

Proyecto Fin de Carrera
Ingeniería Industrial

Investigación experimental sobre la
influencia de la voluta en el
comportamiento y rendimiento del
ventilador tipo “Sirocco”



www.htw-berlin.de



www.unizar.es



Escuela de
Ingeniería y Arquitectura
Universidad Zaragoza

eina.unizar.es



www.unizar.es/amf

Director

Prof. Dr.-Ing. Stefan Frank
Area of Mechanical engineering
HTW Berlin
Stefan.Frank@htw-berlin.de

Autor

D. Ricard Terés Duaso
NIA: 571339
Universidad de Zaragoza
571339@celes.unizar.es

Ponente

Dr. Guillermo Hauke Bernardos
Área de Mecánica de fluidos
Universidad de Zaragoza
ghauke@unizar.es

Área de Mecánica de Fluidos
Departamento de Ciencia y Tecnología de Materiales y Fluidos
Julio de 2011

Investigación experimental sobre la influencia de la voluta en el comportamiento y rendimiento del ventilador tipo “Sirocco”

Resumen

El objetivo de este proyecto ha sido investigar, mediante modelos diseñados, contruidos y evaluados, la influencia de la voluta en el rendimiento del ventilador tipo Sirocco (ventiladores centrífugos con rotor de álabes curvados hacia adelante). Ha sido desarrollado bajo el marco de investigación "Cálculos Numéricos y Diseño de Ventiladores tipo Sirocco" en alemán "Numerische Berechnung und von Auslegung Trommelläufer-Ventilatoren" (NUBAT) en la Universidad de Ciencias Aplicadas de Berlín (HTW Berlín).

Más concretamente, el objetivo principal de este trabajo fue evaluar el comportamiento del ventilador tipo Sirocco según diferentes configuraciones correspondientes en variaciones de los parámetros de la voluta y en el desplazamiento relativo del rotor en su interior. Se esperaba encontrar un mejor funcionamiento y lograr un mayor rendimiento estático. Los ventiladores comunes tipo Sirocco están entre 30-55%.

Para lograr este objetivo, fueron necesarias tres tareas principales. La primera fue el desarrollo y fabricación de modelos de prueba apropiados. La segunda fue el diseño, organización e implementación de una campaña de medición utilizando un banco de pruebas existente. La última tarea fue la recopilación y evaluación de los resultados.

Tras una profunda revisión de la literatura y teniendo en cuenta los consejos de los miembros del equipo, seis nuevos modelos del ventilador fueron diseñados usando software de diseño 3D adecuado. Los ficheros con los bocetos de estos diseños fueron enviados a un taller externo a fin de ser fabricados. Tras recibir las nuevas piezas, estas fueron pulidas y preparadas para la siguiente fase.

Se organizó una campaña de medición con el fin de evaluar los modelos. La matriz de medición consideraba la suma de 144 diferentes variaciones en la configuración del ventilador. Las mediciones fueron registradas mediante el uso de equipos de tecnología avanzada como una cámara de medición de alta precisión, un sensor de par “contactless” y un banco de pruebas multifuncional para ventiladores.

Todos los datos fueron recopilados y evaluados. Las mediciones fueron convertidas en gráficos para apreciar más fácilmente el comportamiento del ventilador. Se obtuvieron las curvas características para salto de presión estática, par en el eje y rendimiento estático. Se desarrolló un amplio estudio para encontrar la configuración con el mejor rendimiento estático. Las influencias de los parámetros de diseño fueron evaluadas.

Realizando este proyecto, se ha encontrado interesante información sobre el comportamiento de los nuevos modelos de ventilador tipo Sirocco diseñados. El mejor rendimiento estático registrado se eleva a 69% para una velocidad de rotación de 1000 rpm. Por otra parte, se han apreciado ciertas influencias y tendencias al evaluar las curvas características que han sido incluidas en este trabajo.

Agradecimientos

Me gustaría expresar mi más sincero agradecimiento al Prof. Dr.-Ing. Stepan Frank quien me dio la oportunidad de desarrollar este proyecto fin de carrera en el equipo de investigación de ingeniería mecánica en la HTW Berlín. Agradezco especialmente su apoyo y orientación durante todo el desarrollo de mi trabajo allí.

Estoy muy agradecido a Adam Stuchlik por sus consejos y constante asistencia, a todos los miembros del equipo por su ayuda en momentos complicados y a mi tutor en España, el Dr. Guillermo Hauke.

Estoy agradecido también a mi familia que en la distancia siempre me ha expresado el amor y el apoyo que necesitaba.

A todos vosotros, gracias

Ricard Terés Duaso

Berlín, Junio de 2011

Memoria

Contenido

1 Introducción

1.1 Descripción del problema	1
1.2 Objetivos de este proyecto	2
1.3 Proyectos previos	3
1.4 Estructura del proyecto	4

2 Piezas diseñadas para el desarrollo de este proyecto

2.1 Parámetros de diseño en el ventilador tipo Sirocco	5
2.1.1 Parámetros fijos para la geometría del rotor	6
2.1.2 Parámetros variables para la geometría de la voluta	6
2.2 Piezas de posicionamiento	8
2.3 Componentes necesarios para la pre calibración del sensor de par	9
2.4 Fabricación de los modelos	10

3 Campaña de medición

3.1 Matriz de medición	13
3.2 Procedimiento previo a la medición	15
3.3 Ejecución de la medición	17

4 Datos obtenidos

4.1 Datos más relevantes ordenados según familias de α s	24
4.1.1 Voluta con ángulo de crecimiento de espiral logarítmica $\alpha_s = 4,0^\circ$.	24

5 Evaluación de los resultados

5.1 Rendimientos máximos encontrados	27
5.1.1 Máximo rendimiento estático de toda la campaña de medición	27
5.1.2 Máximos rendimientos estáticos para cada punto de caudal	28
5.2 Resumen de influencias y tendencias encontradas	30
5.2.1 Influencia del ángulo de crecimiento	30
5.2.2 Influencia del ancho de voluta	32
5.2.3 Influencia del descentramiento el rotor	33

6 Comparación de los resultados

6.1 Comparación con simulación CFD	37
6.2 Comparación con los datos experimentales obtenidos por Roth	39

7 Conclusiones

43

8 Bibliografía	45
9 Nomenclatura.....	47
Anexo. Proyecto fin de carrera completo en inglés.....	49

1 Introducción

1.1 Descripción del problema

El tipo Sirocco es un ventilador centrífugo también llamado "de jaula de ardilla" y en lengua inglesa "Blower" o "Drum runner". Está formado principalmente por dos partes. La primera es un componente móvil, el rotor, que es básicamente un disco central en el que están distribuidos una serie de álabes curvados hacia adelante. La segunda es una voluta responsable de reunir el flujo de aire procedente de los álabes y de crear un único que abandona la unidad. En el ventilador de tipo Sirocco, el principio de funcionamiento es una combinación de dos efectos: la fuerza centrífuga y la deflexión del flujo de aire debida a la curvatura de los álabes. Ver bibliografía [1, 2, 3, 4, 5]. Una imagen actual del ventilador, se muestra en la Figura 1-1.



Figura 1-1: Ejemplo actual de ventilador tipo Sirocco (fuente: www.jouning-blower.com)

El ventilador tipo Sirocco se utiliza hoy en día en una amplia gama de productos comerciales y domésticos. Computadoras, secadoras de ropa, proyectores, coches y sistemas de refrigeración son algunos ejemplos. Ver referencias [11, 12, 13, 14, 15]. Las fortalezas de este tipo de ventilador son el nivel bajo nivel de ruido en funcionamiento y los bajos costes de fabricación. Pero no todo es favorable en el ventilador. Este presenta un rendimiento estático muy pobre. Cuando al rendimiento total proporcionado por el ventilador, se le resta la aportación de la presión dinámica, el rendimiento estático más alto fluctúa alrededor del 30-55%. Esto significa que la energía eléctrica o mecánica necesaria para su funcionamiento es demasiado alta en comparación con la potencia útil en la salida. Este es un factor importante a considerar en el contexto actual donde son solicitadas, cada vez más, regulaciones sobre alto rendimiento.

La principal razón de su bajo rendimiento se debe al flujo altamente turbulento y tridimensional que normalmente presenta en su funcionamiento. Según simulaciones de fluidos CFD (Computational Fluid Dynamics), el flujo de aire sale de los álabes prematuramente y deja de ser guiado. El resultado es una gran cantidad de turbulencias que producen grandes pérdidas de energía. Los álabes impactan contra una masa de aire que se mueve en todas direcciones. Ver bibliografía [10].

El comportamiento de este tipo ventiladores no se puede deducir directamente de la ecuación de Euler. Esta es una de las razones de la falta de estudio en el ventilador de tipo Sirocco. La investigación experimental es necesaria en esta área del conocimiento para obtener mejoras en su funcionamiento.

El grupo de investigación de "Cálculos Numéricos y Diseño de Ventiladores tipo Sirocco" en alemán "Numerische Berechnung und von Auslegung Trommelläufer-Ventilatoren" (NUBAT) de la Universidad de Ciencias Aplicadas de Berlín (HTW) ha estado trabajando durante tres años con este tipo de ventilador. El propósito de esta investigación es optimizar su rendimiento mediante el uso de simulaciones CFD y de investigaciones experimentales.

1.2 Objetivos de este proyecto

Como estudiante colaborador en este ambicioso proyecto, voy a contribuir mediante una parte de él. Mi tarea consiste en investigar experimentalmente la influencia de voluta en el funcionamiento del ventilador de tipo Sirocco con el fin conseguir incrementar su bajo rendimiento.

Para lograr este objetivo son necesarias varias tareas. En primer lugar me sumerjo en la literatura existente para tener una visión adecuada sobre el tema. Con el conocimiento proporcionado por estos libros y con los consejos del director y de los miembros del equipo del proyecto, estoy en condiciones de comenzar este trabajo. Si es posible aumentar el rendimiento estático del ventilador mediante la optimización de los parámetros de la voluta, sé de qué forma podría ser posible. En segundo lugar, es necesario seleccionar los parámetros de diseño para la voluta para el estudio. A continuación, una campaña con 144 configuraciones está lista para desarrollarse. Algunas piezas mecánicas nuevas deben ser diseñadas mediante software 3D con el fin de ser enviadas a la empresa exterior para ser fabricadas. Mediante el uso de las instalaciones avanzadas del laboratorio de dinámica de fluidos de la HTW Berlín, los nuevos modelos son evaluados dentro de una campaña de medición. Posteriormente todos los datos son recopilados y evaluados para comprobar las expectativas de incremento de la rendimiento estático. Por último vamos a ser capaces de decir si el objetivo de este trabajo tiene un final exitoso. Además, después de este estudio es posible concretar algunas tendencias favorables para obtener un mejor rendimiento en el ventilador de tipo Sirocco.

Como resumen, enumeramos a continuación los objetivos de este trabajo:

1. Diseño de nuevas volutas adaptadas a un banco de pruebas multifuncional para ventiladores utilizando herramientas de análisis y software 3D adecuado.

2. Obtención de los bocetos y otros datos necesarios para la fabricación de las piezas en una empresa externa o en el taller de HTW Berlín.
3. Montaje y verificación de las piezas fabricadas.
4. Diseño, organización y desarrollo de una campaña de medición de acuerdo con el equipo del laboratorio de dinámica de fluidos en HTW Berlín.
5. Compilación y evaluación de los datos registrados con los nuevos diseños con respeto a funcionamiento y rendimiento.

1.3 Proyectos previos

Como se ha mencionado antes, este proyecto es parte de una investigación mayor sobre el ventilador del tipo Sirocco. Algunos estudiantes han contribuido con los siguientes trabajos:

Monteiro Sotelo, Iago. **Analysis of the air flow in a tumble dryer by means of laser Doppler and hotwire anemometry**. Master thesis, Berlín: 2008. Ingeniero Industrial por la Universidad de Vigo. En este trabajo, el autor registró los datos de velocidad y turbulencias de un ventilador Sirocco tipo comercial. Esta información fue utilizada como dato de partida para simulaciones mediante elementos finitos.

López Martínez, José Ramón. **Analysis and design of Sirocco fans using different philosophies**. Master thesis, Berlín: 2009. Ingeniero Industrial por la Universidad de Vigo. En su trabajo, el autor diseñó tres ventiladores diferentes tipo Sirocco siguiendo los criterios de tres autores diferentes. El objetivo final fue comprobar las diferencias en el diseño y el rendimiento de estos tres tipos.

Lückemann, Andreas. **Laseroptische Strömungsmessungen an Trommelläufers**. Master thesis, Berlín: 2009. En este trabajo, el autor diseñó y construyó una voluta de metacrilato y otros componentes para llevar a cabo una campaña de mediciones utilizando tecnología PIV y una cámara de medición de alta precisión.

Salinas Cortés, David. **Caracterización de la velocidad y turbulencias de flujo de salida de un ventilador de tipo Sirocco con un anemómetro laser-doppler**. Proyecto fin de carrera, Zaragoza 2010. Ingeniero Industrial por la Universidad de Zaragoza. En su trabajo, el autor realizó una campaña de mediciones en la voluta de un ventilador del tipo Sirocco mediante el uso de un anemómetro láser Doppler. Posteriormente, el autor comparó la verosimilitud de los datos experimentales registrados con las simulaciones CFD.

Darvish, Manoochehr. **Numerical Investigations on the Performance Characteristic of Radial Fans with Forward curved blades by means of CFD**. Master thesis, Berlín: 2010. El autor realizó un estudio mediante el uso de CFD en el ventilador de tipo Sirocco. El objetivo principal era predecir las curvas de rendimiento de este tipo de ventiladores y compararlas con los resultados experimentales. El autor utiliza para ello diferentes modelos de turbulencia y diferentes mallados.

1.4 Estructura del proyecto

El presente proyecto ha sido realizado durante mi estancia como estudiante de intercambio en Berlín, fruto del acuerdo de estudios internacional entre la Universidad de Zaragoza y la Escuela superior de Tecnología y Economía de Berlín (HTW Berlín).

El proyecto final de carrera es la única asignatura que no admite el reconocimiento automático de créditos en la Universidad de Zaragoza durante el intercambio. De esta forma y siguiendo la normativa vigente sobre proyectos la memoria ha sido redactada en lengua española.

La presente memoria en castellano refleja en aproximadamente 10000 palabras el trabajo realizado durante el desarrollo del proyecto, como la normativa recomienda. Está estructurada de forma lógica siguiendo la progresión natural de las tareas necesarias para el desarrollo del proyecto.

El primer capítulo es una introducción que sirve para describir claramente el objetivo y alcance del proyecto, el trabajo previo en que se apoya y el contexto en que se realiza.

El segundo capítulo describe como se han ingeniado y diseñado las piezas necesarias para llevar a cabo el proyecto, dando explicaciones técnicas pero suficientemente claras como para comprenderlas.

En el capítulo tercero se expone claramente como se estructura la campaña de medición que será aplicada a las piezas descritas en el capítulo anterior.

Los capítulos cuarto, quinto y sexto son el reflejo de los datos obtenidos en las mediciones, su posterior evaluación y contraste con otras fuente para identificar su veracidad.

Finalmente se redacta un capítulo de conclusiones, el séptimo, donde aparecen los puntos más importantes que se desprenden de la investigación llevada a cabo con el presente proyecto.

Se añaden dos capítulos más referentes a la bibliografía más importante necesaria para desarrollar este proyecto y una recopilación de los símbolos utilizados con su descripción y unidades correspondientes.

Por último se adjunta un único Anexo que contiene el proyecto fin de carrera completo en lengua inglesa. Este ha sido presentado y evaluado positivamente en la universidad de acogida. Se hacen continuas referencias a él en esta memoria deseando que el hecho que esté redactado en inglés no suponga ningún obstáculo para quien lo consulte. Fue redactado con la categoría de “Master thesis” ya que la estructuración de estudios en Alemania no coincide exactamente en sus nomenclatura con la española, aunque su contenido es prácticamente el mismo.

2 Piezas diseñadas para el desarrollo de este proyecto

Para lograr los objetivos de este trabajo, se deben diseñar nuevas piezas mecánicas. Necesitamos seis nuevas volutas, sus correspondientes piezas de posicionamiento, y algunas piezas auxiliares para calibrar el sensor de par. En este capítulo se pueden encontrar todos los detalles de estas nuevas piezas.

2.1 Parámetros de diseño en el ventilador tipo Sirocco

Recogiendo la herencia de Werner Roth, en su estudio integral del ventilador tipo Sirocco, ver bibliografía [1], podemos utilizar la descripción de las variables que intervienen en el diseño de este tipo de ventiladores (ver Figura 2-1)

Geometría de la voluta:

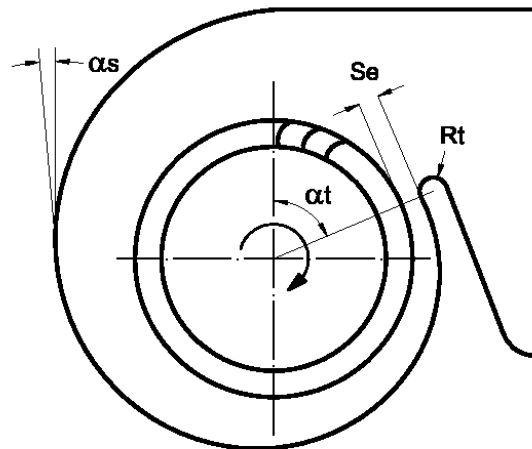
α_s : Ángulo de crecimiento de la espiral logarítmica

α_t : Ángulo de posicionamiento de la lengua

S_e : distancia mínima entre rotor y voluta

R_t : Radio de la lengua

B : Anchura de voluta



Geometría del rotor:

D_1 : Diámetro interior

D_2 : Diámetro exterior

b : Anchura de rotor

R_b : Radio de álabe

β_{s1} : Ángulo de entrada del álabe

β_{s2} : Ángulo de salida del álabe

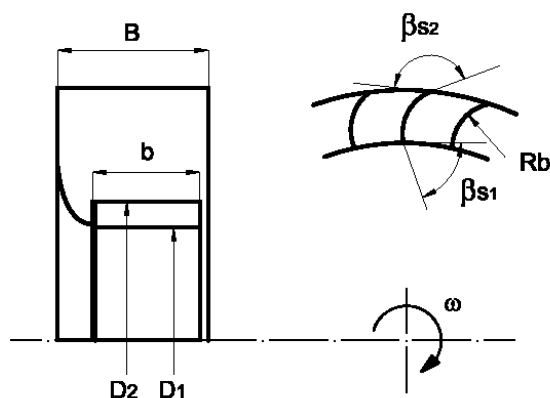


Figura 2-1: Parámetros de diseño del ventilador según Roth

Como esta investigación se centra en la influencia de la voluta en el funcionamiento del ventilador, los parámetros del rotor permanecen invariables. Comprobamos la influencia de los parámetros de la voluta. Además, se evalúa el efecto de descentrar ligeramente la posición original del rotor en el funcionamiento del ventilador. En resumen:

- Parámetros fijos para la geometría del rotor
- Parámetros variables para la geometría de la voluta
- Una vez fabricadas las volutas, mediante la aplicación de descentramiento del rotor, ver la influencia sobre el rendimiento del ventilador.

2.1.1 Parámetros fijos para la geometría del rotor

El rotor utilizado para este trabajo proviene de la empresa alemana Punker¹. Trabajamos con este rotor, porque se asume que ya cuenta con un diseño optimizado y porque este trabajo se centra en la influencia de la voluta en el funcionamiento del ventilador de tipo Sirocco. Ver Figura 2-2.

El modelo utilizado para la investigación tiene las siguientes propiedades:

Geometría del rotor:

$$D_1 = 130 \text{ mm}$$

$$D_2 = 160 \text{ mm}$$

$$b = 62 \text{ mm}$$

$$R_b = 15 \text{ mm}$$

$$\beta_{s1} = 77,3^\circ$$

$$\beta_{s2} = 165,4^\circ$$

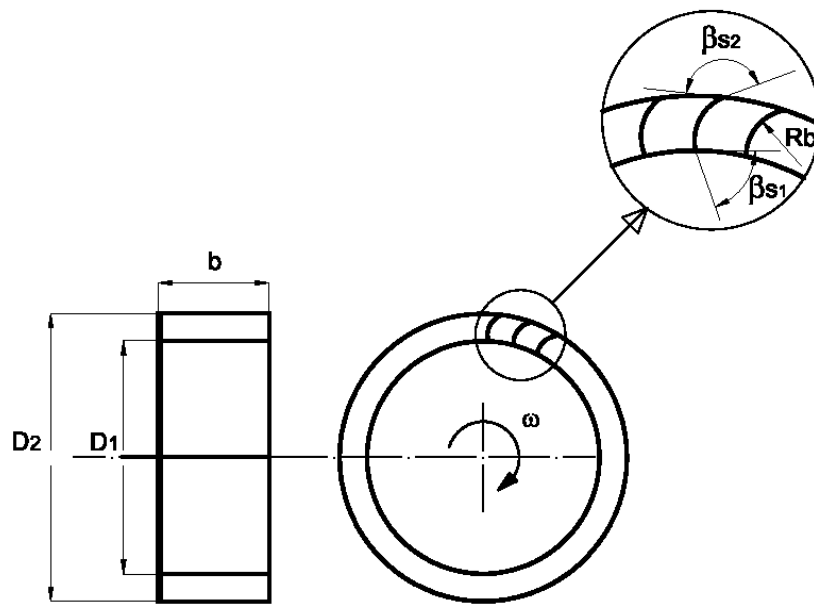


Figura 2-2: Parámetros de diseño para el rotor

Estos parámetros no va a cambiar durante la campaña de medición por lo tanto no hay necesidad de diseño para el rotor.

2.1.2 Parámetros variables para la geometría de la voluta

Esta sección es uno de los puntos más importantes en el diseño de las nuevas piezas. Para llevar a cabo estos diseños utilizamos para un lado, una vez más las

¹ Punker: Blower wheels and Fan Technology (www.punker.de)

referencias proporcionadas por Roth en su estudio, y por otro lado, el conocimiento proporcionado por un trabajo previo de un miembro del equipo (Lückemann, [7]).

Roth experimentó con el ventilador tipo siroco y llegó a la conclusión de que para el mejor funcionamiento, estas relaciones son necesarias:

$$\alpha_s = 5^\circ$$

$$B/b = 1,08$$

$$Se/D_2 = 0,08$$

$$Rt/D_2 = 0,05$$

$$\alpha_t = 65^\circ$$

Lückemann experimentó con el mismo tipo de ventilador en su trabajo con buenos resultados siguiendo los criterios siguientes:

$$\alpha_s = 7^\circ$$

$$B/b = 1,08$$

$$Se/D_2 = 0,075$$

$$Rt/D_2 = 0,05$$

$$\alpha_t = 67^\circ$$

Como vemos las relaciones para la obtención de altos rendimientos son prácticamente las mismas. La diferencia principal radica en α_s .

El interés de este trabajo nace en el hecho que Roth experimentó exhaustivamente en muchos aspectos del ventilador tipo Sirocco: rotor, álabes, voluta, tobera, lengua, etc, pero con esa cantidad de experimentación no se podía incurrir con tanto detalle como para llegar a conclusiones definitivas. Él expresa este hecho en sus propias palabras, además de aludir a la falta de experimentación en este tipo de ventiladores.

Por ejemplo, cuando comprueba la influencia del ángulo de crecimiento de la espiral logarítmica (α_s), utiliza diferentes valores. Estos ángulos son $\alpha_s = 3^\circ, 5^\circ, 7^\circ, 9^\circ$ y 11° , es decir, cada 2 grados. El ángulo de crecimiento que da el mejor rendimiento para él es de 5° . Pero podría suceder que el máximo real fuera otro, por ejemplo, en $4,5^\circ$ o $5,5^\circ$. Por esta razón en este trabajo se experimenta con divisiones más cortas en torno a ese máximo.

Para la nueva investigación se hacen divisiones cada 0,5 grados sobre la escala de $3,0^\circ$ a $5,5^\circ$. Más concretamente los ángulos de crecimiento incluidos en el estudio son $\alpha_s: 3,0^\circ, 3,5^\circ, 4,0^\circ, 4,5^\circ, 5,0^\circ, 5,5^\circ$.

Comprobamos también, dos valores para el ancho de voluta que son 67 mm y 87 mm. Utilizando el parámetro adimensional de anchura de voluta queda $B/b = 67/62$, $87/62 = 1,08, 1,4$. Según Roth, la relación $B/b = 1,08$ debe ser mejor, pero queremos repetir el experimento y ver este resultado por nosotros mismos.

2.2 Piezas de posicionamiento

Sobre el parámetro de la mínima separación entre el rotor y voluta, utilizamos el criterio de $Se/D_2 = 0,075$. Si el diámetro exterior del rotor es fijo $D_2 = 160$ mm, entonces esta distancia debe ser $Se = 0,075 \cdot 160 = 12$ mm.

El radio de la lengua se fija en función de la relación $Rt/D_2 = 0,05$. Conociendo el valor de D_2 , el valor de este radio queda $Rt = 0,05 \cdot 160 = 8$ mm

Para el ángulo de posición de la lengua utilizamos el criterio de $\alpha_t = 67^\circ$

Como resumen del diseño de las nuevas volutas, se muestra un esquema final en la Figura 2.3:

Geometría de la voluta:

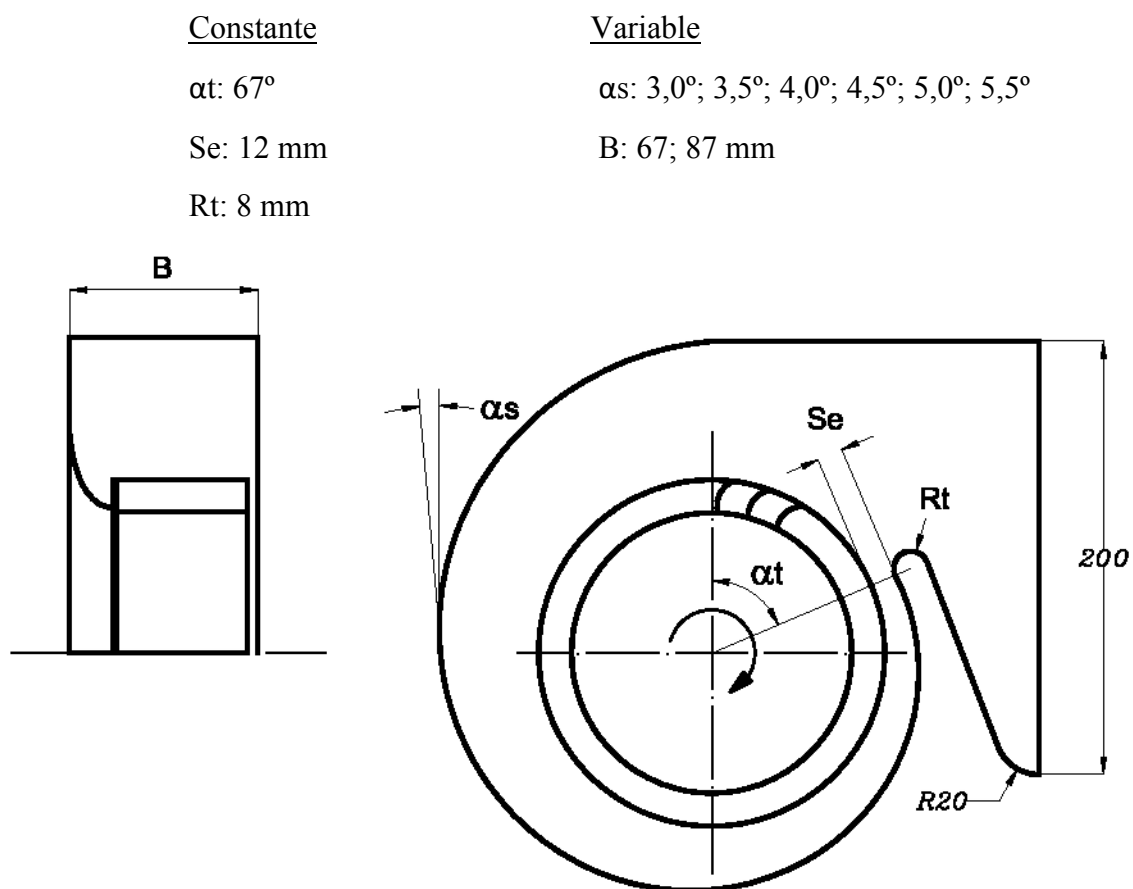


Figura 2-3: Parámetros de diseño de la voluta

Para obtener los puntos del contorno siguiendo una espiral logarítmica con los diferentes valores de α_s , hemos creado una herramienta que permite exportar estos puntos directamente a software de diseño 3D. Para más detalles, consultar en el Anexo: *Appendix A. Tool for obtaining the points of the spiral curve.*

2.2 Piezas de posicionamiento

Esta pieza se utiliza para alinear la voluta en la posición de origen en el tablero del banco de pruebas del ventilador con el fin de proceder a la medición.

Como hemos construido seis volutas, necesitamos seis piezas de posicionamiento. El diseño de esta pieza es fácil de obtener, después de tener el diseño de la correspondiente voluta. Esta pieza de centrado tiene que poder insertarse en el interior de la voluta. Además, se necesita un agujero en el punto central de valor igual al diámetro del eje del rotor que es de 10 mm.

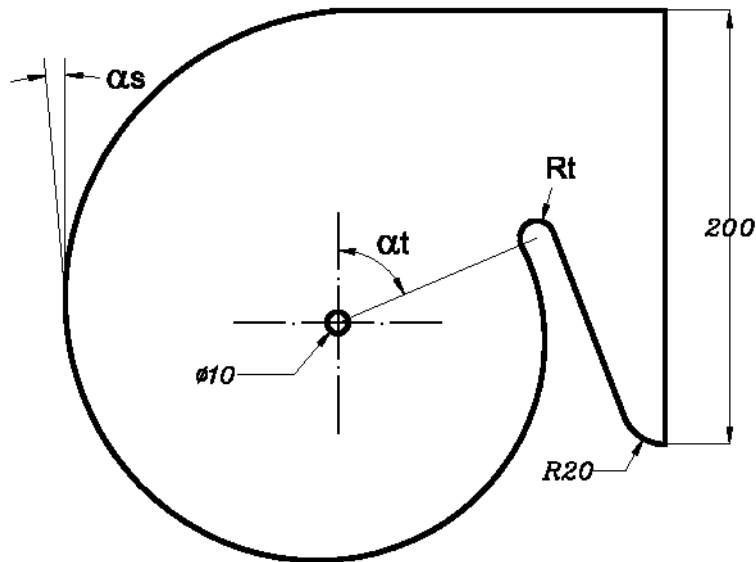


Figura 2-4: Pieza de posicionamiento para la voluta de 5°

Se muestra un ejemplo de una pieza de posicionamiento para la voluta de 5 grados en la Figura 2-4.

2.3 Componentes necesarios para la pre calibración del sensor de par

El sensor de par permite conocer el par presente en el eje del ventilador necesario para calcular el rendimiento del conjunto.

Antes de montar el sensor de par en el banco de pruebas de ventilador, llevamos a cabo una verificación manual de los valores otorgados por este sensor aún teniendo un certificado de la calibración del mismo.

Para ello, necesitamos una nueva pieza. Esta tiene que fijar o dejar libre el eje con el fin de poder registrar el momento estático creado cuando una masa está colgada en la barra. Ver Figura 2-5.



Figura 2-5: Set de pre calibración del sensor de par

2.4 Fabricación de los modelos

La pieza para calibrar el sensor de par se ha fabricado en el taller de la HTW Berlín. Para la fabricación de esta pieza, que se utiliza en la pre calibración del sensor de par, hemos creado un boceto en 2-D a mano. Luego se rellenó la hoja regulatoria para enviar al taller de la universidad.

Para fabricar las volutas, estas fueron enviadas a un taller externo. Decidimos cortar las piezas en una empresa externa especializada en madera. Con el fin de cortar las volutas se tuvo que enviar un archivo con los ficheros de los bocetos dibujados con software de diseño para su inserción en una máquina de corte por CNC. En total son seis bocetos: para las volutas de 3,0°, 3,5°, 4,0°, 4,5°, 5,0° y 5,5°. Además otros seis ficheros para la fabricación de las piezas de posicionamiento.

Las restricciones para el diseño de las volutas eran cortar las piezas en un bloque de madera MDF (tablero de madera de densidad media) de 300 x 300 mm. Todos los diseños se adaptaron a esta geometría. A modo de ejemplo, se puede apreciar el boceto para la voluta de 5 grados en la Figura 2-6.

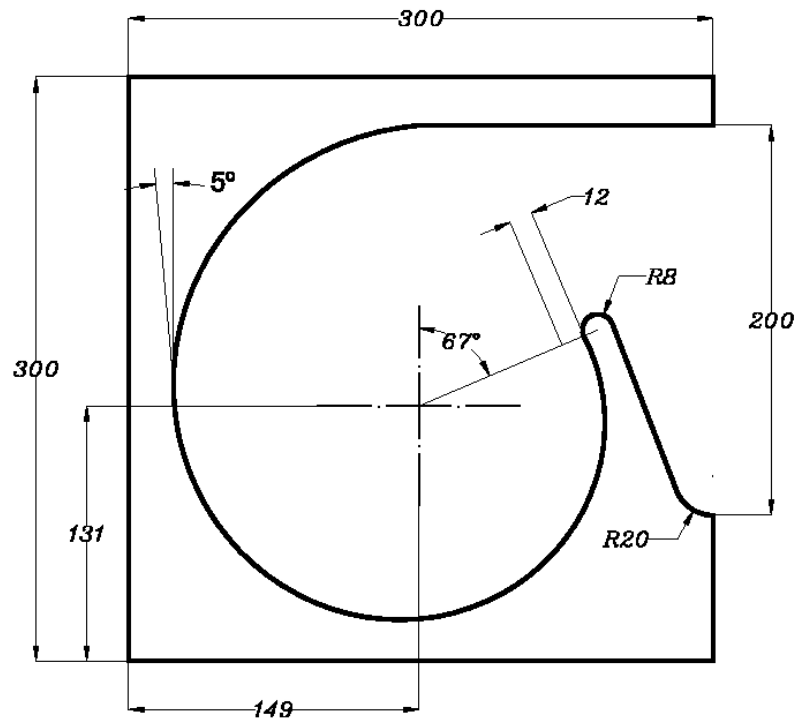


Figura 2-6: Esquema de la voluta de 5°

Para más detalles sobre la geometría final de las volutas y de las piezas posicionamiento por favor consultar en el Anexo: *Appendix G. Specifications of the components.*

La Figura 2.8 muestra el detalle de la diferencia en el ángulo de crecimiento de la espiral logarítmica sobre las volutas fabricadas.

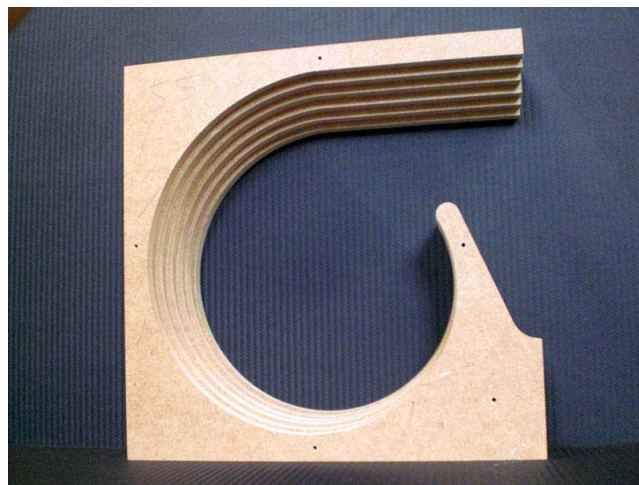


Figura 2-7: Detalle de la diferencia producida por el incremento del ángulo de crecimiento en las volutas.

Para concluir este capítulo, podemos apreciar una imagen conjunta de todas las piezas fabricadas para este proyecto.

2.4 Fabricación de los modelos

En la Figura 2-8 se puede apreciar todo el conjunto de piezas necesarias para este proyecto. En primer plano se encuentran las piezas de posicionamiento. En mitad de la imagen, están las piezas complementarias de las volutas que sirven para aumentar la anchura de estas a 87 mm. Finalmente, en el fondo de la imagen, las seis volutas de 67 milímetros de ancho.

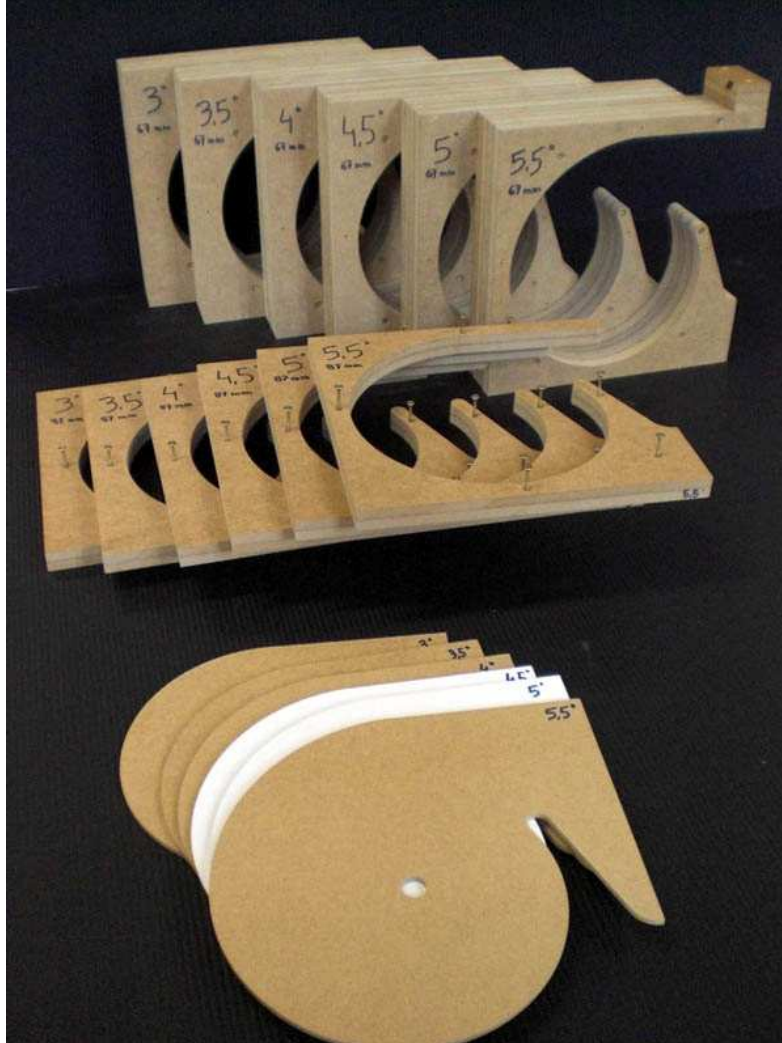


Figura 2-8: Set completo de piezas diseñadas para el proyecto

3 Campaña de medición

El objetivo de la campaña de medición es registrar el comportamiento de los nuevos modelos diseñados. Esta campaña se desarrolla utilizando equipos de tecnología avanzada tales como una cámara de medición de alta precisión, un sensor de par “contactless” y un banco de pruebas multifuncional para ventiladores. Este equipamiento está ubicado en el laboratorio de fluido dinámica de la HTW. Para ver una descripción del mismo, por favor consultar en el Anexo el apartado *Chapter 3 Test Rig*.

3.1 Matriz de medición

Esta campaña de medición concierne por un lado la evaluación de las nuevas volutas y por otro lado, la evaluación de los efectos sobre el rendimiento del ventilador cuando el rotor es ligeramente desplazado de la posición de diseño original. Todas estas variaciones son contempladas en esta campaña de medición. Detallamos a continuación sus partes.

Tenemos seis volutas de acuerdo a los valores del ángulo de crecimiento de la espiral logarítmica que queremos estudiar.

Tabla 3-1: Valores evaluados para ángulo de crecimiento de la espiral logarítmica

αs: Ángulo de crecimiento de la espiral logarítmica					
3,0°	3,5°	4,0°	4,5°	5,0°	5,5°

Tenemos seis partes complementarias de las volutas para aumentar su ancho de 67 mm a 87 mm que es lo mismo que el aumento del parámetro adimensional B/b de 1,08 a 1,4.

Tabla 3-2: Valores evaluados para el parámetro adimensional de ancho de voluta

B/b: Parámetro adimensional de ancho de voluta	
1,08	1,4

Para descentrar el rotor de la posición original, usamos como referencia la separación mínima entre el rotor y voluta (Se). El diseño original es de acuerdo con la relación $Se/D_2 = 0,075$. Queremos descentrar el rotor a las posiciones $Se/D_2 = 0,025$;

0,050, 0,10 y 0,15. Esto es lo mismo que mover el rotor para tener una separación mínima de $Se = 4, 8, 16$ y 20 mm.

Tabla 3-3: Valores evaluados para el parámetro adimensional de separación mínima rotor-voluta

Se/D_2 : Parámetro adimensional de separación mínima rotor-voluta				
0,025	0,050	0,075	0,100	0,150

Adicionalmente queremos situar estas cinco posiciones de separación mínima en dos ángulos adicionales. A parte de la posición original (23°), se desea establecer la separación mínima en 0° y -23° de acuerdo con los ángulos generales. Con el fin de no confundirlo con el ángulo de la posición de la lengua (α_t), vamos a crear una nueva variable denominada α_e (ángulo de excentricidad) para definir la posición de la separación mínima entre el rotor y la voluta (Se). En la Figura 6.1 se puede apreciar con más claridad de qué manera queremos descentrar la posición del rotor.

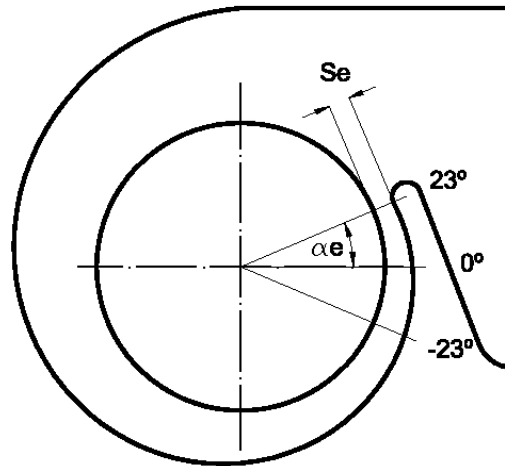


Figura 3-1: Descentrado del rotor según los parámetros Se y α_e

Aunque esta forma de descentrar el rotor tiene una definición polar de coordenadas ($Se, \alpha_e = 4$ mm, 0° , por ejemplo), tenemos que establecer las posiciones en coordenadas cartesianas respecto los ejes X-Y, porque es la forma en que opera el servomecanismo. Se pueden encontrar todos los valores utilizados para el descentrado del rotor en el Anexo como *Appendix B. Values for decentering the rotor.*

Tabla 3-4: Valores evaluados para el ángulo de excentricidad

α_e : Ángulo de excentricidad para la separación mínima rotor-voluta		
23°	0°	-23°

Agrupando estos parámetros, podemos resumir toda la campaña de medición, como sigue. Las configuraciones del ventilador tipo sirocco que se van a medir son:

1) $\alpha_s = 3,0^\circ; 3,5^\circ; 4,0^\circ; 4,5^\circ; 5,0^\circ; 5,5^\circ$	6 configuraciones
2) $B/b = 1,08; 1,4$	2 configuraciones
3) $Se/D_2 = 0,025; 0,050; 0,075; 0,100; 0,150$	5 configuraciones
4) $\alpha_e = 23^\circ; 0^\circ; -23^\circ$	3 configuraciones
Total	144 configuraciones

En resumen, tenemos 144 configuraciones diferentes para evaluar.

3.2 Procedimiento previo a la medición

Todas las configuraciones del ventilador tipo Sirocco son evaluadas a una velocidad de rotación de 1000 rpm. El procedimiento de medición se explica a continuación:

En primer lugar es necesario un calentamiento del banco de ensayos del ventilador.

Lo primero que se debe hacer es calentar el motor. La velocidad de rotación nominal es de 1000 rpm, como se ha mencionado arriba. El criterio utilizado para calentar este dispositivo es conectar el motor a una velocidad de rotación del 20% de la nominal, es decir, a 200 rpm durante 20 minutos.

Este calentamiento es requerido para proporcionar a todas las partes del conjunto una temperatura adecuada antes de iniciar las mediciones. Las partes involucradas en este proceso son el propio motor, el engranaje de ángulo recto, el eje, el sensor de par, acoplamientos y cojinetes.

La cámara de medición tiene un proceso de calentamiento al mismo tiempo. De nuevo utilizando el mismo criterio del 20%, el caudal se fija a 100 m³/h durante 20 minutos.

Esto es necesario para elevar la temperatura de las partes internas de la cámara, como el ventilador auxiliar, conductos internos a través de los cuales fluye la corriente de aire, etc. Para apreciar en detalle los componentes de la cámara de medición, por favor consultar en el Anexo el apartado *Chapter 1 Introduction / state-of-the-art / Chamber test rig*.

Una vez que el sistema llega a la temperatura de operación, el siguiente paso es acoplar la voluta al banco de pruebas del ventilador. Cuando la voluta se monta en los servo brazos, es necesario situarla en la posición de origen. El servomecanismo es controlado digitalmente mediante un software llamado RSterm² y utiliza dos servo

² RSterm: Serial terminal software v1.0

brazos para mover la voluta según los ejes X-Y. Sin embargo, la posición inicial debe ser ajustada manualmente.

Para ello, se utilizan las piezas de posicionamiento. En primer lugar, esta pieza se introduce en la voluta, que debe coincidir con el ángulo de crecimiento correspondiente, como se aprecia en la Figura 3-2.



Figura 3-2: Situando la voluta en la posición inicial mediante las piezas de centrado

Posteriormente, actuamos de forma manual los brazos de servo para encontrar el origen. Podemos ajustar el servomecanismo utilizando los botones correspondientes situados en sendos extremos de los servobrazos. El eje del ventilador debe estar alineado con el agujero de la pieza de posicionamiento. Tenemos que guardar esta posición. Una vez se ha grabado, se puede enviar la orden de desplazar la voluta a la posición que se desea evaluar.

A continuación se debe alojar el rotor en el extremo del eje, en su posición de funcionamiento. Después podemos mover la unidad del ventilador hasta su posición final deslizando la parte móvil hacia la cámara de medición. Finalmente se fija en su posición final con la ayuda de seis tornillos.

En este momento, todo el sistema está listo para la medición. Una acción importante a realizar, es resetear los sensores de presión. Posteriormente, podemos conectar el motor y proceder con las mediciones.

La medición se realiza de forma manual mediante el software de control de la cámara de medición. El criterio para registrar cada punto de funcionamiento del ventilador es esperar en el punto hasta llegar a estado estacionario y luego grabar los valores tras diez segundos de espera. El software toma los valores promedio de diez segundos.

El paso utilizado para registrar los sucesivos puntos de las curvas características es un incremento del caudal de $25 \text{ m}^3/\text{h}$ entre punto y punto. Esto significa avanzar según caudales de 0, 25, 50, 100, 150, m^3/h ... etc.

3.3 Ejecución de la medición

Para controlar la cámara de medición y proceder al registro de las curvas características utilizamos el software proporcionado por la misma empresa que ha fabricado la cámara de medición (ILK Dresden).



Figura 3-3: Panel de control de la cámara de medición

En la Figura 3-3 tenemos una visión general del software. La pantalla se puede dividir en cinco partes que se describen a continuación.

La primera, en la parte superior izquierda, es el panel de control.

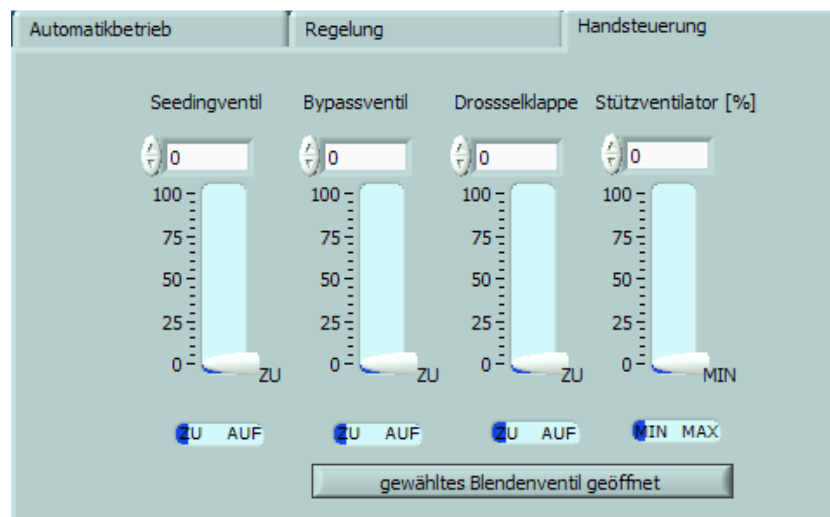


Figura 3-4: Panel de control manual

Como se aprecia en la Figura 3-4, tenemos diferentes opciones para regular el caudal que queremos establecer en la cámara de medición. Nosotros usamos la opción

manual (Handsteuerung) para registrar las curvas características, ya que con esta opción se tiene un control total sobre el caudal.

Los controles más importantes en el panel manual son el que regula la apertura de la compuerta de entrada de flujo (Drosselklappe) y el que regula el régimen del ventilador auxiliar (Stützventilator).

El primer punto que se debe registrar para cualquier configuración del ventilador es para caudal nulo. Para conseguirlo, tanto la compuerta de entrada como el ventilador auxiliar deben ser ajustados a cero. Esto significa que la compuerta está completamente cerrada y el ventilador auxiliar está desconectado.

Cuando se quiere avanzar sobre la curva característica del ventilador, se tiene que aumentar el caudal proporcionado por la cámara de medición hacia el siguiente punto de caudal que es de 25 m³/h. Para lograr este caudal lo primero es proceder a la apertura de la compuerta de entrada de flujo. Si esto no es suficiente, podemos usar el ventilador auxiliar.

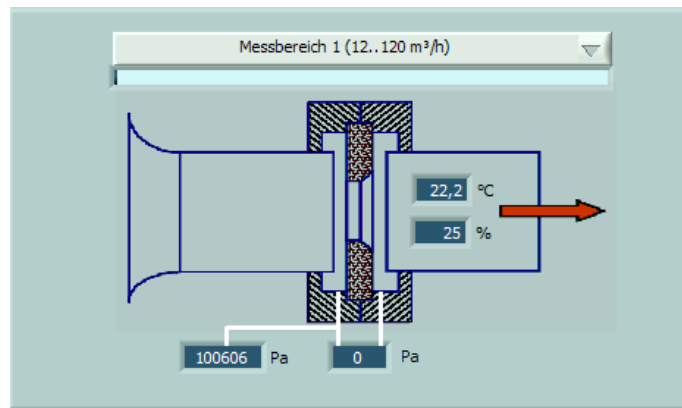


Figura 3-5: Panel de estado del sistema

Si queremos ir más allá sobre los valores de caudal, el panel que se muestra en la Figura 3-5 debe ser considerado.

La cámara de medición tiene tres escalas de medida. Para caudales desde 12 hasta 120 m³/h se utiliza el primer conducto de medición. De 70 a 680 m³/h se utiliza el segundo conducto de medición. Por último, de 150 a 2000 m³/h se utiliza el tercer conducto de medición. Se puede cambiar entre estos diferentes conductos actuando sobre este panel, clicando en la flecha de la parte superior derecha.

En la esquina superior derecha se encuentra el panel de valores instantáneos. En él podemos comprobar el estado de los valores instantáneos implicados en la medición. En la Figura 3-6 tenemos una vista de este.

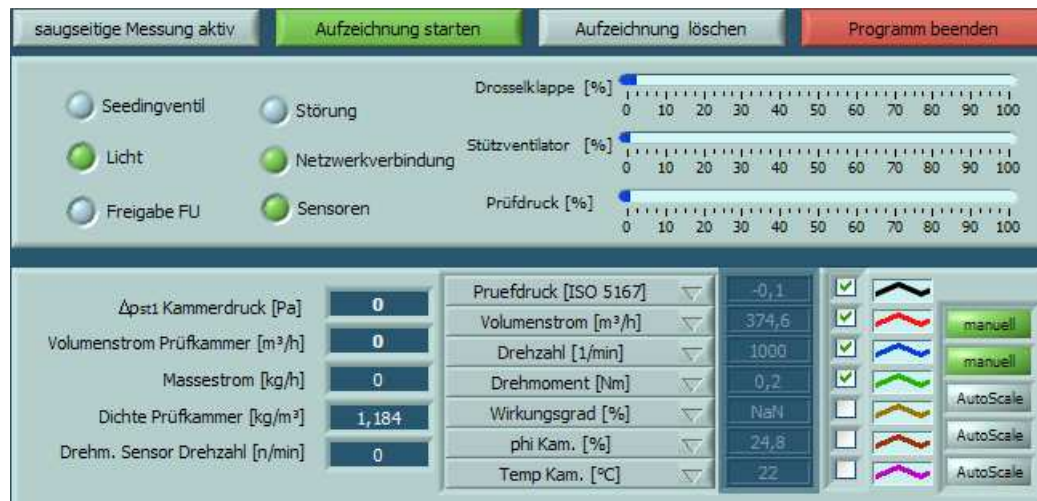


Figura 3-6: Panel de valores instantáneos del sistema

En la parte superior del panel, se encuentran los indicadores del estado de la compuerta de apertura de flujo (Drosselklappe), del régimen del ventilador auxiliar (Stützventilator) y del salto de presión (Prüfdruck) registrado en la cámara. Se muestran en valores porcentuales. Es evidente que cuando una magnitud indica 100% significa que es el máximo que puede asumir la cámara de medición.

Justo debajo, a la izquierda hay algunos indicadores representados por círculos iluminados. Entre ellos, los indicadores más importantes son: conexión entre la cámara y el PC (Netzwerkverbindung), estado de los sensores de la cámara de medición (Sensoren) y estado de conexión de la cámara de medición (Licht).

A la derecha, están representados los valores instantáneos que los sensores están proporcionando a la cámara. Los más importantes son: salto de presión (Prüfdruck), caudal (Volumenstrom), velocidad de rotación (Drehzahl) y par en el eje (Drehmoment). Al hacer clic junto al nombre del valor que se puede agregar al panel gráfico.

El panel de gráficos se muestra en la Figura 3-7, aquí se pueden representar los valores seleccionados según diferentes ejes X: tiempo (Zeit) o caudal (Volumenstrom). Este panel es muy útil para tener una visión global de toda la medición.

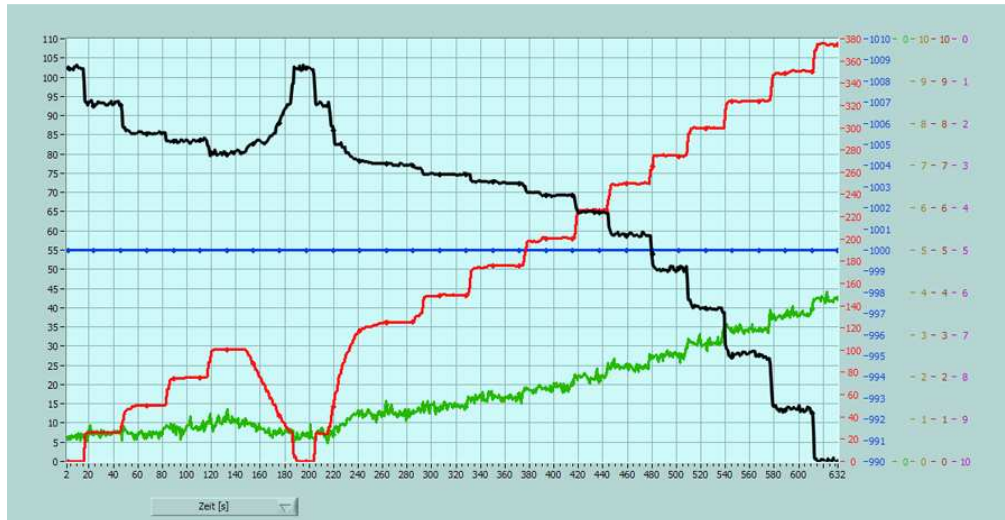


Figura 3-7: Panel de gráficos

En el ejemplo de la Figura 3-7 se muestran los siguientes parámetros en el tiempo (eje X):

- Salto de presión estática en Pa (línea negra)
- Caudal en m^3/h (línea roja)
- Par en el eje en Nm (línea verde)
- Velocidad de rotación en rpm (línea azul)

Podemos ver los caudales utilizados en las consecutivas mediciones (línea roja) que se incrementan en pasos de $25 \text{ m}^3/\text{h}$. Hay una caída del caudal cuando se llega a $100 \text{ m}^3/\text{h}$. La razón es que el rango de medición del primer conducto está muy cerca de su máximo. Si queremos continuar adelante para valores más altos de caudal, tenemos que cambiar al siguiente conducto. Cuando queremos intercambiar conductos de medición, es necesario regresar a caudal nulo. De lo contrario la cámara de medición podría resultar dañada.

La última parte es el panel de datos registrados manualmente. Lo podemos apreciar en la Figura 3-8, donde se muestran los valores registrados para esta concreta configuración. Se registran en pasos de $25 \text{ m}^3/\text{h}$. Para cada punto el software nos entrega la siguiente información:

- Tiempo de medición en s
- Caudal en m^3/h
- Salto de presión estática en Pa
- Densidad del aire en la cámara en Kg/m^3
- Temperatura en la cámara en $^{\circ}\text{C}$
- Caudal másico en kg/h
- Humedad del aire en la cámara en g/Kg
- Temperatura en la sala en $^{\circ}\text{C}$
- Velocidad de rotación en $1/\text{min}$
- Par en el eje en Nm

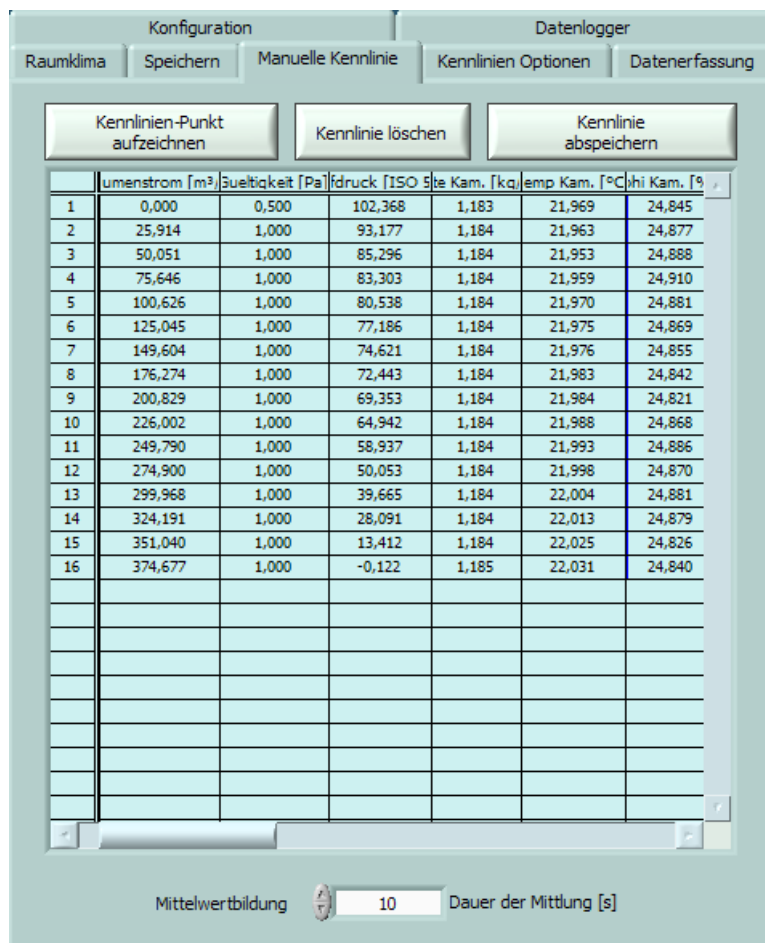


Figura 3-8: Panel de datos registrados manualmente

Estos datos se pueden exportar como hoja de datos para un tratamiento más adecuado. Para obtener información más detallada acerca de los datos y el formato de esta exportación, por favor consulte en el Anexo: *Appendix C. Data provided by the chamber test rig*.

4 Datos obtenidos

Este capítulo es una recopilación de los datos adquiridos en la campaña de medición.

Los datos están ordenados según familias correspondientes al ángulo de crecimiento de espiral logarítmica (α_s) y se muestran mediante el uso de gráficos autocontenidos. Todos los detalles de cada gráfico se puede encontrar en la información que los acompaña así como en las correspondientes leyendas. Para cada sección se muestran, las siguientes curvas características del ventilador:

- Salto de presión estática en función del caudal
- Par en el eje en función del caudal
- Rendimiento estático en función del caudal

Además, al final de cada sección se adjunta información adicional para aclarar los detalles de cada configuración evaluada. Esto se muestra mediante un gráfico en 3-D con las configuraciones del rotor medidas.

En este capítulo sólo se muestran los datos más relevantes de la campaña de medición. Cuando 144 configuraciones implican una gran cantidad de datos, sólo los más interesantes de acuerdo a rendimiento y comportamiento son mostrados.

A título de ejemplo solo se muestran las curvas características para $\alpha_s = 4,0^\circ$. Para consultar los datos que completan este apartado por favor consultar en el Anexo el apartado *Chapter 7 Collected data*.

4.1 Datos más relevantes ordenados según familias de α_s

4.1.1 Voluta con ángulo de crecimiento de espiral logarítmica $\alpha_s = 4,0^\circ$

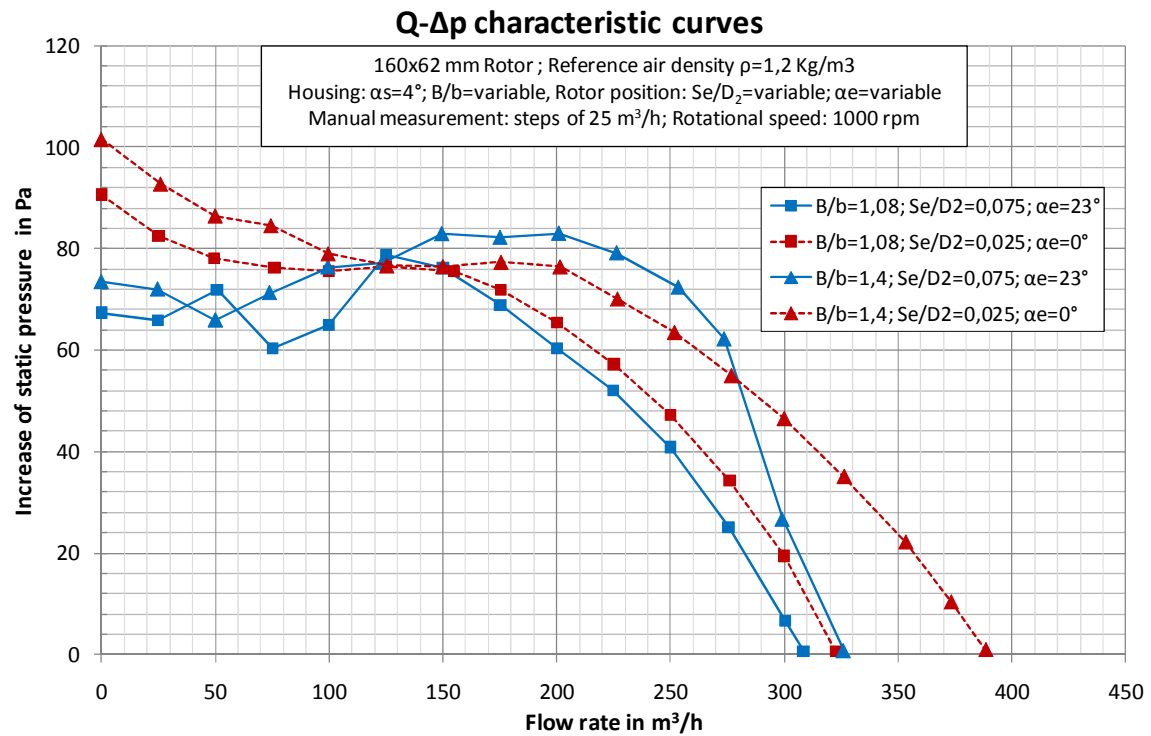


Figura 4-1: Salto de presión estática en función del caudal del ventilador tipo Sirocco D160x62mm a 1000rpm, voluta con ángulo de crecimiento de 4°

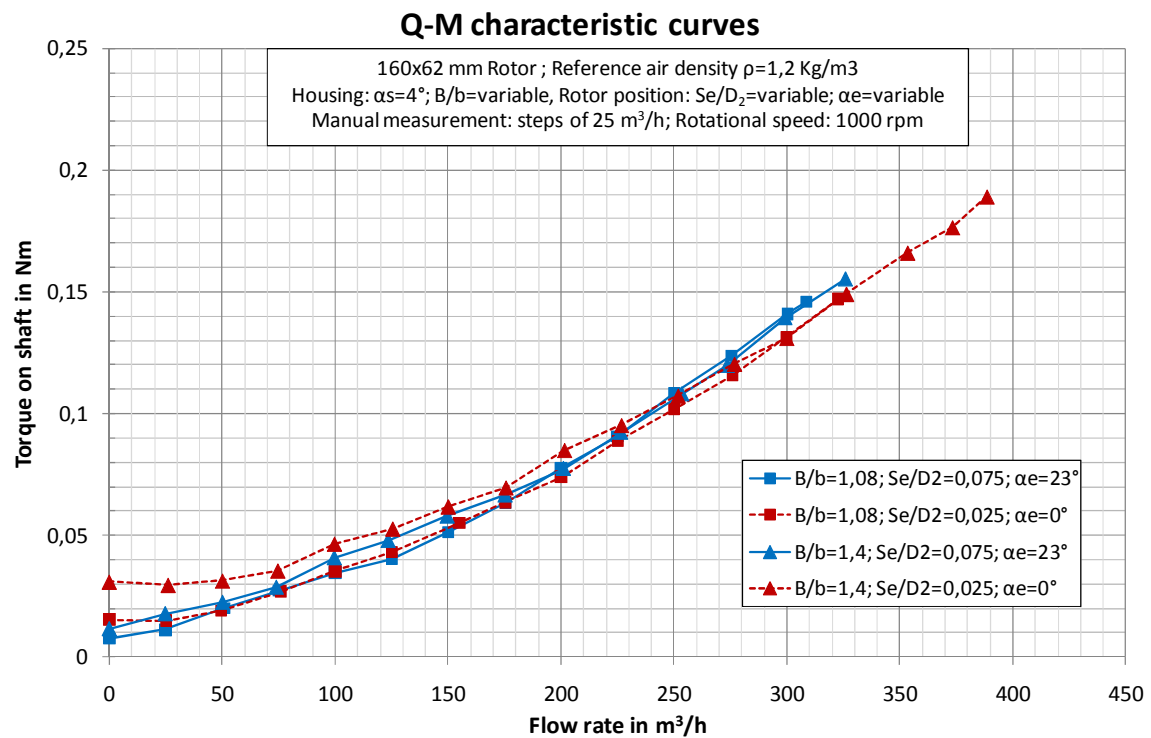


Figura 4-2: Par en el eje en función del caudal del ventilador tipo Sirocco D160x62mm a 1000rpm, voluta con ángulo de crecimiento de 4°

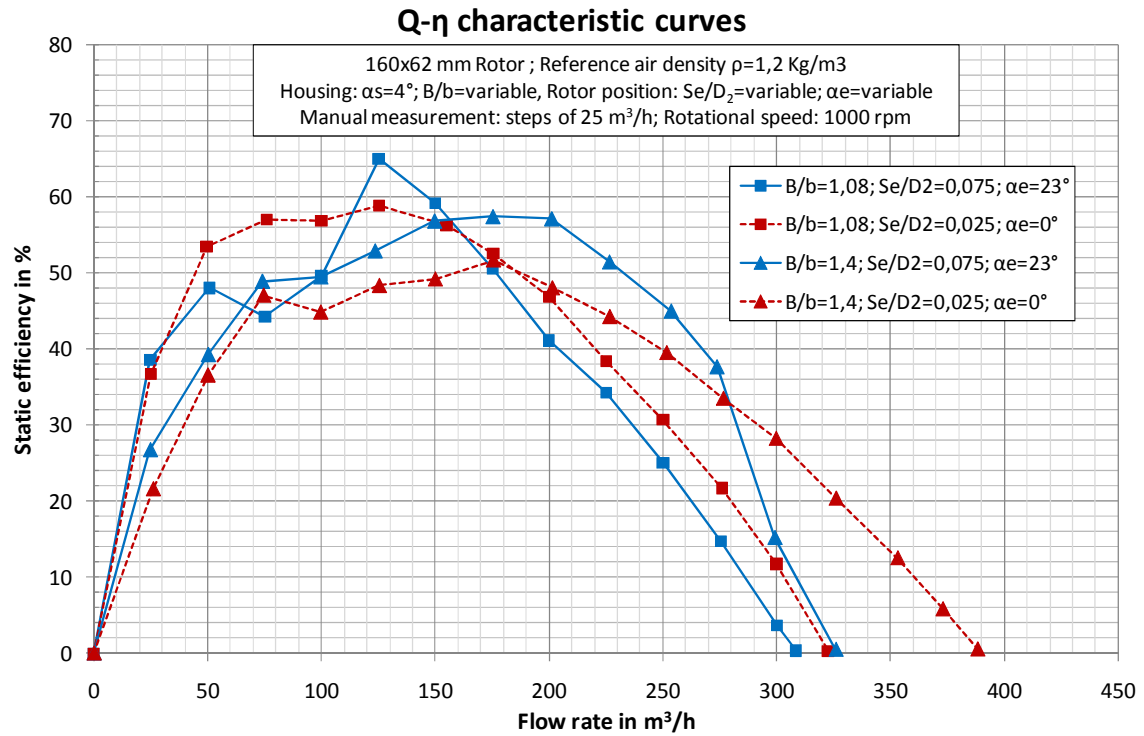


Figura 4-3: Rendimiento estático en función del caudal del ventilador tipo Sirocco D160x62mm a 1000rpm, voluta con ángulo de crecimiento de 4°

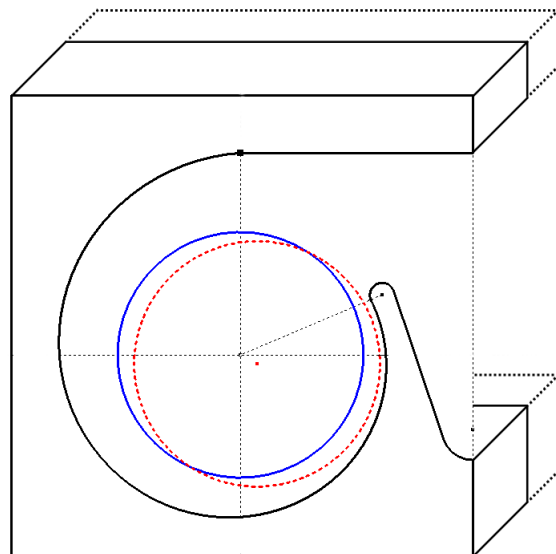
Ángulo de crecimiento: $\alpha s = 4^\circ$

—□— $B/b = 1,08$

—△— $B/b = 1,4$

○ $Se/D_2 = 0,075$; $\alpha e = 23^\circ$

○ $Se/D_2 = 0,025$; $\alpha e = 0^\circ$



5 Evaluación de los resultados

En este capítulo, se analizan todas las curvas registradas en la campaña de medición en busca de los mejores comportamientos del ventilador de tipo Sirocco.

El dato más interesante para nosotros, en esta investigación, es el rendimiento estático. Es uno de los objetivos de este trabajo. Por lo tanto, se lleva a cabo un análisis detallado en busca de los valores más altos. Un aspecto importante es también, observar para que valores de los parámetros de diseño se obtienen estos máximos. Tratamos de encontrar la combinación más favorable de los parámetros de diseño para alcanzar el rendimiento estático máximo.

En esta sección se muestran los resultados más importantes del estudio. Para consultarlo completo por favor ver en el Anexo el apartado *Chapter 8 Evaluation of the results*.

Para concluir el capítulo, en la última parte se revelan algunas influencias y tendencias encontradas sobre los parámetros de diseño de ventilador tipo Sirocco.

5.1 Rendimientos máximos encontrados

5.1.1 Máximo rendimiento estático de toda la campaña de medición

De acuerdo con los datos experimentales, el mayor rendimiento estático es 69,1%. La configuración que ofrece este máximo se detalla en la Tabla 5-1:

Tabla 5-1: Máximo rendimiento estático de toda la campaña de medición

η_{\max}		Configuración			
α_s	η_{\max}	B/b	Se/D2	α_e	fichero
°	%	-	-	°	-
5	69,1	1,08	0,075	-23	110126_67_5_160x62_-23_12_1000

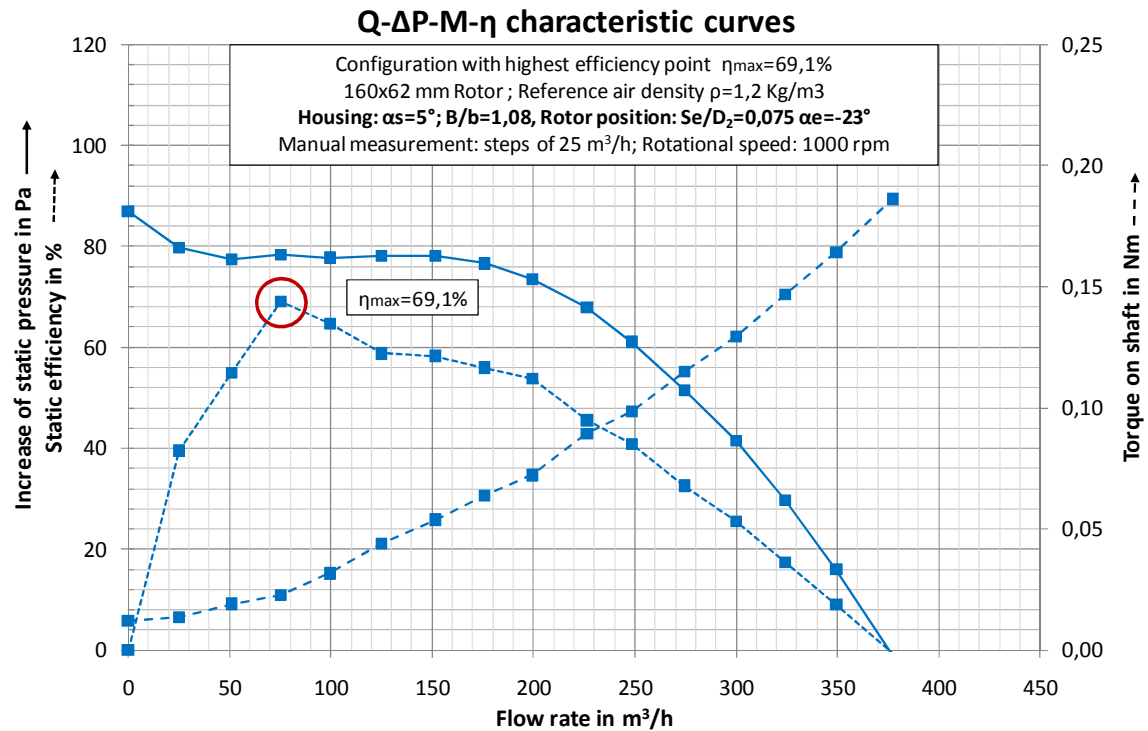


Figura 5-1: Curvas características del ventilador tipo Sirocco D160x62mm para la configuración con el máximo rendimiento estático

En la Figura 5-1 podemos apreciar el comportamiento de la configuración del ventilador tipo Sirocco con el mayor rendimiento estático de la campaña de medición. En la gráfica, podemos ver tres curvas que reflejan: el salto de presión estática, el par en el eje y, por último, el rendimiento estático.

Tanto la curva de salto de presión estática como la de par en el eje tienen un comportamiento suave. La curva de rendimiento estático tiene un comportamiento suavemente dentado que presenta su máximo en el punto de caudal $75 \text{ m}^3/\text{h}$.

Este valor de 69,1% representa un paso adelante en el estudio del ventilador tipo Sirocco en el departamento de dinámica de fluidos en la HTW Berlín. Como referencia, el último valor máximo encontrado para el mismo tipo de ventilador a 1000 rpm fue de 50%. Este fue registrado por un estudiante del departamento un año atrás. Consultar [7].

Esto significa que se ha conseguido aumentar el último rendimiento estático en un 38,2%, se ha pasado pues, del 50% al 69,1% de acuerdo con las mediciones realizadas.

Para obtener información más detallada sobre el funcionamiento de esta configuración por favor consultar en el Anexo: *Appendix E. Details of the configuration with highest static efficiency*.

5.1.2 Máximos rendimientos estáticos para cada punto de caudal

En la sección anterior, se han analizado las curvas de rendimiento estático mediante el uso del siguiente criterio: Búsqueda del punto de máximo rendimiento de la curva. Pero podemos pensar que un dispositivo como un ventilador puede trabajar en distintos puntos de funcionamiento. Depende de cómo interactúen la curva característica

ventilador y la curva de resistencia del sistema. De acuerdo con esa posibilidad, la variación del punto de operación del ventilador puede producir una variación en el rendimiento que entrega. Por lo tanto, podría ser interesante encontrar la configuración que mantiene el mejor rendimiento a lo largo de su curva característica.

Para encontrar esta configuración, se han evaluado para cada punto de caudal, todas las curvas características del ventilador en busca del máximo rendimiento estático en el intervalo de 0 a 450 m³/h. Como la medición se ha realizado siguiendo pasos de 25 m³/h se tienen que evaluar 18 puntos.

Tabla 5-2: Máximos rendimientos estáticos para cada punto de caudal

η_{\max} en cada punto de caudal		Configuración			
Caudal	Max rendimiento	B/b	Se/D2	α_e	fichero
m ³ /h	%	-	-	°	
0	0,0				-
25	48,7	1,08	0,125	-23	110126_67_5_160x62_-23_20_1000
50	62,6	1,08	0,125	23	110126_67_5_160x62_23_20_1000
75	69,1	1,08	0,075	-23	110126_67_5_160x62_-23_12_1000
100	65,4	1,08	0,075	0	110126_67_5_160x62_0_12_1000
125	65,4	1,08	0,075	23	110125_67_45_160x62_23_12_1000
150	63,3	1,08	0,075	23	110126_67_5_160x62_23_12_1000
175	59,3	1,4	0,075	23	110127_87_45_160x62_23_12_1000
200	59,8	1,4	0,075	23	110128_87_55_160x62_23_12_1000
225	57,3	1,4	0,075	23	110128_87_55_160x62_23_12_1000
250	55,3	1,4	0,075	23	110128_87_55_160x62_23_12_1000
275	52,7	1,4	0,075	23	110128_87_55_160x62_23_12_1000
300	46,0	1,4	0,075	23	110128_87_55_160x62_23_12_1000
325	40,6	1,4	0,075	23	110128_87_55_160x62_23_12_1000
350	34,9	1,4	0,075	23	110128_87_55_160x62_23_12_1000
375	20,3	1,4	0,05	0	110128_87_5_160x62_0_8_1000
400	14,9	1,4	0,05	0	110128_87_5_160x62_0_8_1000
425	6,9	1,4	0,05	0	110128_87_5_160x62_0_8_1000
450	0,7	1,4	0,05	0	110128_87_5_160x62_0_8_1000

En la Tabla 5-2 podemos ver la configuración con el mayor rendimiento estático para cada punto de caudal. Los mejores rendimientos se hallan en la primera parte de la tabla, es decir, para caudales pequeños. En el apartado anterior, todos los valores corresponden a esta parte del caudal.

En la tabla se puede observar esta tendencia: los mayores rendimientos provienen de pequeños caudales para las volutas con la relación $B/b = 1,08$. Para una mejor rendimiento a caudales grandes, se necesitan volutas con relación de anchura $B/b = 1,4$.

La tabla completa de este estudio de rendimiento se encuentra en el Anexo: *Appendix D. Study of maximal static efficiencies.*

5.2 Resumen de influencias y tendencias encontradas

Después de evaluar todas las curvas y los datos registrados en las mediciones, se han hallado algunas tendencias claras e influencias de los parámetros de diseño. Estas se exponen en esta sección.

5.2.1 Influencia del ángulo de crecimiento

En cuanto al ángulo de crecimiento de espiral logarítmica (α_s), podemos anunciar dos puntos principales. El primero está relacionado con el caudal máximo alcanzado y el segundo sobre la ubicación de los puntos de mayor rendimiento en las curvas de rendimiento del ventilador tipo Siroco.

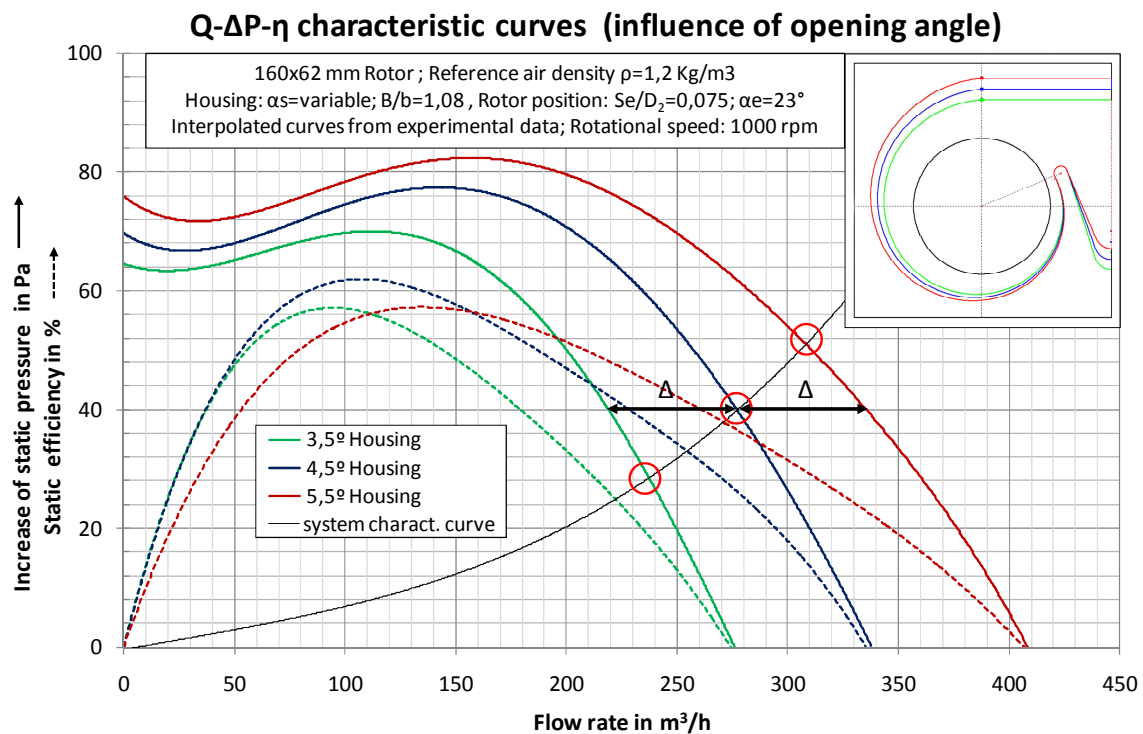


Figura 5-2: Influencia del ángulo de crecimiento en el ventilador tipo Sirocco

- 1) *Como mayor es el ángulo de crecimiento, mayor es el caudal proporcionado por el ventilador.* Un incremento del valor de ángulo de crecimiento concreto produce un incremento proporcional Δ en la curva de salto de presión estática.

En la Figura 5-2 esta influencia se manifiesta claramente gracias a la puesta en común de tres curvas de salto de presión estática para tres ángulos consecutivos. En este ejemplo, el aumento de 0,5 grados en el ángulo de crecimiento produce un aumento del salto de presión de unos $60 \text{ m}^3/\text{h}$. Las curvas características son intersectadas por una curva de resistencia del sistema aleatoria para mostrar los puntos de operación en cada caso y el incremento Δ producido.

Esta influencia del ángulo de crecimiento significa que podemos esperar mayores caudales, si diseñamos con ángulos mayores en el ventilador tipo Siroco. El punto de vista alternativo de esta influencia se relaciona con el punto máximo de rendimiento estático. Como vemos en la misma figura, el aumento del valor de ángulo de

crecimiento no responde siempre a un aumento del rendimiento estático. De hecho, la ubicación de estos puntos sigue una tendencia parabólica. Eso significa que hay un valor máximo de rendimiento estático en función del ángulo de crecimiento. Este hecho se explica más claramente en el siguiente punto.

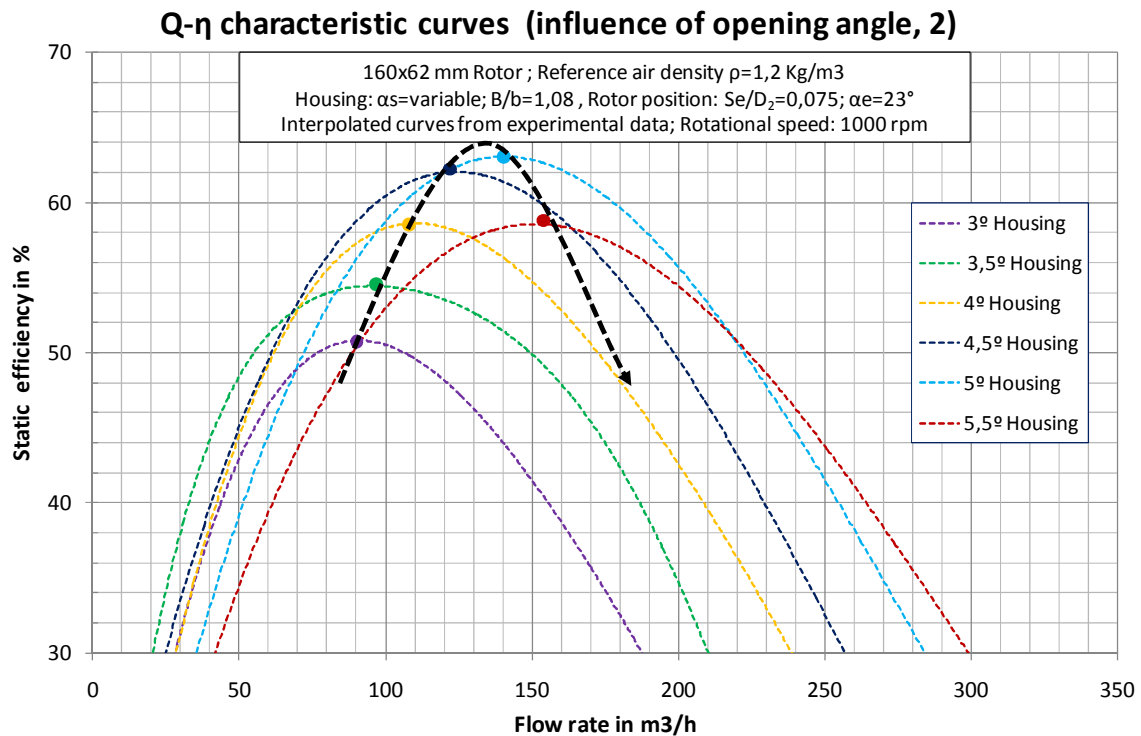


Figura 5-3: Localización de los puntos de máximo rendimiento estático

- 2) *Los puntos con mayor rendimiento estático en función del ángulo de crecimiento de espiral logarítmica presentan una distribución aproximadamente parabólica, con un máximo alrededor de 5°.*

En la Figura 5-3 podemos apreciar las curvas de rendimiento estático para todos los valores de ángulo de crecimiento evaluados en las mediciones (3,0°-5,5°). El punto de mejor rendimiento se remarca con un círculo del mismo color. Se ha dibujado una línea de tendencia que recoge estos seis puntos.

El rendimiento estático máximo va aumentando desde el ángulo inicial de 3,0° hasta alcanzar un máximo. Este máximo es para 5,0°. Posteriormente, se produce una caída, como vemos para el ángulo de 5,5°. El caudal correspondiente a cada uno de los máximos va aumentando hacia la derecha de acuerdo con la influencia que se explica en el punto anterior.

Esta tendencia significa que existe un máximo según el ángulo de crecimiento. En nuestras mediciones el valor mayor de este parámetro es para 5,0°. Pero de acuerdo con la línea de tendencia dibujada en la figura, es probable que el máximo real se sitúe entre 4,5° y 5,0°.

5.2.2 Influencia del ancho de voluta

Hemos observado una clara influencia de la anchura de voluta (B/b) en el comportamiento del ventilador que se explica a continuación.

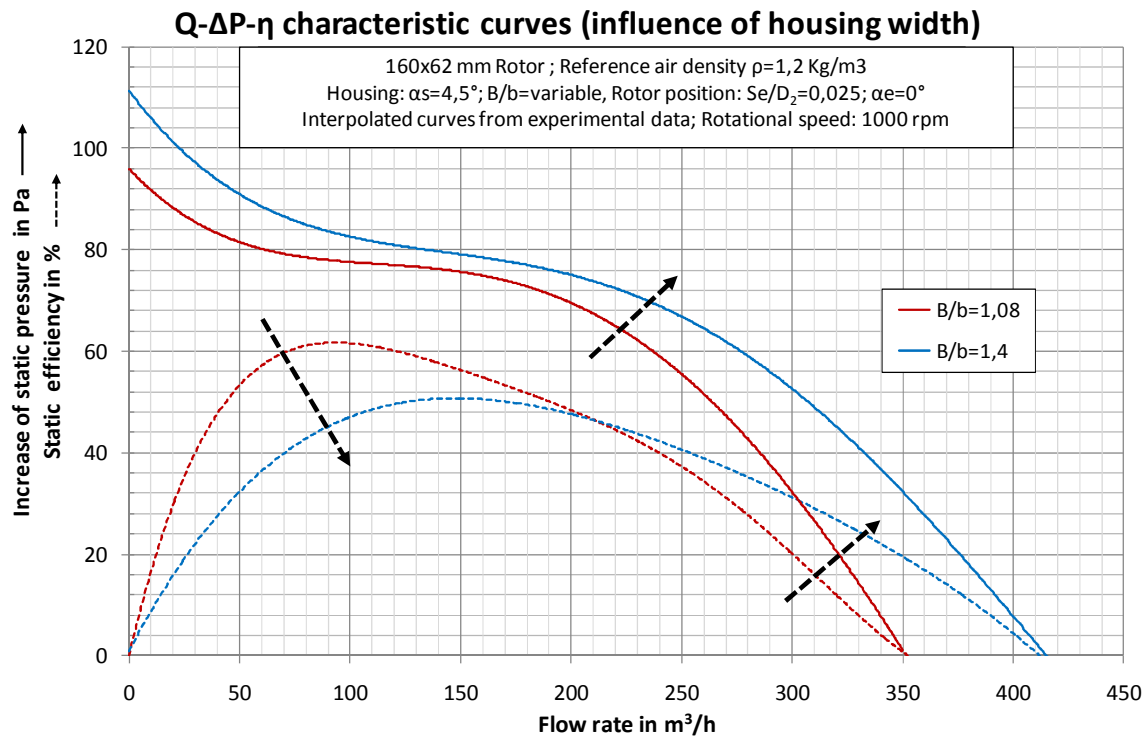


Figura 5-4: Influencia del ancho de voluta en el comportamiento del ventilador tipo Sirocco

- 3) *Sólo se pueden esperar rendimientos estáticos máximos en el ventilador tipo Sirocco cuando se diseña la voluta lo más delgada posible en relación a la anchura del rotor.*

El efecto positivo de aumentar el ancho de voluta es el aumento del caudal máximo conseguido y un aumento del salto de presión estática proporcionada por el ventilador, como se ve en la Figura 5-4. Por otro lado, este hecho produce una disminución del rendimiento estático máximo para caudales más pequeños donde se encuentra normalmente el máximo.

El aumento del caudal máximo aportado por el ventilador desplaza el punto de mayor rendimiento hacia la derecha como ocurre cuando se aumenta el valor del ángulo de crecimiento.

Cuando se requiere, por necesidades de diseño, una voluta mucho más ancha que el rotor, el mejor rendimiento se logra mediante el emplazamiento del rotor lo más cerca posible de la entrada del ventilador. De esta manera, la distribución de la corriente de aire es la más homogénea de acuerdo con las mediciones.

5.2.3 Influencia del descentramiento el rotor

El descentramiento del rotor de la posición original fue una de las opciones contempladas en la matriz de medición. Ha tenido una importante influencia en los resultados, por ejemplo, debido a que el rendimiento estático máxima se derivó de este procedimiento. Aparte de este hecho, hemos observado algunas influencias en el comportamiento del ventilador que se explican a continuación.

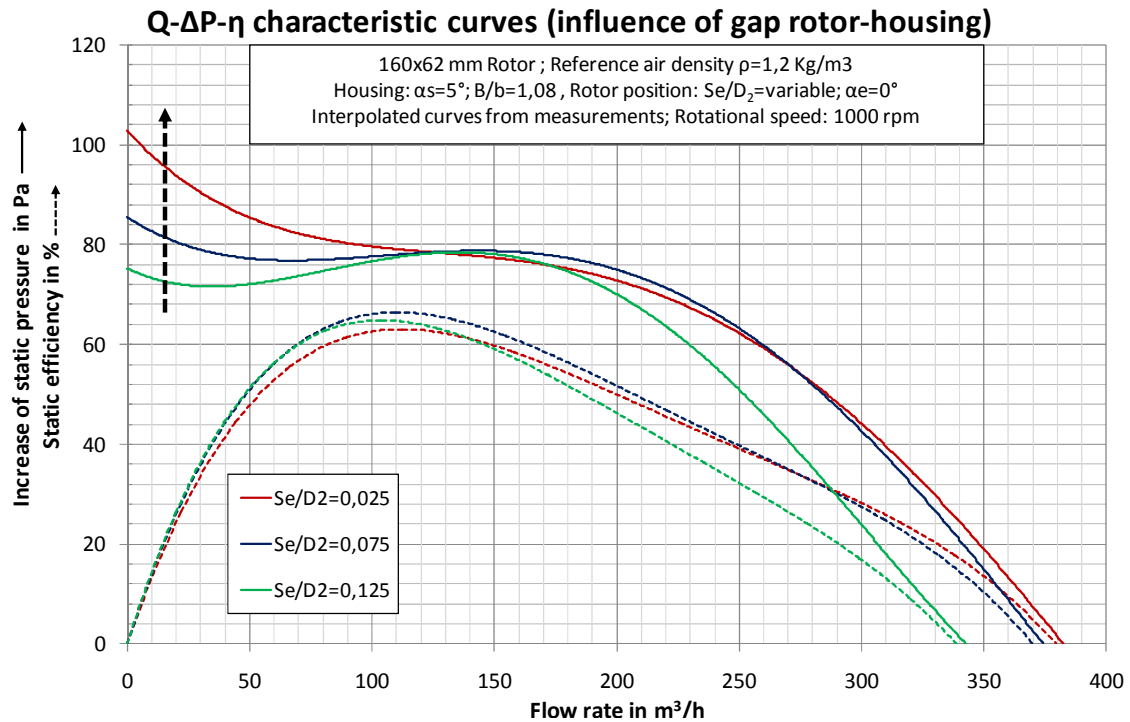


Figura 5-5: Influencia de la separación mínima rotor-voluta en la curva de salto de presión estática del ventilador tipo Sirocco

- 4) *Como más pequeña es la separación mínima entre rotor y voluta mayor es el salto de presión estática inicial.*

En la Figura 5-5 se puede ver las curvas características de salto de presión estática y de rendimiento estático para tres configuraciones donde el único cambio entre ellas es el valor de esta separación mínima. El valor inicial del salto de presión estática aumenta cuando la separación mínima se reduce de 0,125 (curva verde) a 0,025 (curva roja) en alrededor de 35 Pa. Esto representa un aumento del 35%.

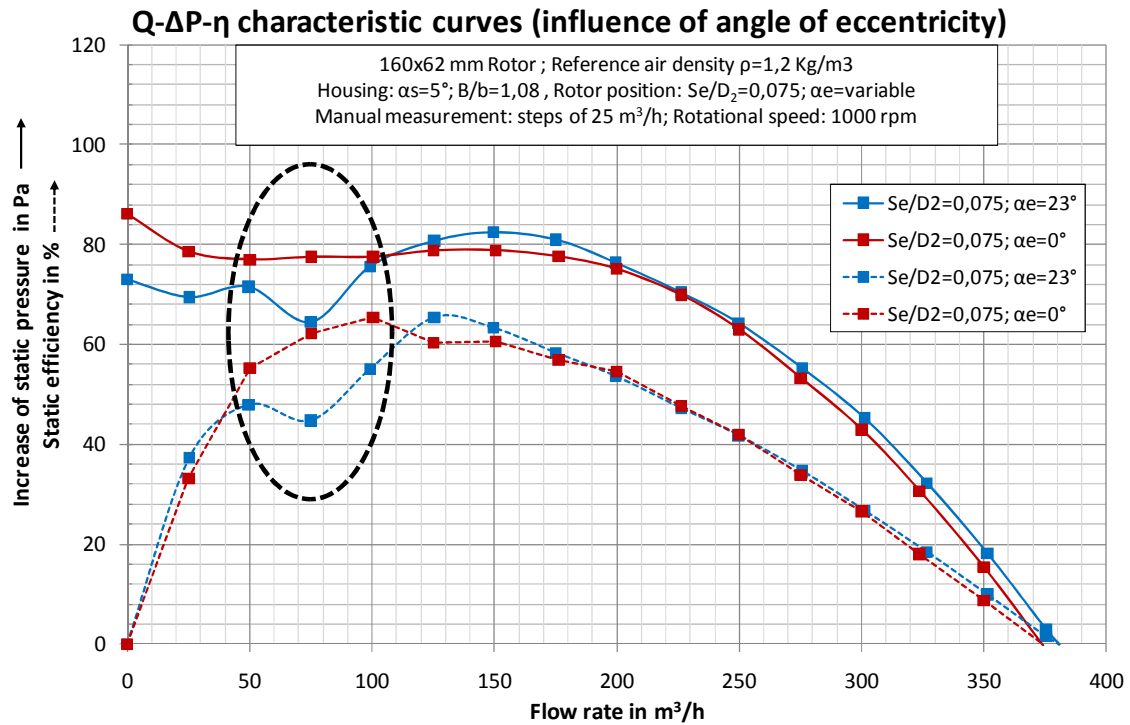


Figura 5-6: Influencia del ángulo de excentricidad en el comportamiento del ventilador tipo Sirocco

- 5) El parámetro de ángulo de excentricidad αe , se puede utilizar para corregir las oscilaciones de presión que aparecen para caudales en torno a $75 \text{ m}^3/\text{h}$ en algunas configuraciones de ventilador de tipo Sirocco.

De acuerdo con las mediciones, algunas configuraciones de ventilador tipo Sirocco presentan grandes oscilaciones en las curvas de salto de presión estática para un caudal aproximado de $75 \text{ m}^3/\text{h}$, como se puede apreciar en la Figura. En particular, en las configuraciones que mantienen las siguientes relaciones: $Se/D_2 = 0,075$ y $\alpha e = 23^\circ$.

Mediante el descentramiento del rotor a un menor ángulo de excentricidad para las oscilaciones se pueden corregir y se obtienen curvas suaves, como se aprecia en la figura anterior.

La última tendencia observada durante las mediciones se explica a continuación.

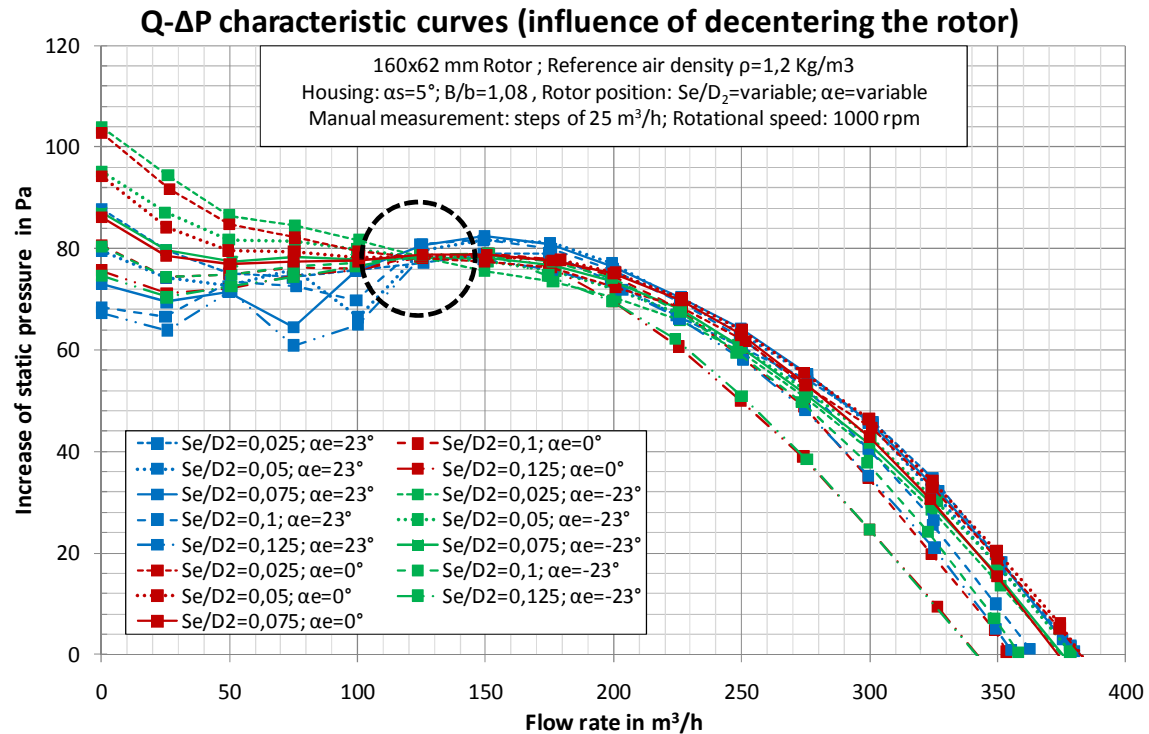


Figura 5-7: Punto común en las curvas de salto de presión de una misma familia en el ventilador tipo Sirocco

- 6) *Todas las configuraciones del ventilador con ángulo de crecimiento común y mismo ancho de voluta tienen un punto común en sus curvas de salto de presión estática.*

En la Figura 5-7 se puede apreciar que todas las curvas de salto de presión tienen un punto en común. Se han dibujado las curvas características correspondientes a ángulo de crecimiento $\alpha_s = 5^\circ$ y el ancho de voluta $B/b = 1,08$.

Este hecho podría significar que el descentramiento del rotor tiene algunos efectos sobre el comportamiento del ventilador relacionado con el aumento del salto de presión estática inicial, como se explica anteriormente, pero no es de tanta trascendencia como por ejemplo cambiar un parámetro principal de diseño como el ángulo de crecimiento o el ancho de voluta. En cambio mediante el descentramiento del rotor se consigue un refinamiento del comportamiento del ventilador que permite obtener máximos rendimientos.

6 Comparación de los resultados

Hemos registrado las mediciones de las diferentes configuraciones del ventilador usando una cámara de medición de alta precisión. Las incertidumbres de esta cámara son conocidas y precisas (véase en el Anexo el apartado Chapter 5 Uncertainty of measurement), de forma que podemos contrastar nuestros resultados con otras fuentes de información.

Tenemos principalmente dos referencias para comparar nuestros resultados. La primera es comparar con los resultados de las simulaciones CFD proporcionada por un miembro del equipo. La otra es comparar con los resultados experimentales que Roth obtuvo en su estudio de los ventiladores tipo Sirocco (Roth, [1]).

6.1 Comparación con simulación CFD

La dinámica de fluidos computacional (en inglés CFD: Computational fluid dynamics) es una rama de la mecánica de fluidos que utiliza métodos numéricos y algoritmos para resolver y analizar problemas que involucran un flujo de fluido. Los ordenadores se usan para realizar los cálculos necesarios para poder simular la interacción de líquidos y gases con superficies definidas por las condiciones de contorno.

Los experimentos se utilizan, en general, con el fin de validar los cálculos CFD y para proporcionar valores iniciales y condiciones de contorno. Además, el CFD permite obtener detalles de todo el campo del flujo: líneas de corriente, tensión de corte, distribuciones de presión y velocidad, trayectorias de partículas, etc.

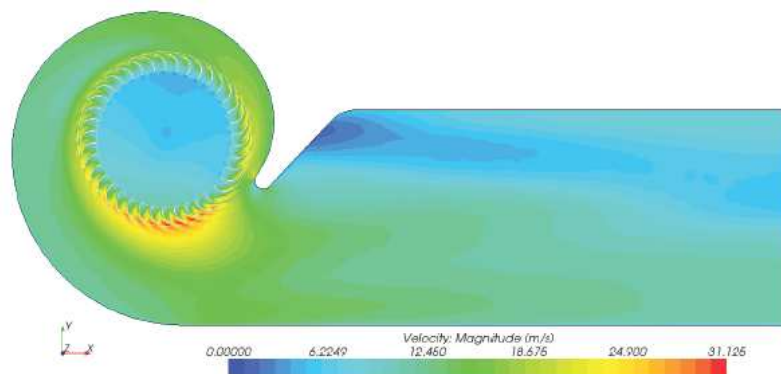


Figura 6-1: Ejemplo de distribución de velocidades en un ventilador tipo Sirocco con $\alpha = 7^\circ$ (fuente: Darvish, 2010)

6.1 Comparación con simulación CFD

En la Figura 6-1 se muestra un ejemplo de simulación CFD aplicada a un ventilador tipo Sirocco donde se aprecia la distribución de velocidades en m/s.

Se puede establecer una comparación con las simulaciones CFS obteniendo la información adecuada. Un compañero de equipo ha aplicado CFD a una de las configuraciones del ventilador tipo Sirocco evaluada en la campaña de medición:

$$\alpha_s = 5^\circ ; B/b = 1,08 ; Se/D_2 = 0,075 ; \alpha_e = 23^\circ$$

Los resultados se muestran en la Figura 9.2 mediante el uso de gráficos. En este gráfico se presentan las curvas características habituales de salto de presión, par en el eje y el rendimiento estático en función del caudal. En color rojo tenemos las curvas de nuestros datos experimentales y de color azul tenemos las curvas proporcionadas por la simulación CFD.

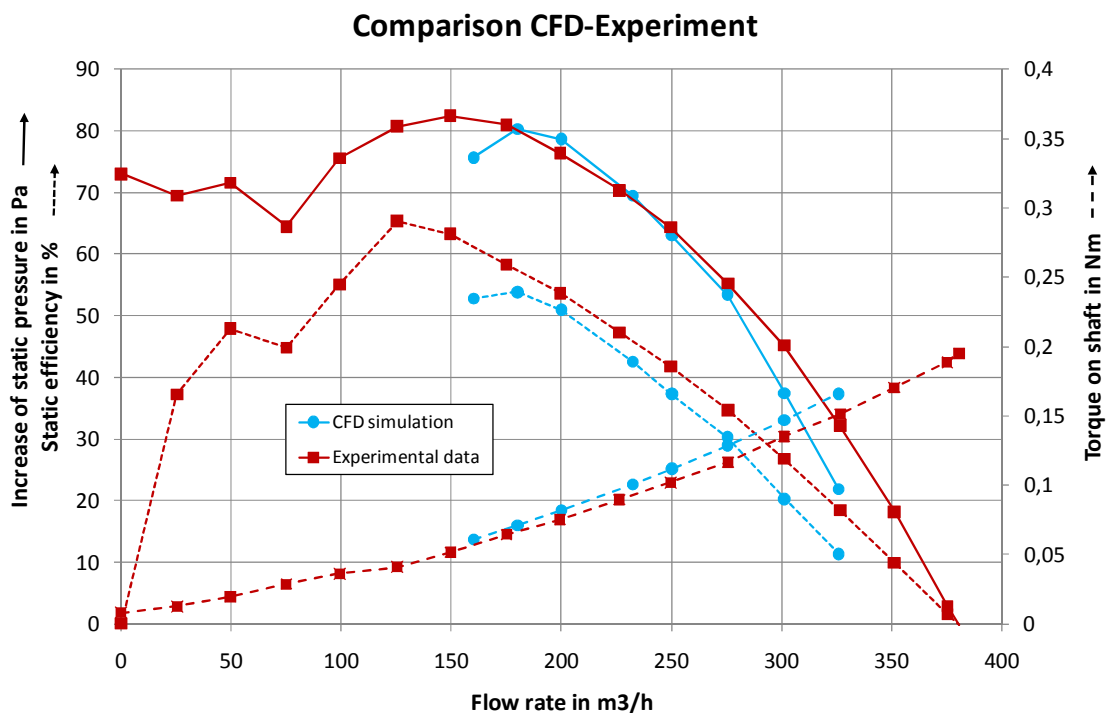


Figura 6-2: Comparación entre los datos experimentales de este proyecto y las simulaciones CFD para la volute de $\alpha_s = 5^\circ$

Los datos están cualitativa y cuantitativamente en acuerdo. La desviación de los datos se sitúa entre 5% y 10%.

La curva de salto de presión concuerda con alta precisión en el rango de caudal desde 175 hasta 275 m³/h. Para valores mayores de caudal, las diferencias aumentan, así como para el punto inicial. La desviación media en el salto de presión es del 4%.

El par en el eje es la curva con la mayor afinidad. En el punto inicial la desviación es de 1,5%, aumenta ligeramente con el caudal hasta llegar al 5%. El par en el eje experimental es siempre ligeramente menor que el simulado. La desviación media teniendo en cuenta todo el rango es de 3,4%.

El rendimiento estático tiene la mayor desviación de las tres curvas características. Esto puede ser asumido considerando que hay desviaciones en el salto de presión y en el par en eje. De hecho, el rendimiento estático se calcula utilizando estos dos valores. Las diferencias en estos dos repercuten finalmente en el cálculo del rendimiento estático. Para obtener los detalles de las fórmulas y cálculos utilizados, por favor consultar en el Anexo el apartado *Chapter 4 Mathematical foundations*.

La desviación del rendimiento estático en el rango de caudal desde 175 hasta 275 m³/h se encuentra en torno al 6%. Esta aumenta para caudal mayores así como el primer punto, donde las diferencias son superiores al 15%. Teniendo en cuenta todo el rango, el promedio de la desviación del rendimiento estático es 8,7%.

Para información más detallada acerca de las desviaciones en cada punto, consultar la Tabla 6-1:

Tabla 6-1: Desviación entre los datos experimentales y la simulación CFD para la voluta de $\alpha_s = 5^\circ$

CFD simulation					Experimental data			Deviations		
Point	Flow Rate	ΔP norm.	Torque	η_{st}	ΔP norm.	Torque	η_{st}	Deviations [%]		
	m ³ /h	Pa	Nm	%	Pa	Nm	%	ΔP norm.	Torque	Efficiency
7	160,06	75,6	0,061	52,8	81,4	0,060	60,8	7,1	1,5	13,2
8	180,04	80,3	0,071	53,8	79,2	0,069	56,9	1,4	2,6	5,4
9	200,05	78,6	0,082	51,0	75,8	0,079	52,6	3,7	2,9	3,2
10	232,28	69,5	0,101	42,5	68,3	0,097	44,9	1,8	3,7	5,4
11	250,16	63,0	0,112	37,3	62,9	0,107	40,2	0,0	4,0	7,2
12	275,35	53,4	0,129	30,3	54,0	0,123	33,0	1,0	4,5	8,2
13	301,29	37,4	0,147	20,3	43,1	0,140	24,9	13,1	4,9	18,5
								Average deviations [%]		
								4,0	3,4	8,7

Para terminar esta comparación entre los resultados experimentales y los datos obtenidos de la simulación CFD, se concluye que la concordancia entre ellos es muy buena, tanto cualitativa como cuantitativamente.

6.2 Comparación con los datos experimentales obtenidos por Roth

Roth obtuvo, después de su amplio estudio sobre los ventiladores tipo Sirocco, una gran cantidad de tablas donde se refleja la influencia de las diferentes variables del ventilador. La más interesante para nosotros, en nuestro estudio, se muestra en la Figura 6-3.

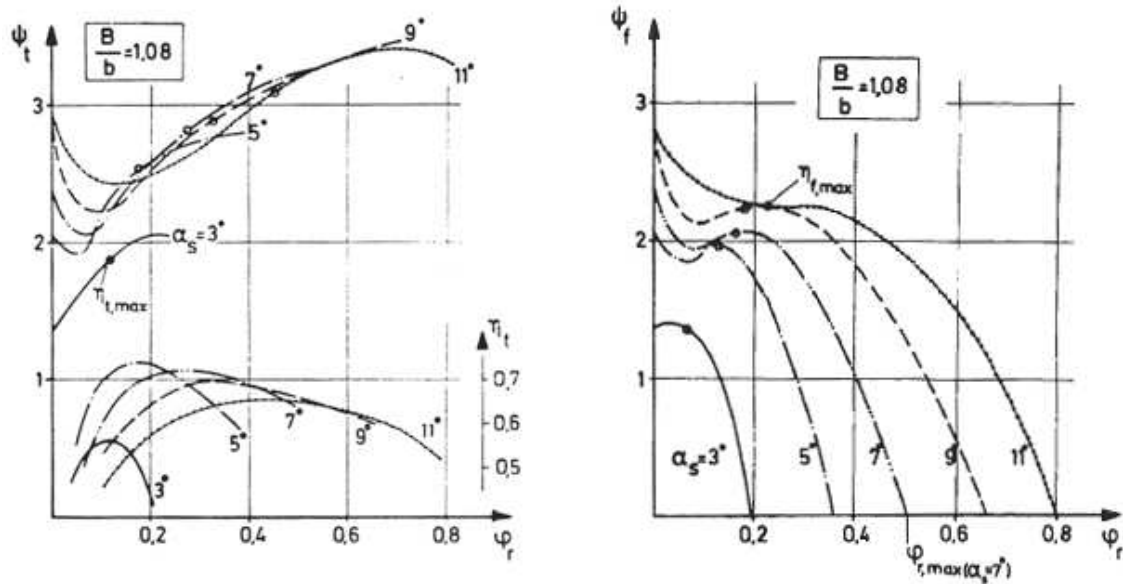


Figura 6-3: Gráficos obtenidos experimentalmente por Roth

En estos dos gráficos podemos apreciar las curvas características del ventilador de tipo Sirocco para ángulos de crecimiento diferentes (3° , 5° , 7° , 9° , 11°), todos ellos de acuerdo a la relación de anchura de voluta $B/b = 1,08$.

La curva característica que podríamos utilizar para la comparación es la de 5° . Debido a la dificultad que presenta comparar ambos resultados procedentes de diferentes gráficos, se ha decidido unirlos todos en uno solo gráfico. Para lograr este objetivo, los puntos de las curvas de Roth han sido leídos cuidadosamente a mano y se ha creado una tabla. Para los detalles de esta tabla por favor, consulte en el Anexo: *Appendix F. Data collected from Roth's graphs.*

Seguidamente esta lista de puntos se ha insertado en una hoja de cálculo para fusionar todas las curvas en un mismo gráfico.

Hemos comparado los datos utilizando una configuración registrada en nuestra campaña de medición correspondiente a:

$$\alpha_s = 5^\circ ; B/b = 1,08 ; Se/D_2 = 0,075 ; \alpha_e = 23^\circ$$

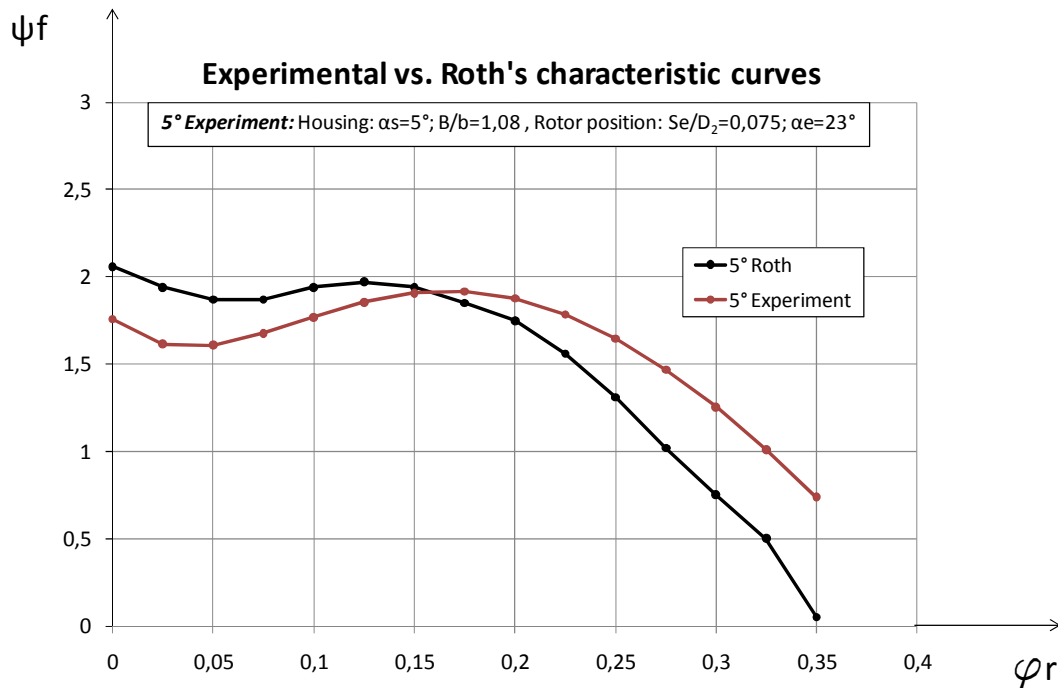


Figura 6-4: Comparación entre los datos experimentales del presente proyecto y los datos obtenidos por Roth

En la Figura 6-4, podemos apreciar ambas curvas de salto de presión estática juntas en el mismo gráfico. Los valores para dibujar las curvas características están de acuerdo ϕ_r (número adimensional de caudal) y ψ_f (número adimensional de salto de presión). Nosotros usamos los mismos parámetros que Roth utiliza para mostrar sus curvas. Para más detalles sobre estos parámetros, consulte en el Anexo el apartado *Chapter 4 Mathematical foundations*.

Estas dos curvas se ajustan bien cualitativamente. La curva medida en este proyecto presenta la misma tendencia que la obtenida por Roth, además de un mejor comportamiento debido al hecho que consigue un mayor caudal máximo.

Para tener una comparación más precisa hemos construido la siguiente tabla que contiene la desviación entre cada uno de los puntos medidos.

Tabla 6-2: Desviación entre los datos experimentales del presente proyecto y los obtenidos por Roth

Comparison with Roth's data				
5° Roth		5° Experiment		deviation
φ_r	ψ_f	φ_r	ψ_f	%
0,000	2,06	0,000	1,759	17,1
0,025	1,94	0,025	1,616	20,1
0,050	1,87	0,050	1,609	16,2
0,075	1,87	0,075	1,676	11,6
0,100	1,94	0,100	1,769	9,7
0,125	1,97	0,125	1,854	6,3
0,150	1,94	0,150	1,908	1,7
0,175	1,85	0,175	1,917	3,5
0,200	1,75	0,200	1,876	6,7
0,225	1,56	0,225	1,784	12,6
0,250	1,31	0,250	1,646	20,4
0,275	1,02	0,275	1,468	30,5
0,300	0,75	0,300	1,255	40,2
				Avg. dev. [%]
				15,1

Como se puede apreciar en la Tabla 6-2, la desviación media entre los resultados experimentales y los datos de Roth es sustancial para el punto inicial y los puntos finales. La desviación media de estos puntos es de 25%. La desviación sobre el rango completo es del 15,1%

De la curva de Roth para ángulo de crecimiento de 5°, sabemos exactamente los valores de dos parámetros que utilizó para la obtención de esta curva. El ángulo de crecimiento es $\alpha_s = 5^\circ$ y la relación de anchura de voluta es $B/b = 1,08$. Pero no están descritos el resto de detalles, entre ellos, uno de los más importantes es el valor de la longitud de la salida. (Ver Figura 2.1)

Por otro lado, la afinidad de la curva experimental registrada para este proyecto para el ángulo de crecimiento de $\alpha_s = 5^\circ$ está en buena concordancia con los puntos medios, (φ_r) de 0,1 a 0,2. La desviación media de estos puntos es de aproximadamente el 6%.

Como conclusión de este capítulo, podemos decir, después de comparar las desviaciones con simulaciones CFD y datos de Roth, que tenemos:

- Buena concordancia con los experimentos de CFD
- Buena concordancia con los datos obtenidos por Roth en los puntos intermedios de su curva característica.

7 Conclusiones

La voluta del ventilador tipo Sirocco es altamente responsable de lograr el mejor rendimiento en este tipo de ventilador. Suponiendo que el diseño del rotor está hoy en día fuertemente optimizado, la influencia en el diseño de la voluta juega el papel definitivo para permitir que la unidad alcance un alto nivel de rendimiento. En tal voluta alrededor del 75% de la energía dinámica producida por el rotor se convierte en presión estática.

Después de las mediciones aplicadas a las nuevas volutas diseñadas en este proyecto y de acuerdo con los resultados obtenidos, se ha logrado un rendimiento estático máximo del 69% para una velocidad de rotación de 1000 rpm. Esto puede representar un incremento notable en comparación con los ventiladores tipo Sirocco comunes.

El mejor rendimiento se logra mediante el diseño del contorno de la voluta según una curva espiral logarítmica ideal. Los ángulos de crecimiento más apropiados para construir la curva fueron $4,5^\circ$ y $5,0^\circ$, según los resultados de esta investigación. Hubo una disminución significativa en el rendimiento para la voluta de ángulo de crecimiento de $5,5^\circ$, así como para los más pequeños. Incluso mediante el diseño del contorno de la voluta en pasos de $0,5^\circ$, es decir de $3,0^\circ$ a $5,5^\circ$, no es posible concluir que para $5,0^\circ$ se produce la cumbre del rendimiento. Podría ser conveniente el desarrollo de diseños más precisos para comprobar dónde está exactamente el valor óptimo, dependiendo este parámetro de diseño. Por ejemplo, diseñando para contornos de α s $4,5^\circ$ a $5,5^\circ$ en pasos más pequeños.

El ángulo de crecimiento de espiral logarítmica tiene una influencia evidente en el caudal máximo entregado por el ventilador. Como mayor es el ángulo de crecimiento más grande es el caudal alcanzado. Los resultados de este estudio muestran que un incremento $\Delta\alpha$ en el ángulo de crecimiento se corresponde con un incremento de ΔQ para el caudal máximo.

Un rendimiento alto solo puede ser esperado si el ancho de voluta no es mucho mayor que el del rotor. Por ejemplo, mediante el diseño de acuerdo a la relación de dimensiones de la anchura según $B/b < 1,1$. Cuando por requisitos de diseño no se puede satisfacer este requisito, el mejor rendimiento se logra colocando el rotor lo más cercano posible a la entrada del ventilador.

El descentramiento del rotor de la posición de diseño tuvo efectos positivos en el rendimiento del ventilador. La posición del rotor más apropiada fue $Se/D_2 = 0,075$ y $\alpha_e = -23^\circ$. Como se mencionó anteriormente, podría ser interesante realizar un estudio más

detallado en este parámetro. Por ejemplo, realizando divisiones más pequeñas dentro del rango $Se/D_2 = 0,05$ a $0,1$.

La distancia mínima entre el rotor y la voluta tiene una clara influencia en el salto de presión para caudales bajos. Cuanto menor es la separación mínima, mayor es el salto de presión inicial.

Algunas de las configuraciones del ventilador presentaron oscilaciones en la presión cuando se operaba en el rango de 50 a $125 \text{ m}^3/\text{h}$. Sucedió principalmente para los parámetros $Se/D_2 = 0,075$ y $\alpha e = 23^\circ$. El ángulo de excentricidad del rotor (αe) puede ser utilizado para evitar estas oscilaciones de presión.

8 Bibliografía

- [1] ROTH, H.W.: *Improvement of sirocco fan* (in German: *Optimierung von Trommelläufer Ventilatoren*). Ph.D. Thesis, TH Karlsruhe, 1980.
- [2] BLEIER, FRANK P.: *Fan handbook: Selection, application and design*. McGraw-hill, 1997.
- [3] CAROLUS, T.: *Fans* (in German: *Ventilatoren*). Teubner Verlag, 2003.
- [4] STUCHLIK, A. FRANK, S. and THAMSEN, P.: *Performance investigations of sirocco fans by means of computational fluid dynamics*. Isromac, 2010.
- [5] FRANK, S. STUCHLIK, A.: *Numerical analysis and design of sirocco fans with ideal and disturbed inflow and outflow*. (in German: *Numerische Berechnung und Auslegung von Trommelläufer-Ventilatoren bei idealer und gestörter Zu- und Abströmung*). Final Report, 2011.
- [6] WHITE, FRANK M.: *Fluid mechanics*, 4th edition. McGraw-hill, 1998.
- [7] LÜCKEMANN, A.: *Laser optical flow measurements of sirocco fans* (in German: *Laseroptische Strömungsmessungen an Trommelläufern*). Master-thesis, HTW Berlin, 2009.
- [8] LÓPEZ MARTÍNEZ, J.R.: *Analysis and design of Sirocco fans using different philosophies*. Master-thesis, HTW Berlin, 2009.
- [9] SALINAS CORTÉS, D.: *Measurement of Velocity and Turbulence in the Scroll housing of a Sirocco type fan by means of Laser Doppler Velocimetry*. Master-thesis, HTW Berlin, 2010.
- [10] DARVISH, M.: *Numerical Investigations on the Performance Characteristic of Radial Fans with Froward curved blades by means of CFD*. Master-thesis, HTW Berlin, 2010.
- [11] www.jouning-blower.com
- [12] www.htfanner.com
- [13] www.plastecvent.net
- [14] www.allegrosafety.com
- [15] www.grainger.com
- [16] www.punker.de
- [17] www.kistler.com

[18] www.sew-eurodrive.com

[19] www.tramec.it

[20] www.rw-america.com

[21] www.snr-bearings.com

9 Nomenclatura

Símbolo	Significado	Unidad
D_1	Diámetro interior del rotor	m
D_2	Diámetro exterior del rotor	m
b	Anchura del rotor	m
R_b	Radio de álabe de rotor	m
B	Anchura de la voluta	m
R_t	Radio de la lengua	m
S_e	Separación mínima entre rotor-voluta	m
β_{s1}	Ángulo de entrada del álabe	°
β_{s2}	Ángulo de salida del álabe	°
α_s	Ángulo de crecimiento de espiral logarítmica	°
α_t	Ángulo de posición de la lengua	°
α_e	Caudal	m ³ /s
ΔP_{st}	Salto de presión estática	Pa
M	Par en eje	Nm
φ	Número adimensional de caudal	-
ψ	Número adimensional de salto de presión	-
σ	Número adimensional de velocidad	-
δ	Número adimensional de geometría	-
η_{st}	Rendimiento estático	%
ρ	Densidad de fluido	Kg/m ³
n	Velocidad de rotación	u/s
P_{mec}	Potencia mecánica	W
P_{hyd}	Potencia hidráulica	W