40°].

Q/Qn [-]	P _B [-]	W ₁ [-]	φ ₁ [°]	β ₁ [°]	W ₂ [-]	φ ₂ [°]	β ₂ [°]	R ² [-]
0	6,3035	193,11258	15	241,3	21,05960	358,6	45,16	0,7617
10	5,105835	218,94040	15	243,12	22,64900	360	47,1	0,7609
20	3,7821	208,60927	15	245,86	20,66225	360	51,17	0,761
30	2,962645	184,76821	15	249,2	17,88079	360	56,11	0,7556
40	2,77354	144,23841	15	251,55	13,90728	360	58,86	0,7522
50	2,962645	109,27152	15	253,3	10,33112	360	61,04	0,7667
60	3,40389	74,304637	15	252,68	6,357616	360	59,89	0,8179
70	3,466925	44,503312	15	252,73	3,576159	360	63,29	0,8286
80	3,845135	20,662252	15	251,46	1,589404	360	61,64	0,8494
90	4,097275	5,562914	15	-92,311	1,986755	360,7	87,85	0,8424
100	4,223345	7,94702	5	-19,974	1,192053	360	155,8	0,8309
110	4,475485	9,139073	10	256,19	1,986755	355	56,32	0,8416
120	4,16031	25,430464	10	257,98	4,768212	355	65,02	0,862
130	5,231905	44,503312	10	250,28	8,344371	355	54,73	0,819
140	5,862255	36,953643	12,78	238,07	6,357616	350	34,34	0,8414
150	6,05136	31,78808	15	232,69	5,562914	350	28,32	0,8363
160	6,3035	44,900663	15	240,99	6,754967	360	35,4	0,7448

Tabla III-4. Resultados del programa de cálculo, 2 focos monopolares, F1 → [0°-40°] y F2 → [340°-360°].

Resultados para dos fuentes dipolares.

Q/Qn [-]	P _B [-]	W ₁ [-]	φ ₁ [°]	β ₁ [°]	W ₂ [-]	φ ₂ [°]	β ₂ [°]	R ² [-]
0	6,3035	193,509937	5	129,8605	216,953646	10	-58,9478	0,7206
10	5,231905	369,139079	5	131,3651	401,32451	10	-55,522	0,7186
20	3,90817	273,774839	5	131,9141	304,370866	10	-55,5798	0,7118
30	3,088715	227,284772	5	131,6628	256,291395	10	-55,7863	0,7045
40	2,89961	202,251659	5	132,4914	226,887421	10	-54,3355	0,7006
50	3,088715	134,701989	5	132,7284	152,582784	10	-54,3605	0,7086
60	3,466925	120,000002	5	129,7784	134,304638	10	-56,2374	0,7698
70	3,52996	85,827816	5	123,3368	96,556293	10	-61,5954	0,7885
80	3,845135	41,324504	5	119,2423	46,092716	10	-65,2877	0,828
90	4,03424	25,827815	10	124,7977	27,417219	15	-56,6503	0,8668
100	4,16031	3,97351	5	215,0938	3,97351	15	33,0367	0,8666
110	4,41245	4,768212	5	204,5174	3,576159	14,99	16,9777	0,8802
120	4,601555	0,794702	11,93	-85,6541	0,397351	15	132,1764	0,9282
130	4,79066	1,192053	11,08	-91,9877	0,794702	15	123,7436	0,8858
140	5,484045	1,192053	9,09	255,0485	0,794702	15	117,3389	0,8663
150	5,862255	1,986755	10	249,789	0,794702	15	105,4076	0,8706
160	6,240465	2,781457	10	266,2845	1,986755	15	123,3903	0,8572

Tabla III-5. Resultados del programa de cálculo, 2 focos dipolares, F1 y F2 → [0°-40°].

Q/Qn [-]	P _B [-]	W ₁ [-]	φ ₁ [°]	β ₁ [°]	W ₂ [-]	φ ₂ [°]	β ₂ [°]	R ² [-]
0	6,3035	5,562914	15	245,7916	7,152318	360,03	11,041	0,6951
10	5,105835	5,960265	10	247,2137	9,139073	360,02	3,2284	0,6581
20	3,845135	5,960265	10	250,0829	8,741722	360	2,7574	0,6454
30	3,02568	5,165563	15	253,7812	5,562914	360	15,2978	0,6352
40	2,89961	3,97351	15	256,0175	3,576159	360	17,5269	0,6193
50	3,088715	2,781457	15	257,6744	1,986755	360	12,6079	0,6318
60	3,52996	1,986755	15	257,3306	5,562914	360	0,6061	0,6829
70	3,52996	1,192053	15	257,8552	2,384106	365,34	3,1498	0,6938
80	3,845135	0,397351	15	256,329	1,192053	360	4,7487	0,7427
90	4,097275	0	15	-88,4636	0,397351	360,03	4,7712	0,7935
100	4,223345	0,397351	5	-43,6208	0,397351	355	137,5241	0,8231
110	4,41245	0	5	249,2681	0,397351	363,02	52,8278	0,8479
120	4,79066	0,397351	5	250,5839	1,192053	360,04	30,4736	0,8917
130	4,979765	0,794702	5	246,9469	2,781457	360,06	37,0761	0,8421
140	5,67315	0,794702	5	237,4387	4,370861	360,02	52,1914	0,8587
150	5,92529	1,192053	5	234,9659	2,781457	360,05	63,3232	0,8463
160	6,114395	3,178808	5	232,5362	1,192053	360	34,3842	0,7665

Tabla III-6. Resultados del programa de cálculo, 2 focos dipolares, F1 → [0°-40°] y F2 → [340°-370°].

Resultados para dos fuentes, monopolo y dipolo.

Q/Qn [-]	P _B [-]	W ₁ [-]	φ ₁ [°]	β ₁ [°]	W ₂ [-]	φ ₂ [°]	β ₂ [°]	R ² [-]
0	5,105835	6,357616	15	247,4535	6,357616	340	254,5725	0,6624
10	5,105835	6,357616	15	247,4535	5,682119	340	254,5725	0,6624
20	3,7821	5,960265	15	250,2817	6,357616	340	254,0098	0,6521
30	3,15175	5,562914	15	253,3516	8,344371	300	245,8703	0,6715
40	3,15175	4,370861	15	255,6157	6,754967	300	247,5466	0,6595
50	3,15175	3,178808	15	257,6921	5,562914	300	251,7305	0,681
60	3,592995	2,384106	15	257,6485	4,768212	300	251,9163	0,7503
70	3,592995	1,192053	14,99	257,3288	2,384106	300	245,5997	0,7593
80	3,90817	0,397351	10	257,1597	1,589404	300	247,4768	0,811
90	4,223345	0,397351	5	-84,2992	1,192053	300	251,0969	0,77
100	4,097275	0,397351	35	110,2133	0,794702	360	18,5891	0,755
110	4,349415	0,397351	5	249,4015	0,794702	360	-75,2607	0,8174
120	4,79066	0,397351	5	250,5535	1,589404	360	-87,244	0,8923
130	4,979765	0,794702	7,5	246,9364	3,178808	360,1	-86,7196	0,8427
140	5,67315	0,794702	7,5	237,4462	4,768212	360,25	-88,099	0,8591
150	5,92529	1,192053	10	234,9473	3,97351	360	265,9005	0,8464
160	6,3035	1,589404	5	244,2449	1,589404	360	-90,7942	0,7758

Tabla III-7. Resultados del programa de cálculo, 2 focos monopolo & dipolo.

Resultados para tres fuentes, monopulares.

Q/Qn [-]	P _B [-]	W ₁ [-]	φ ₁ [°]	β ₁ [°]	W ₂ [-]	φ ₂ [°]	β ₂ [°]	W ₃ [-]	φ ₃ [°]	β ₃ [°]	R ² [-]
0	6,303	807,019	20	-82,357	337,350	25	115,759	14,701	320	53,098	0,8065
10	5,105	990,198	20	-66,236	528,079	25	133,451	9,933	330	63,932	0,7975
20	3,908	1245,298	20	-70,338	618,675	25	126,071	57,218	361,06	72,919	0,8204
30	3,214	1057,351	20	-69,705	495,894	25	126,227	11,523	166,6	75,523	0,8248
40	3,088	904,768	20	-63,565	450,993	25	131,956	8,741	350	82,473	0,8241
50	3,151	707,682	20	-74,264	313,907	25	119,392	36,953	360,35	76,291	0,8333
60	3,466	310,331	20	-78,109	114,437	25	119,412	3,973	355	71,055	0,8563
70	3,592	250,331	20	-82,45	95,3642	25	110,137	14,701	360,07	75,928	0,8661
80	3,782	78,675	20	100,838	140,264	20	-88,312	1,986	360,03	27,592	0,8843
90	4,097	118,410	24,62	95,0314	141,059	25	-85,682	0,794	360	90,872	0,8869
100	4,223	143,443	20	205,133	145,430	20	24,447	1,589	360	7,855	0,8762
110	4,349	56,821	15	-66,254	32,1854	20	124,261	1,192	300	54,182	0,8993
120	4,790	123,178	15	-61,411	67,5496	19,9	131,648	1,986	325	71,465	0,9403
130	4,979	282,516	15	-78,5	122,781	20	110,976	35,761	360,07	76,469	0,9033
140	5,610	68,741	15	249,813	6,35761	39,6	89,202	6,754	349,58	44,284	0,8999
150	6,051	167,284	15,41	253,036	36,9536	25	88,399	9,536	350	45,474	0,8828
160	6,303	330,198	15	-84,051	96,1589	25	112,559	69,139	360,71	69,361	0,8439

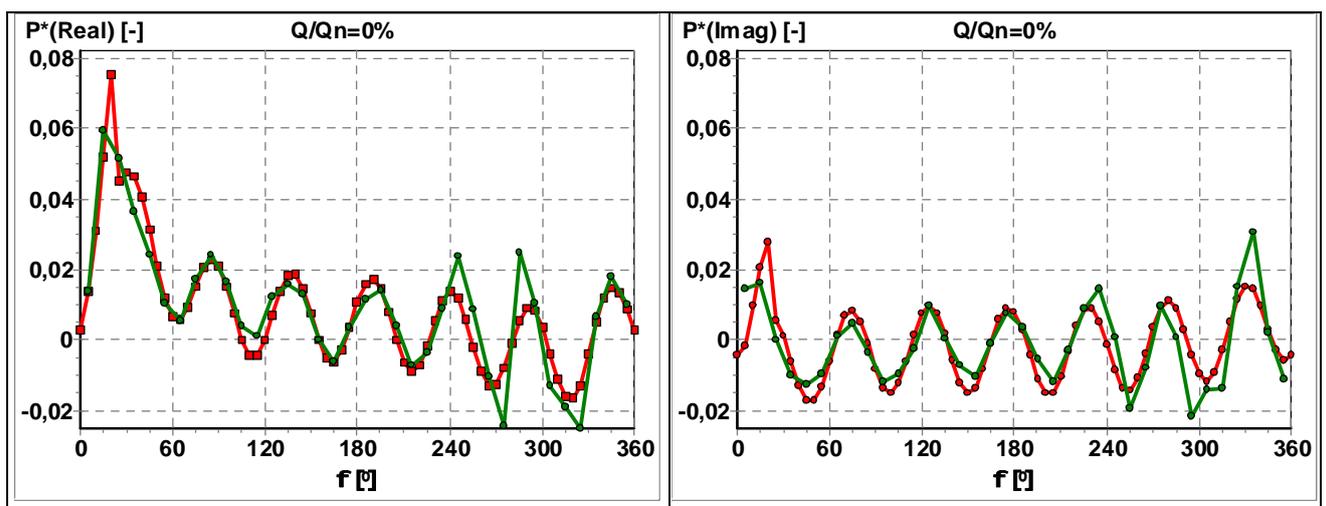
Tabla III-8. Resultados del programa de cálculo, 2 focos monopolo & dipolo.

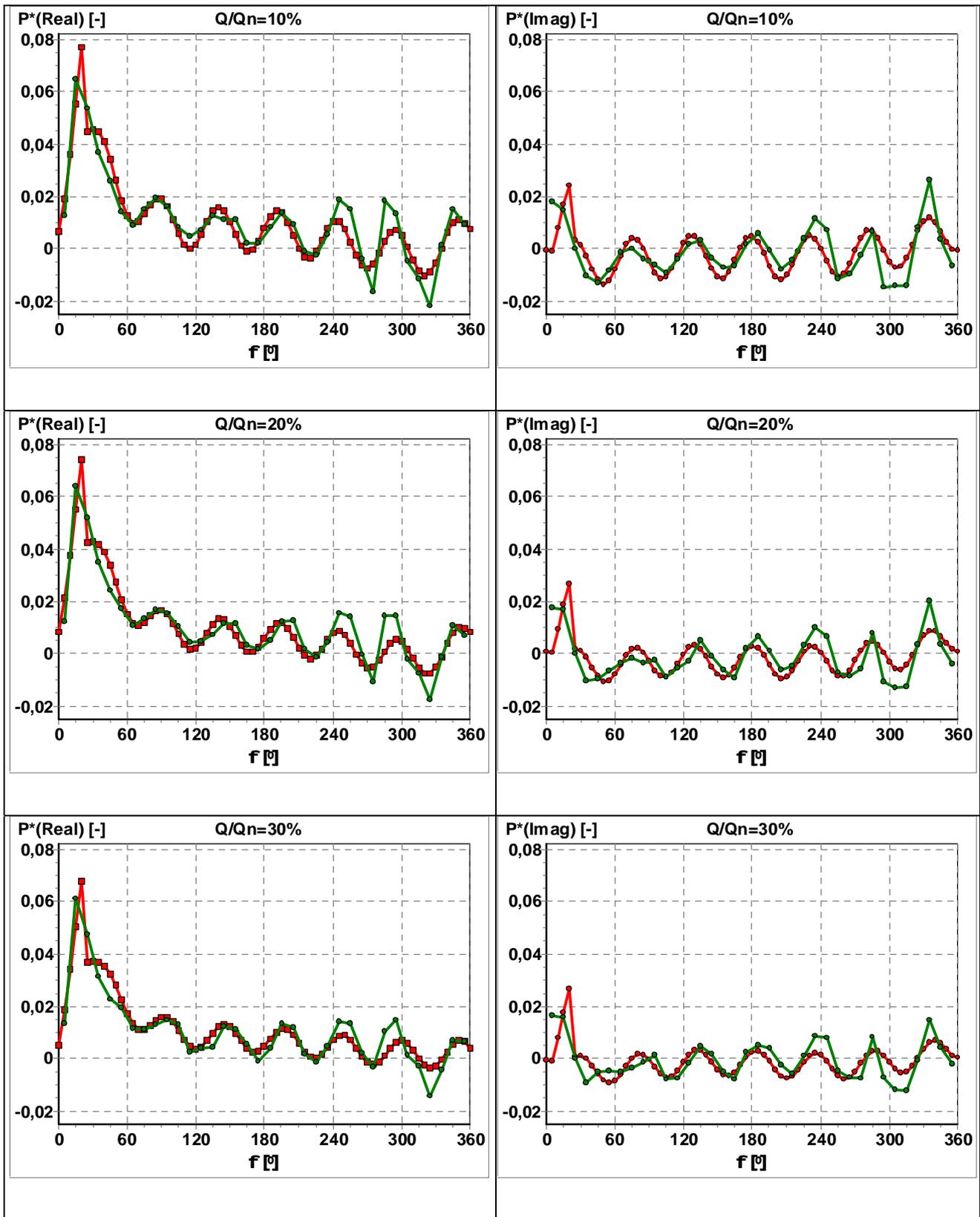
Anexo IV

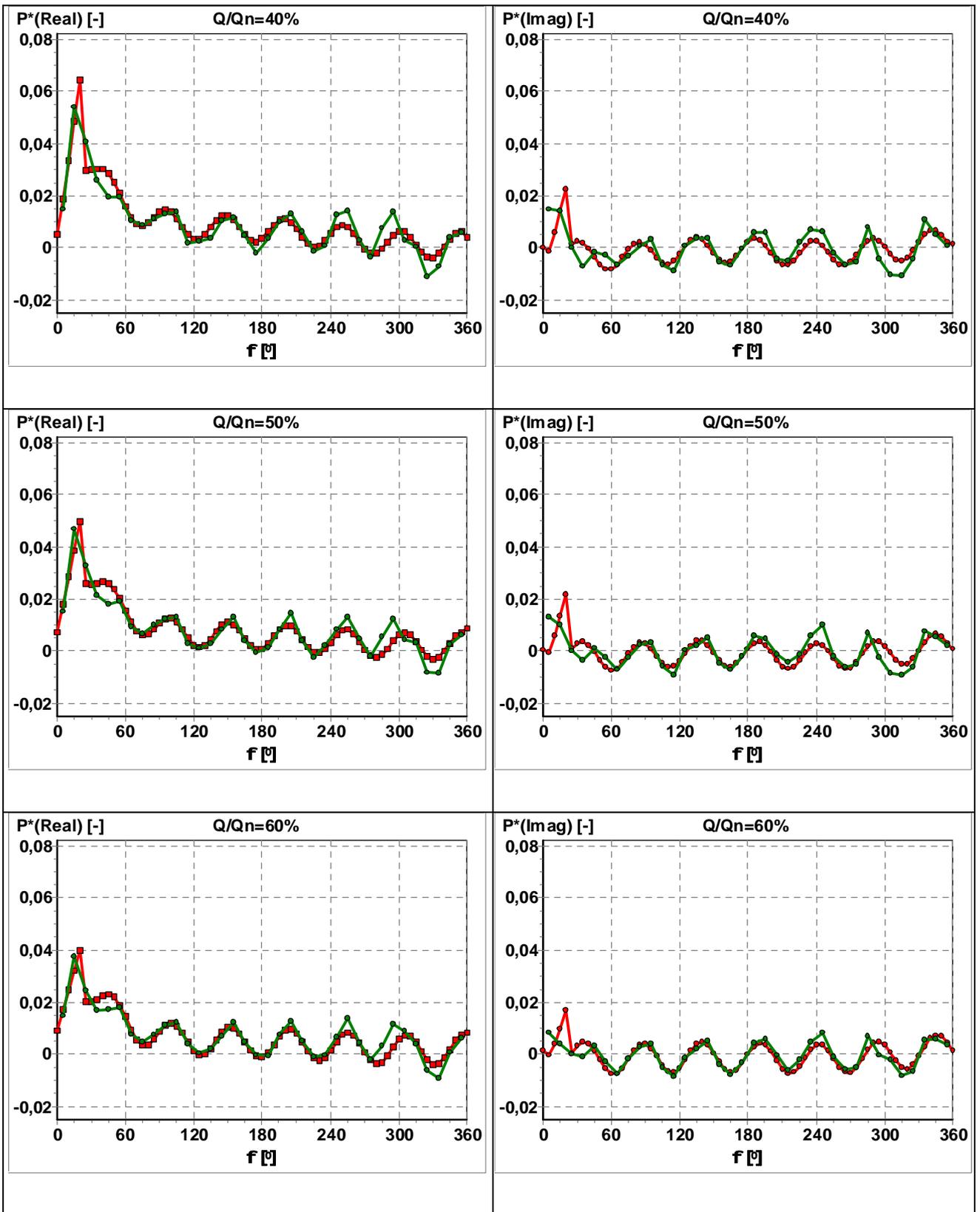
ANEXO IV.

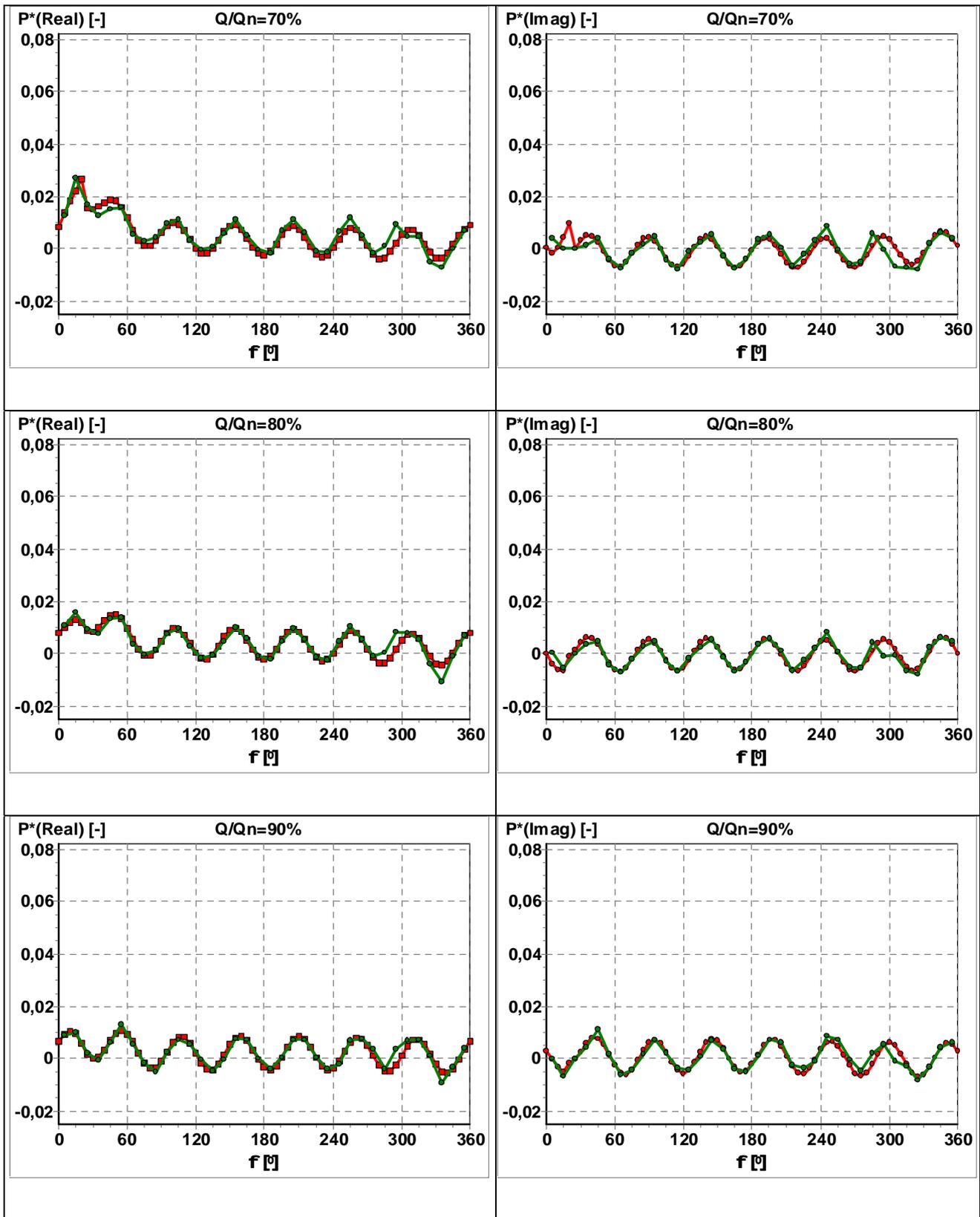
Resultados del ajuste de fluctuaciones de presión con 3 focos.

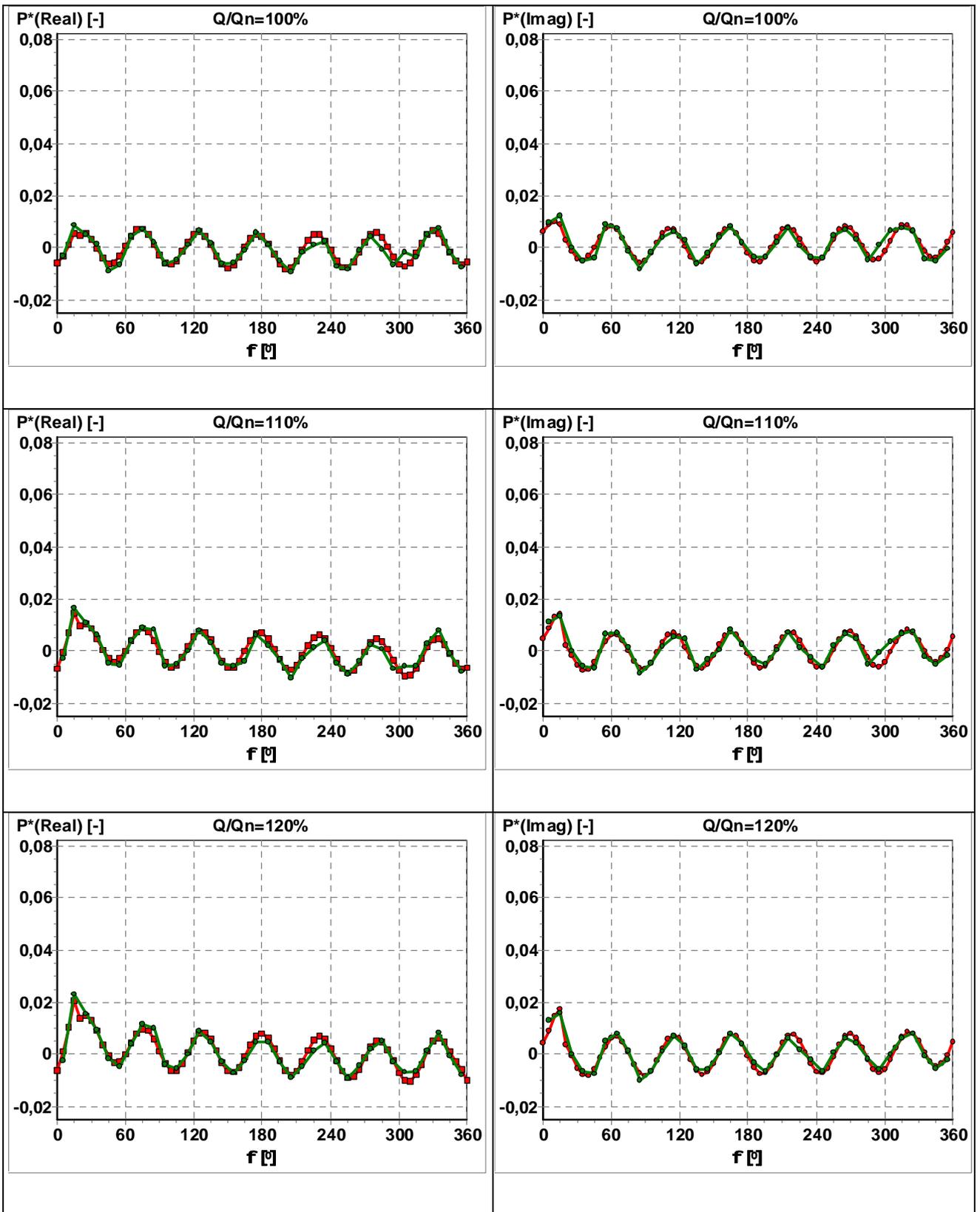
En las siguientes figuras se muestran los resultados del Programa General de Cálculo para el ensayo de tres focos monopolares. Dos focos están situados en la zona estrecha de la voluta y un tercer foco en el difusor de salida. La curva verde muestra los datos experimentales mientras que la curva roja muestra los datos calculados por el programa de cálculo

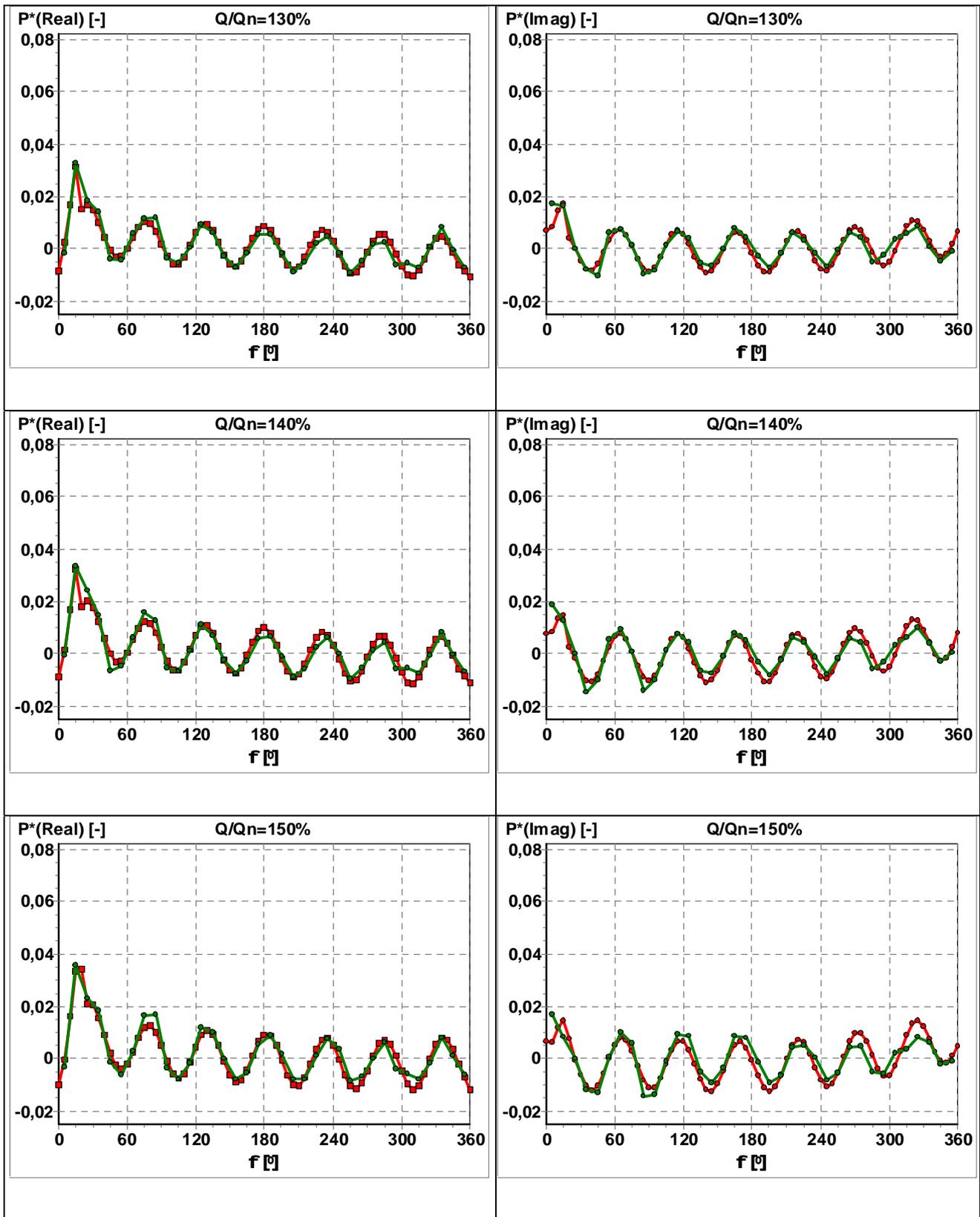


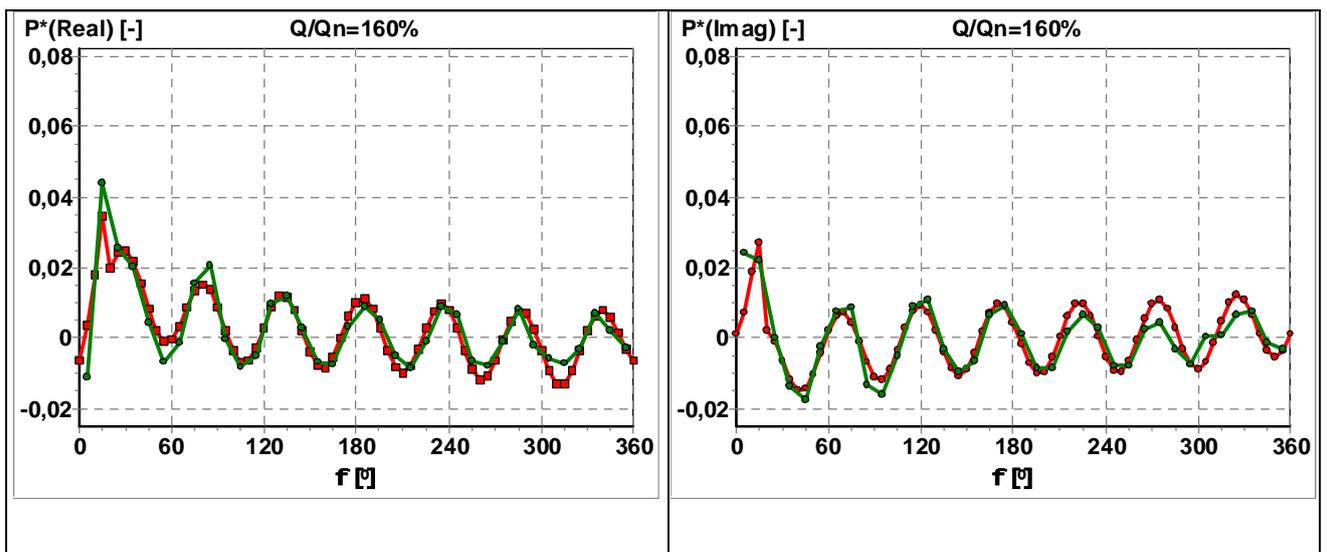












Anexo V



ANEXO V.

Resultados del ajuste de fluctuaciones de presión con 2 focos.

En las siguientes figuras se muestran los resultados del Programa General de Cálculo para el ensayo de dos focos, siendo estos focos monopoles para caudales del rango [0%-80%] del caudal nominal, y tratándose de dos focos dipolares para caudales superiores. En todos los casos los focos están situados en la zona estrecha de la voluta. La curva verde muestra los datos experimentales mientras que la curva roja muestra los datos calculados por el programa de cálculo

