

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE GRADO

DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

Alumno: Juan Francisco Márquez Rodríguez

Tutor: Dr. Ing. Carmelo Militello Militello

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

ÍNDICE GENERAL

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

AUTOR

Juan Francisco Márquez Rodríguez

Memoria

1. Objeto	1
1.1. Abstract	2
2. Alcance	3
3. Antecedentes	4
3.1. Clasificaciones y terminología sobre máquinas hidráulicas	4
3.2. Bombas	6
3.2.1. Curvas características de la bomba	8
3.2.2. Bombas de desplazamiento positivo	10
3.2.3. Bombas dinámicas	12
3.3. Bombas centrífugas	13
3.3.1. Clasificación según la disposición de los álabes	15
3.4. Instrumentación industrial en la turbomaquinaria	18
3.4.1. Tubo de Pitot	18
3.4.2. Venturímetro	20
4. Normativa y referencia	22
4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas	22
4.2. Programas de cálculo	22
4.3. Bibliografía	22
4.4. Otras referencias	22
5. Definiciones y abreviaturas	24
6. Requisitos de diseño	25
7 Análisis de soluciones	27

7.1. Ro	tores	27
	7.1.1. Rotor con álabes inclinados en sentido de giro	28
	7.1.2. Rotor con álabes radiales o rectos	29
	7.1.3. Rotor con álabes inclinados en sentido opuesto al giro	33
7.2. Ba	nco de ensayos	35
	7.2.1. Tubo de Venturi o Venturímetro	.36
	7.2.2. Conducto de unión "Voluta-Tubo de Venturi"	37
	7.2.3. Conducto de salida del tubo de Venturi	38
	7.2.4. Placa perforada	40
	7.2.5. Soporte para conductos	41
	7.2.6. Soporte para voluta	42
7.3. Ma	ateriales empleados	43
8. Resultados	finales	44
8.1. Ro	tor con álabes radiales	46
	8.1.1. Resultados para la placa con perforación de 16mm	47
	8.1.2. Resultados para la placa con perforación de 18mm	47
	8.1.3. Resultados para la placa con perforación de 20mm	48
	8.1.4. Resultados para la placa con perforación de 22mm	48
	8.1.5. Curvas "Presión-Régimen giro" de las diferentes placas para el re	otor
con ála	bes radiales	49
	8.1.6. Curvas "Caudal-Régimen giro" de las diferentes placas para el r	
	bes radiales	
	8.1.7. Curvas resistentes " <i>Presión-Caudal"</i> de las diferentes placas par on álabes radiales	

regímenes de giro54
8.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás56
8.2.1. Resultados para la placa con perforación de 16mm57
8.2.2. Resultados para la placa con perforación de 18mm58
8.2.3. Resultados para la placa con perforación de 20mm58
8.2.4. Resultados para la placa con perforación de 22mm59
8.2.5. Curvas " <i>Presión-Régimen giro</i> " de las diferentes placas para el rotor con álabes inclinados hacia detrás
8.2.6. Curvas "Caudal-Régimen giro" de las diferentes placas para el rotor con álabes inclinados hacia detrás
8.2.7. Curvas resistentes " <i>Presión-Caudal</i> " de las diferentes placas para el rotor con álabes inclinados hacia detrás
8.2.8. Curvas de operación del rotor " <i>Presión-Caudal</i> " para diferentes regímenes de giro
regímenes de giro64
regímenes de giro

8.3.8. Curvas de operación del rotor "Presión-Caudal" para diferentes
regímenes de giro74
Conclusiones77

ANEXO I: CÁLCULOS

1. Calculo de los parametros de operación del rotor1
1.1. Desarrollo para la determinación de la presión entregada1
1.2. Desarrollo para la determinación de la velocidad del flujo2
1.3. Desarrollo para la determinación del cálculo del caudal entregado4
1.4. Desarrollo para la determinación de la potencia suministrada al fluido5
1.5. Exposición de los datos medidos y tablas de resultados5
1.5.1. Datos medidos para rotor con álabes radiales6
1.5.2. Resultados para rotor con álabes radiales
1.5.3. Datos medidos para rotor con álabes inclinados hacia detrás10
1.5.4. Resultados para rotor con álabes inclinados hacia detrás12
1.5.5. Datos medidos para rotor con álabes inclinados hacia delante14
1.5.6. Resultados para rotor con álabes inclinados hacia delante16
2. Ajuste de los resultados experimentales18
2.1. Curvas de presión-régimen de giro18
2.1.1. Rotor con álabes radiales19
2.1.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás20
2.1.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante22
2.2. Curvas de caudal-régimen de giro23
2.2.1. Rotor con álabes radiales24
2.2.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás26
2.2.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante28

2.3. Curvas resistentes de presión-caudal	29
2.3.1. Rotor con álabes radiales	30
2.3.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás	32
2.3.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante	34
2.4. Curvas de operación de los rotores	35
2.4.1. Rotor con álabes radiales	36
2.4.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás	39
2.4.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante	42

PLANOS

- 1. Rotor con álabes inclinados hacia delante
- 2. Soporte rotor con álabes inclinados hacia delante
- 3. Rotor con álabes radiales
- 4. Soporte rotor con álabes radiales
- 5. Rotor con álabes inclinados hacia delante
- 6. Soporte rotor con álabes inclinados hacia detrás
- 7. Venturímetro
- 8. Conducto de unión "Voluta Tubo de Venturi"
- 9. Conducto de salida del tubo de Venturi
- 10. Soporte para conductos
- 11. Soporte carcasa
- 12. Placa perforada (16mm)
- 13. Placa perforada (18mm)
- 14. Placa perforada (20mm)
- 15. Placa perforada (22mm)

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

MEMORIA

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

AUTOR

Juan Francisco Márquez Rodríguez

HOJA DE IDENTIFICACIÓN

TÍTULO DEL PROYECTO:

DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

PETICIONARIO:

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA / SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

DIRECCIÓN: CAMINO SAN FRANCISCO DE PAULA, S/N. CAMPUS DE ANCHIETA. SAN CRISTÓBAL DE LA LAGUNA. S/C DE TENERIFE.

AUTOR:

JUAN FRANCISCO MÁRQUEZ RODRÍGUEZ

TUTOR:

DR. ING. CARMELO MILITELLO MILITELLO

Memoria

1. Objeto	1
1.1. Abstract	1
2. Alcance	3
3. Antecedentes	4
3.1. Clasificaciones y terminología sobre máquinas hidráulicas	4
3.2. Bombas	6
3.2.1. Curvas características de la bomba	8
3.2.2. Bombas de desplazamiento positivo	10
3.2.3. Bombas dinámicas	12
3.3. Bombas centrífugas	13
3.3.1. Clasificación según la geometría de los álabes	15
3.4. Instrumentación industrial en la turbomaquinaria	18
3.4.1. Tubo de Pitot	18
3.4.2. Venturímetro	20
4. Normativa y referencia	22
4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas	22
4.2. Programas de cálculo	22
4.3. Bibliografía	23
4.4. Otras referencias	23
4.4.1. Lista de referencias	22
5. Definiciones y abreviaturas	24
6. Requisitos de diseño	25

7. Aná	lisis de soluciones	27
	7.1. Rotores	27
	7.1.1. Rotor con álabes inclinados en sentido de giro	28
	7.1.2. Rotor con álabes radiales o rectos	30
	7.1.3. Rotor con álabes inclinados en sentido opuesto al giro	33
	7.2. Banco de ensayos	35
	7.2.1. Tubo de Venturi o Venturímetro	35
	7.2.2. Conducto de unión "Voluta-Tubo de Venturi"	37
	7.2.3. Conducto de salida del tubo de Venturi	38
	7.2.4. Placa perforada	40
	7.2.5. Soporte para conductos	41
	7.2.6. Soporte para voluta	42
	7.3. Materiales empleados	43
8. Res	ultados finales	44
	8.1. Rotor con álabes radiales	46
	8.1.1. Resultados para la placa con perforación de 16mm	47
	8.1.2. Resultados para la placa con perforación de 18mm	47
	8.1.3. Resultados para la placa con perforación de 20mm	48
	8.1.4. Resultados para la placa con perforación de 22mm	48
	8.1.5. Curvas " <i>Presión-Régimen giro"</i> de las diferentes placas para e	l rotor
	con álabes radiales	49
	8.1.6. Curvas "Caudal-Régimen giro" de las diferentes placas para e	l rotor
	con álabes radiales	50

8.1.7. Curvas resistentes "Presión-Caudal" de las diferentes placas para	a el
rotor con álabes radiales	.52
8.1.8. Curvas de operación del rotor "Presión-Caudal" para diferen regímenes de giro	
8.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás	.56
8.2.1. Resultados para la placa con perforación de 16mm	.57
8.2.2. Resultados para la placa con perforación de 18mm	.57
8.2.3. Resultados para la placa con perforación de 20mm	.58
8.2.4. Resultados para la placa con perforación de 22mm	.58
8.2.5. Curvas " <i>Presión-Régimen giro</i> " de las diferentes placas para el ro con álabes inclinados hacia detrás	
8.2.6. Curvas "Caudal-Régimen giro" de las diferentes placas para el ro	tor
con álabes inclinados hacia detrás	.60
8.2.7. Curvas resistentes "Presión-Caudal" de las diferentes placas para	a e
rotor con álabes inclinados hacia detrás	.62
8.2.8. Curvas de operación del rotor "Presión-Caudal" para diferen	tes
regímenes de giro	.63
8.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante	.66
8.3.1. Resultados para la placa con perforación de 16mm	.66
8.3.2. Resultados para la placa con perforación de 18mm	.66
8.3.3. Resultados para la placa con perforación de 20mm	.67
8.3.4. Resultados para la placa con perforación de 22mm	.67
8.3.5. Curvas "Presión-Régimen giro" de las diferentes placas para el ro	toı
con álabes inclinados hacia delante	.68
8.3.6. Curvas "Caudal-Régimen giro" de las diferentes placas para el ro	tor
con álabes inclinados hacia delante	.69

9. Conclusiones	76
regímenes de giro	72
8.3.8. Curvas de operación del rotor "Presión-Caudal"	para diferentes
rotor con álabes inclinados hacia delante	71
8.3.7. Curvas resistentes "Presión-Caudal" de las diferent	es placas para el

1. OBJETO

El objetivo de este proyecto es el de llevar a cabo la construcción de un ventilador centrífugo y de un banco de ensayos, con el fin de llevar a cabo una caracterización de la operación de la máquina. De esta manera, el proyecto estará formado por tres etapas: una primera en la que se llevará a cabo el diseño de los componentes, otra en la que se realizarán las pruebas pertinentes, de manera experimental, en el banco de ensayos, y una última en la que se realizará el tratamiento de los datos obtenidos durante el ensayo.

Además, en términos generales, cabe mencionar que el proyecto tiene como objetivo general el desarrollar todas las competencias adquiridas durante el grado, así como la aplicación de estas a un trabajo de ingeniería real, el desarrollo de habilidades para enfrentar y solucionar los problemas que aparezcan, los cuales son inherentes a estos.

1.1. Abstract

The project developed consists mainly two of two different aims: on the one hand, within the project, the design and construction of a centrifugal fan have to be carried out, based on the laws of fluidmechanics, taking into consideration everything which might be needed in order to improve its performance as much as posible. The design of this fan will be focused mainly on the impeller of the system, and due to the experimental nature of the project, several impellers have to be developed, varying the shape of the blades among each of them.

On the other hand, the other goal that the project pursuits is the design and development of a test bench, in order to determine the main features of each impeller designed on the previous stage. Therefore, the experimental set up proposed will need to adapt the different devices existing in the laboratory that will be used to carry out the measurements.

Finally, the project consists of another different target, more generalistic, which is using all the knowledge acquired during the whole academic career, as well as to get

to know the work existing behind a real engineering project and facing all the dificulties and challenges that always take place on it.

2. ALCANCE

En base a los resultados que se obtengan experimentalmente, el ventilador diseñado podría orientarse a servir de elemento impulsor en un sistema de respiración asistida. De esta manera, se fijará el alcance del proyecto en llevar a cabo el diseño de tres tipos de rotores diferentes y su construcción posterior con el fin de determinar si alguno de los propuestos resulta válido para dicha aplicación, en caso afirmativo, cuál sería más idóneo y por qué. Además de dichos elementos, podría analizarse la introducción de nuevos elementos con el fin de incluir nuevas consideraciones, optimizar ciertas características, o investigar sobre los efectos que podrían derivarse de su incorporación.

Asimismo, es de especial importancia destacar que el diseño de los elementos, así como la estimación y la determinación de los parámetros que intervienen en su operación, se realizará bajo la teoría de máquinas hidráulicas, con base en la mecánica de fluidos, dado lo cual una hipótesis que estará presente a lo largo de todo el proyecto será que el aire se comporta como fluido incompresible a su paso por el sistema. Esta hipótesis es válida debido a que, dadas las características del sistema que se llevará a cabo, no se producirán incrementos de presión suficientemente elevados como para que el fluido de trabajo, en este caso el aire, no pueda ser tratado como tal.

Debido a esto, se analizará en todo momento al ventilador centrífugo según la teoría de bombas, y no la de compresores, dado que una vez establecida la hipótesis de trabajo recientemente expuesta, no sería correcto analizarlo como tal. Como consecuencia, todo el respaldo teórico que se expondrá en el capítulo siguiente tiene base en la teoría de bombas.

El elemento que dotará de movimiento rotatorio al sistema será un motor eléctrico ya adquirido y disponible, pero debe comentarse que, el estudio relacionado con las mediciones del sistema eléctrico o electrónico que pudiera llevar consigo el equipo en operación, queda excluido en este trabajo.

3. ANTECEDENTES

Bajo el término de bomba, se engloban todas las máquinas hidráulicas que aportan energía a un fluido. Si bien el uso de este término es más común para referirse a los dispositivos que trabajan con líquido, también se emplea para designar a aquellos que trabajan con gases cuando estos proporcionan razones elevadas de flujo pero incrementos de presión no demasiado importantes, como son los ventiladores. Sin embargo, se quedan fuera de esta clasificación los compresores, pues si bien proporcionan energía a un fluido, lo hacen para aquellos que se comportan como compresibles, y por tanto su análisis y su operación se ejecutan de manera diferente.

Las bombas centrífugas constituyen una turbomáquina de uso altamente común en la industria, estando presentes en la mayoría de procesos industriales tanto de producción de energía, como de refrigeración, de fabricación, de propulsión y de un sinfín más de actividades que engloban muchos sectores de la ingeniería. Como consecuencia, la teoría relacionada con estas está en constante evolución y han sido objeto de profundo de estudio desde la revolución industrial en adelante.

3.1. Clasificaciones y terminología sobre máquinas hidráulicas

Una máquina de fluido es un sistema mecánico que intercambia energía con un fluido que circula a través de él. Las máquinas hidráulicas son un tipo de máquina de fluidos, en las cuales, las variaciones de volumen específico que experimenta el fluido a su paso por la máquina son de poca relevancia. Esto ocurre generalmente, cuando el fluido es un líquido, o cuando es un gas que sufre pequeños incrementos de presión, como es el caso de los ventiladores.

Dentro de las máquinas hidráulicas, existen dos categorías fundamentales establecidas atendiendo al sentido de la transferencia de energía que tiene lugar en el interior de la máquina. De esta manera, se define de forma general como **bomba** a cualquier máquina hidráulica que añada energía a un fluido (máquinas generadoras), de forma que éste experimente un incremento de energía específica a su paso por la máquina. Por su parte, se define como **turbina** a cualquier máquina hidráulica que

extraiga energía de un fluido (máquinas motoras), traduciéndose esto en una reducción de la energía específica de este a su paso la misma.

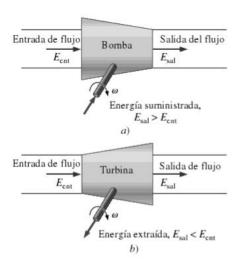


Figura 1 – Representación esquemática de la operación de una bomba y una turbina

Fuente: Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones. Yunus A. Çengel, John M. Cimbala.

Editorial McGraw Hill

Por tanto, las bombas son dispositivos que absorben energía de una fuente exterior, ya sea un motor eléctrico, de combustión interna o de otro tipo, generalmente en forma de energía mecánica sobre un eje, para poder transferírsela así al fluido, mientras que las turbinas, por su parte, son máquinas que transfieren la energía absorbida al fluido a otro sistema, traduciéndose esto generalmente en el movimiento de un elemento mecánico, que posteriormente puede emplearse en diversos procesos industriales.

Asimismo, cabe destacar que, dentro de las máquinas hidráulicas, aparece el término de **turbomáquina** hidráulica, designado para definir a todas aquellas máquinas hidráulicas en las que el intercambio de energía entre esta y el fluido se produce a través de una rueda de álabes, conocida generalmente como rodete, rotor o impulsor, montada sobre un eje o flecha rotatoria, a través de la cual se suministrará o extraerá la energía del fluido. En cuanto al resto de máquinas hidráulicas que no queden englobadas bajo el término de turbomáquinas, como podrían ser aquellas en la transferencia de energía tiene lugar a través del movimiento rectilíneo alternativo de un

émbolo, cabe mencionar que no existe un término concreto que las defina, con lo cual se hace referencia a estas simplemente como "máquinas hidráulicas".

El flujo a través de una máquina hidráulica puede ser laminar o turbulento, y además tridimensional y no estacionario. Todo esto hace que, en la mayoría de los casos, no existan soluciones exactas de las ecuaciones de Navier-Stokes, lo cual hará el diseño de las máquinas hidráulicas bastante complicado y por tanto, se haga necesario el uso del análisis dimensional y la semejanza dinámica, o bien la aplicación de modelos teóricos simplificados suficientemente aproximados del comportamiento del fluido en el interior de la máquina. En los casos en los que la viscosidad del flujo se mantenga constante, habrá una desvinculación entre los problemas térmicos y mecánicos, lo cual supone una simplificación importante a la hora de llevar a cabo su análisis, ya que posibilita la realización un balance de energía a nivel mecánico sin emplear la conservación de energía total, es decir, no teniendo en consideración la energía interna.

3.2. Bombas

Como se comentó anteriormente, se define generalmente como bomba a toda máquina hidráulica que consume energía mecánica para entregársela a un fluido que pasa a través de ella. Así, las bombas constituyen uno de los sistemas mecánicos más comúnmente empleados, y uno de los más antiguos que se conocen, puesto que existen sistemas de bombeo, como el tornillo de Arquímedes, que datan del 250 a.C.

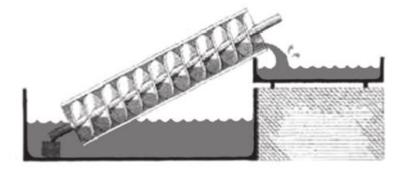


Figura 2 – Tornillo o espiral de Arquímedes como sistema de bombeo

Fuente: Máquinas Hidráulicas, Sánchez Domínguez, Urbano. Editorial ECU

Con el fin de llevar a cabo el análisis de operación de una bomba, es necesario definir algunos parámetros fundamentales. A continuación se definen algunos de los parámetros más importantes según Yunus A. Çengel y John M. Cimbala: "La razón de **flujo de masa**, \dot{m} , es un parámetro obvio fundamental en el funcionamiento de las bombas. En el caso del fluido incompresible, es más común utilizar el gasto volumétrico en vez del gasto másico. En la industria de la turbomaquinaria, el flujo volumétrico se denomina **capacidad** (\dot{V}) " [1].

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \tag{3-1}$$

"Además, el rendimiento de una bomba se caracteriza por su carga hidrostática neta 'H', que se define como el cambio en la carga hidrostática de Bernoulli entre la entrada y la descarga de la bomba" [2].

$$H = \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z\right)_{sal} - \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z\right)_{ent}$$
(3-2)

Esta carga hidrostática neta se expresa como unidad de longitud, es decir, en metros.

Asimismo, se introduce el concepto de **potencia útil**, para referirse a esta potencia hidráulica, la cual es directamente proporcional a la carga hidrostática neta entregada por la máquina al fluido. De esta manera, se define la potencia útil como:

$$\dot{W}_{potencia\ \acute{u}til} = \dot{m}gH = \rho \dot{V}gH$$
 (3-3)

"Todas las bombas sufren pérdidas irreversibles a causa de la fricción, fugas internas, separación del flujo en la superficie de los álabes, disipación turbulenta, entre

otras. En consecuencia, la energía mecánica que se suministra a la bomba debe ser mayor que la potencia útil. En la terminología de bombas, la potencia externa que se proporciona a una bomba se denomina **potencia al freno (bhp)**, **potencia absorbida** o **potencia de accionamiento**. En el caso representativo de de una flecha rotatoria que suministra la potencia al freno:" [3]

$$bhp = \dot{W}_{flecha} = \omega T_{flecha} \tag{3-4}$$

"Donde ω es la velocidad rotacional de la flecha en rad/s, y T_{flecha} es el momento de torsión que se suministra a la flecha. Se define **eficiencia** de la bomba, η_{bomba} , como la relación entre la potencia útil y la potencia suministrada" [4]

$$\eta_{bomba} = \frac{\dot{W}_{\acute{u}til}}{\dot{W}_{flecha}} = \frac{\dot{W}_{\acute{u}til}}{bhp} = \frac{\rho g \dot{V} H}{\omega T_{flecha}}$$
(3-5)

3.2.1. Curvas características de las bombas

De cara a aportar una definición precisa acerca de las curvas características de las bombas, se hace necesario introducir primero algunos términos específicos, concernientes a su operación.

El máximo valor de caudal trasvasado por una bomba se obtiene cuando la carga hidrostática neta, H, es cero. Esta razón de flujo se conoce como **descarga libre** de la bomba, y se alcanza únicamente en el caso de que no hubiera restricción de flujo ni en la entrada ni en la salida de la máquina. Bajo esta condición de operación, el caudal volumétrico, \dot{V} , es elevado, pero la carga hidrostática, H, es nula; esto, observando la ecuación 3-5, se traduce en que la eficiencia con la que se encontraría operando la bomba sería cero, puesto que no está desarrollando trabajo útil.

De manera opuesta, se define como carga al cierre al valor de presión hidrostática neta proporcionada por la bomba al fluido cuando la razón de flujo

volumétrico que circula a través de ella es nula, $\dot{V}=0$, y se alcanza este estado cuando la descarga de la máquina está bloqueada. En este punto de operación, se obtiene un valor de H elevado, pero dado que \dot{V} es cero, el rendimiento de la bomba vuelve a anularse porque la máquina no desarrolla trabajo útil.

Entre estas dos condiciones límite, desde la descarga libre hasta el cierre, se miden las variaciones tanto de H, como η_{bomba} y bhp, como funciones de la razón de flujo volumétrico \dot{V} , y su representación gráfica da lugar a lo que se denominan **curvas características de la bomba**. Estas curvas se obtienen para una velocidad de rotación del eje concreta, y variarán si se cambia dicho valor.

En base a lo expuesto anteriormente en este apartado, pueden sacarse algunas conclusiones sobre la forma que cabe esperar de estas curvas características. En primer lugar, la carga hidrostática neta alcanzará su máximo valor al cierre, y definitivamente se hará nula a medida que el gasto volumétrico aumenta su valor hasta la descarga libre. Por otra parte, la eficiencia de la bomba alcanzará su valor máximo en algún punto entre los extremos de operación. Cabe destacar que al punto de máximo rendimiento se denomina **punto de la mejor eficiencia**, o **punto nominal** o **punto de diseño**, y dichos valores se representan con un asterisco H^* , \dot{V}^* , bhp^* .

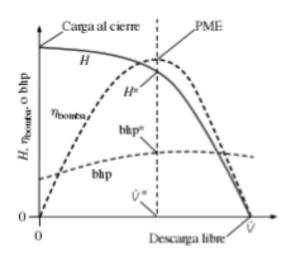


Figura 3 – Ejemplo de curvas características de una bomba

Fuente: Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones. Yunus A. Çengel, John M. Cimbala.

Editorial McGraw Hill

Asimismo, cabe destacar que, en caso de efectuar un análisis del sistema en régimen estacionario, la bomba únicamente operará acorde a sus curvas de operación, con lo cual, puede estimarse en qué condiciones operará una bomba determinada si se trazan, en un mismo diagrama, las curvas de operación (carga hidrostática neta disponible) y la resistencia del sistema (carga hidrostática neta necesaria). De manera representativa, puede decirse que estas curvas se intersectarán en un único punto, conocido como punto de operación o punto de servicio del sistema, del cual se podrá obtener el caudal suministrado y la altura, potencia al freno o rendimiento, respectivamente, según la magnitud que se desee calcular.

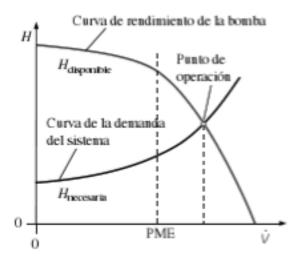


Figura 4 - Obtención gráfica del punto de operación de una bomba

Fuente: Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones. Yunus A. Çengel, John M. Cimbala.

Editorial McGraw Hill

"El punto de operación permanente de un sistema de tuberías está establecido en el gasto volumétrico donde $H_{necesaria} = H_{disponible}$ " [5].

3.2.2. Bombas de desplazamiento positivo

Las bombas de desplazamiento positivo son aquellas cuyo principio de impulsión consiste, básicamente, en hacer avanzar al fluido mediante su alojamiento en un

volumen de expansión y su posterior trasiego mediante la contracción del mismo. Por tanto, estas máquinas están basadas, principalmente, en principios fluidostáticos y mecánicos, y existe una amplísima variedad de diseños en función de la aplicación para la que sea concebida. Así, pueden variar desde máquinas en las que se lleva a cabo el confinamiento de una masa de fluido en un compartimento (conocido como órgano de retención) en la zona de admisión, que será posteriormente desplazada hasta la zona de descarga, hasta máquinas donde se dispone de un compartimento de volumen variable, en el cual se efectúan los procesos de admisión y descarga de manera alternativa a través de un sistema de válvulas. También son frecuentes algunos sistemas más complejos, en los que la compresión se efectúa a través de levas rotatorias con lóbulos sincronizados, engranes que se conectan, o tornillos.

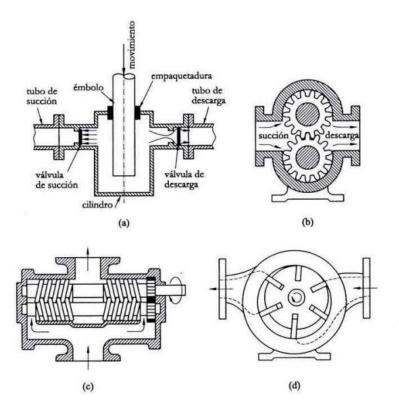


Figura 5 – Algunos tipos de bombas de desplazamiento positivo

Fuente: Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas. José Agüera Soriano. Editorial Ciencia 3, S.L.

El uso de este tipo de bombas es bastante común en la industria, sobre todo en aquellas aplicaciones que requieren el bombeo de líquidos muy viscosos, o de mezclas de sólidos y líquidos.

3.2.3. Bombas dinámicas

Las bombas dinámicas son máquinas hidráulicas cuyo principio de funcionamiento está basado en la transferencia de momento lineal entre el sistema y el fluido. Dentro de este tipo de máquinas hidráulicas, destacan las **bombas rotodinámicas**, que son aquellas dotadas de un elemento principal, conocido como impulsor, rodete o directamente rotor, el cual posee un movimiento giratorio a través del cual entregará energía al fluido, generalmente en términos de energía cinética, que posteriormente puede o no ser transformado en energía de presión a través de otros elementos incorporados en la bomba. También existen bombas dinámicas que no pertenecen al grupo de las rotodinámicas, como son las bombas de chorro o inyección y las electromagnéticas.

Según el sentido del flujo a su paso por la máquina, las bombas dinámicas se dividen en tres grupos: bombas de flujo radial o centrífugas, que son aquellas en las que el flujo entra al impulsor de manera axial, coincidiendo con la dirección de la flecha rotatoria, y es descargado en dirección radial o tangencial a través del radio exterior; por otra parte, las bombas de flujo axial, las cuales reciben e impulsan el flujo axialmente, generalmente a través de un conducto exterior para salvar el obstáculo del conjunto cuerpo, motor y eje de la bomba; y por último, las bombas de flujo mixto o heliocentrífugas, que comprenden a aquellas bombas en las cuales la aspiración tiene lugar de manera axial, pero la descarga se realiza a una inclinación intermedia entre las direcciones axial y radial.

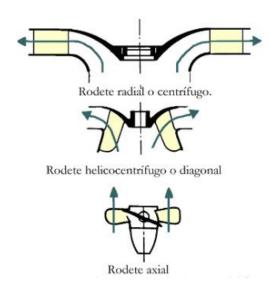


Figura 6 – Esquemas de flujo posibles en una bomba rotodinámica

Fuente:

https://alojamientos.uva.es/guia_docente/uploads/2013/455/42623/1/Documento1.pdf

3.3. Bombas centrífugas

Las bombas centrífugas son un tipo de bomba rotodinámica, las cuales tienen la peculiaridad de que la aspiración se produce en dirección axial, generalmente en el centro de la bomba, y se descarga de manera radial a través de la carcasa exterior.

Las bombas centrífugas son fácilmente distinguibles, ya que están formadas en su mayoría por el mismo tipo componentes, y presentan una forma, generalmente debido a su carcasa, muy característica. Así, estas bombas están formadas por un rodete o rotor, el cual constituye el órgano móvil de la máquina, una carcasa en forma de caracol conocida como voluta, un elemento difusor, que puede ser tanto la voluta en sí mismo como un elemento acoplado a esta, y una flecha rotatoria que recibirá el giro del motor y se lo transmitirá al impulsor, que posteriormente realizará el intercambio de cantidad de movimiento con el fluido.

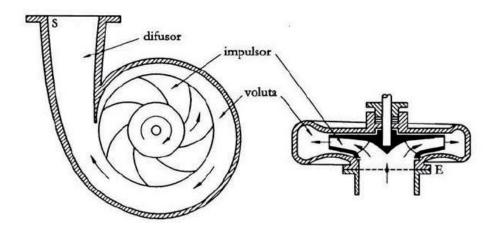


Figura 7 – Vistas lateral y frontal de una bomba centrífuga típica

Fuente: Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas. José Agüera Soriano. Editorial Ciencia 3, S.L.

Así, en las bombas centrífugas, la aspiración del fluido se produce a través de lo que se denomina **ojo** de la bomba (parte hueca situada en el centro de la misma), para posteriormente incidir sobre los álabes en rotación, donde aumentará su velocidad, tanto en dirección tangencial como en dirección radial, por el intercambio de cantidad de movimiento con el rotor. Por tanto, el fluido abandonará el impulsor, habiendo ganado tanto energía cinética como de presión, y siendo lanzado en dirección radial hacia la voluta, que hará de difusor para desacelerar el fluido y así aumentar aún más su presión (si hubiese un elemento propiamente incorporado para hacer de difusor, esta transformación continuaría a través de él), además de recoger el flujo que abandona los álabes en los diferentes puntos del rotor y conducirlo hacia una descarga común. Cabe destacar que esta transformación genera pérdidas de relativa importancia, con lo cual resulta conveniente que la velocidad de salida no sea demasiado elevada, de manera que la mayor cantidad de energía absorbida por el fluido sea ya de presión.

A partir de esto, los autores Yunus A. Çengel y John M. Cimbala establecen que si el flujo se comporta como incompresible, estacionario referido a sus valores promedio y los diámetros de aspiración y descarga coinciden, puede afirmarse que la velocidad media en la descarga y la aspiración son exactamente las mismas. Esto muestra que, a su paso por una bomba centrífuga, lo que se pretende incrementar no es generalmente la velocidad, sino la presión del fluido.

En cuanto a los diferentes tipos de bombas centrífugas que pueden existir, cabe mencionar que su clasificación puede basarse en varios criterios. Así, según el número de etapas que presenten, estas pueden clasificarse como monoetapas o multietapas, si disponen de varios escalonamientos conectados en serie, según el tipo de aspiración, pueden ser simples o dobles, según el eje de la máquina, se clasifican en máquinas de eje horizontal o de eje vertical, etcétera.

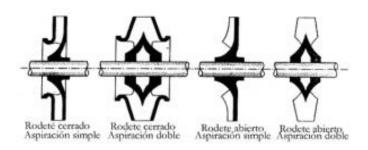


Figura 8 – Clasificación en función del tipo de aspiración y de rodete

Fuente:

https://alojamientos.uva.es/guia_docente/uploads/2013/455/42623/1/Documento1.pdf

Sin embargo, de manera general las bombas centrífugas se clasifican principalmente según las **características geométricas de los álabes**, puesto que justifican un análisis para la predicción de la operación que cabe esperarse de la máquina.

3.3.1. Clasificación según la geometría de los álabes

Atendiendo a las características geométricas de los álabes, existen tres tipos de bombas centrífugas: con **álabes radiales o rectos**, que serán aquellos dispuestos según la dirección del radio en cada punto, los **álabes inclinados hacia adelante**, los cuales estarán orientados en la dirección de giro del impulsor, y por último, los **álabes inclinados hacia detrás**, que serán aquellos que se disponen de manera que queden orientados en la dirección opuesta al giro de la flecha rotatoria.

Los tres tipos de disposiciones posibles de los álabes son de uso común en la industria, con lo cual se conocen las características de operación que cabría esperar para cada uno de ellos. De nuevo, según afirman los autores Yunus A. Çengel y John M. Cimbala, puede decirse que, generalmente, las bombas centrífugas con álabes radiales generan los mayores incrementos de presión, para diferentes valores de caudal, pero sin embargo dicho incremente se reduce de manera importante una vez superado el punto de eficiencia máxima; en cuanto a las bombas con álabes dispuestos en el sentido opuesto al giro, producen un incremento de presión intermedio, comparado con los otros dos tipos, y presentan la ventaja de que es el tipo de mayor eficiencia, debido a que, dada su geometría, es capaz de trasvasar el fluido para la mínima cantidad de giros; finalmente, las bombas con álabes hacia adelante, esto es, dispuestos en el sentido de giro, producen el menor incremento de presión de los tres tipos, aunque presentan la ventaja de que son capaz de mantenerlo casi constante para un rango bastante amplio de caudales, lo cual las hace más robustas y apropiadas para aplicaciones en las que se requieran amplios márgenes de flujo volumétrico.

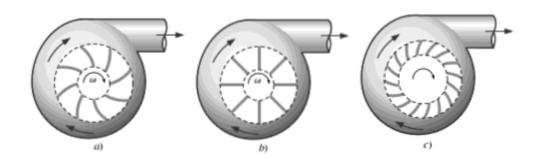


Figura 9 – Tipos de bombas centrífugas según la geometría de los álabes: a) Álabes en sentido contrario al giro; b) Álabes en sentido de giro; c) Álabes radiales

Fuente: Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones. Yunus A. Çengel, John M. Cimbala.

Editorial McGraw Hill

Asimismo, cabe destacar que, según la geometría de los álabes que presente el impulsor en cuestión, las bombas centrífugas presentarán unas curvas características diferentes en cuanto a forma. De manera general, se establecen unas formas típicas para cada disposición, pero hay que recordar que estas son meramente orientativas, ya

que podrán diferir en función de los detalles que intervengan en el diseño de las diferentes bombas.

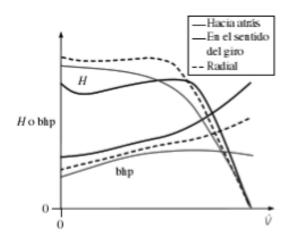


Figura 10 – Comparación de las diferentes curvas de operación para los diferentes tipos de bombas centrífugas

Fuente: Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones. Yunus A. Çengel, John M. Cimbala.

Editorial McGraw Hill

En cuanto a lo concerniente a la operación real de una bomba centrífuga, es necesario mencionar que debe prestarse especial atención a las curvas características que se esperan de ella. Según la forma que pudiese tener la curva resistente de la instalación o el sistema al que se pretenda conectar, hay que tener en cuenta que pueden originarse situaciones desafortunadas en las que las curvas se crucen en dos puntos diferentes, lo cual provocaría un flujo de carácter no estacionario, en tanto que el sistema podría sufrir alteraciones imprevisibles en busca de un punto de operación, lo cual es un escenario que debe tratar de evitarse.

Por último, cabe mencionar que la geometría de los álabes estará definida por dos parámetros: el ángulo del borde de ataque y del borde posterior. Así, se define como ángulo del borde de ataque o de entrada, β_1 , aquel formado entre el álabe y la dirección tangencial inversa en el radio r_1 (punto del álabe más cercano al centro del rotor), mientras que el ángulo del borde posterior o de salida, β_2 , se define de manera análoga a β_1 pero para el radio de salida del álabe, esto es, r_2 (punto del álabe más periférico).

3.4. Instrumentación industrial en la turbomaquinaria

Se define como instrumentación industrial al conjunto de elementos empleados para medir, controlar, registrar, o, en general, convertir una variable física en una señal que pueda ser interpretada posteriormente. Así, en la turbomaquinaria, como en la mayoría de sectores de la industria, resulta de interés común el uso de algunos instrumentos que permitan conocer las condiciones de operación bajo las que están operando dichas máquinas, de cara a optimizar su funcionamiento, verificar que se cumplen las condiciones de trabajo deseadas o, directamente, obtener las curvas características de estas, ya sea para su posterior comercialización o simplemente para su caracterización.

3.4.1. Tubo de Pitot

El tubo de Pitot es un instrumento que se emplea para determinar la velocidad de circulación de un determinado flujo, ya sea a través de un conducto o no. Su funcionamiento está basado en la medición de la diferencia de presiones, a partir de la cual, empleando la ecuación de Bernoulli, permite la determinación de la velocidad a la que se desplaza el fluido en cuestión.

El tubo de Pitot, si se instala en un conducto cerrado, constará por lo general de una pequeña perforación en la dirección normal al flujo, en la cual se realizará la primera medición, y de otras perforaciones en la dirección paralela al flujo, donde se realizará la segunda medición. Al circular el fluido, en las perforaciones paralelas al flujo se tendrá la presión estática del fluido, mientras que en la perforación perpendicular a su paso se tendrá la presión estática más la presión dinámica, la cual resulta de transformar en presión toda la velocidad con la cual el fluido atraviesa dicho orificio ya que se detendrá al llegar a la cámara en la que se realizará la medición.

Por tanto, el objetivo del tubo de Pitot es medir esta diferencia de presiones.

Para ello, un sistema bastante empleado es instalar una cámara de dos lados independientes, separadas, o bien mediante una membrana, sobre la cual se medirán

las deformaciones originadas para obtener la diferencia de presión, o a través de un transductor de presiones que realice directamente la medición.

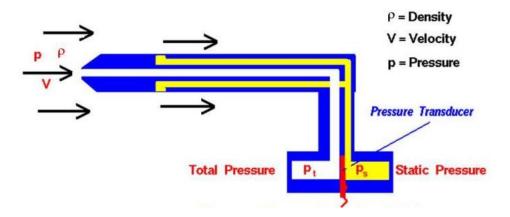


Figura 11 – Esquema de funcionamiento de un tubo de Pitot típico

Fuente: https://www.grc.nasa.gov/www/K-12/airplane/pitot.html

Otro sistema bastante típico consiste en conectar ambos conductos (el conectado a la perforación perpendicular y el conectado a las perforaciones paralelas) a un tubo manométrico en forma de u, el cual se encuentre parcialmente lleno con un líquido inmiscible con el fluido de trabajo. En este sistema, conocido el peso específico del líquido que separa ambos conductos, a partir de la medición de la diferencia en la altura de líquido a cada lado del tubo, se obtiene la diferencia de presión. A partir de ahí, el cálculo de la velocidad se deduce de la ecuación de Bernoulli.

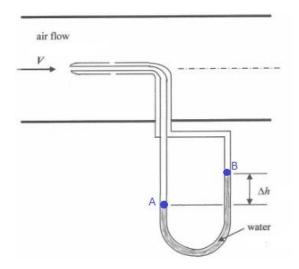


Figura 12 – Esquema de un tubo de Pitot para medición de velocidad de un flujo de aire a partir de la diferencia de columnas de agua

Fuente: https://www.chegg.com/study

3.4.2. Venturímetro

El venturímetro es un instrumento de medida cuyo fundamento está basado en el efecto Venturi, y tiene como objetivo general la medición del caudal que circula a través de un conducto mediante la determinación de la presión diferencial entre dos puntos de secciones diferentes y conocidas. Esto permite el cálculo de la velocidad en un determinado punto empleando la ecuación de Bernoulli y la ecuación de continuidad, y como consecuencia, será posible determinar el caudal que está circulando a través del conducto en el instante de la medición.

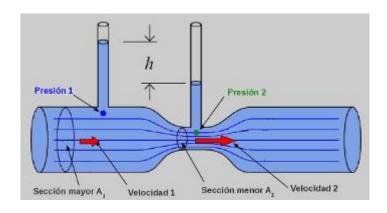


Figura 13 – Esquema de funcionamiento de un venturímetro

Fuente: http://www.sabelotodo.org/fluidos/efectoventuri.html

Así, en esencia, el tubo de Venturi o venturímetro es un dispositivo que se instala en un conducto como un tramo del mismo, y que consta de una sección estrecha, conocida como garganta, situada entre dos tramos cónicos los cuales tendrán un diámetro de entrada y salida, respectivamente, igual al del conducción y, generalmente, iguales entre sí. Debido a la variación de presión que se origina entre la sección normal del conducto y la garganta del venturímetro, se instala un manómetro o instrumento registrador que permita cuantificarla, para determinar posteriormente así el caudal instantáneo.

De esta manera, el desarrollo teórico necesario para analizar un tubo de Venturi, estará enfocado a la determinación de la velocidad en uno de los puntos. Para esto, habrá que recurrir tanto al teorema de Bernoulli como a la ecuación de continuidad.

4. NORMATIVA Y REFERENCIA

4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

- UNE 157001. Criterios generales para la elaboración formal de los documentos que constituyen un proyecto técnico.
- UNE 1-039-94. Acotación. Principios generales, definiciones, métodos de ejecución e indicaciones.
- ASHRAE Standard 51 Procedures and test setups to be used in testing fans and other air-moving devices.

4.2. Programas de cálculo

- Solidworks 2015. Software empleado para el modelado tanto de los rotores del ventilador como de los elementos del banco de ensayos empleados para ejecutar las mediciones. Obtención de planos de los componentes mencionados.
- Matlab 2015. Este software se ha empleado para la representación de todas las curvas obtenidas experimentalmente, así como para ejecutar los ajustes de estas funciones para obtener curvas más suavizadas y expresiones analíticas de las mismas.
- Microsoft Office Excel 2013. Empleado para la realización de los cálculos llevado a cabo para el de análisis de operación y la estimación de los valores de error proporcionados por las funciones de ajuste a los datos experimentales.

4.3. Bibliografía

- Çengel, Yunus A., y Cimbala, John M. Mecánica de fluidos: fundamentos y aplicaciones. Madrid: McGraw Hill Interamericana, 2006.
- Agüera Soriano, José. Mecánica de fluidos incompresibles y turbomáquinas hidráulicas. Madrid: Editorial Ciencia, 2002.
- Sánchez Domínguez, Urbano. Máquinas hidráulicas. Alicante: ECU, 2013.

4.4. Otras referencias

- http://www.learnengineering.org/2013/08/Turbomachinery.html
- Sodeca Ventiladores: www.sodeca.com
- https://alojamientos.uva.es/guia_docente/uploads/2013/455/42623/1/Docum
 Docu1.pdf

4.4.1. Lista de referencias

[1], [2], [3], [4], [5]: Çengel, Yunus A., y Cimbala, John M. *Mecánica de fluidos:* fundamentos y aplicaciones. Madrid: McGraw Hill Interamericana, 2006.

5. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

Turbomáquina hidráulica: Dispositivo mecánico que intercambia energía con un fluido a través de un órgano rotatorio según el principio de conservación de la cantidad de movimiento, en el análisis de la cual se aplican las ecuaciones de la mecánica de fluidos, al asumirse que trabajará con fluidos que se comporten como incompresibles.

Rodete / Rotor / Impulsor: Órgano móvil que efectúa la transferencia de energía con el fluido en las turbomáquinas. Generalmente está compuesto por álabes a lo largo de una superficie circular.

Tubo de Venturi o Venturímetro: Elemento que consta de dos conos truncados, uno convergente y uno divergente, unidos a través de un conducto cilíndrico, conocido como garganta, que se emplea para la determinación de diversas magnitudes de operación de las máquinas o instalaciones como son el caudal o el incremento de presión dado por una bomba.

Placa perforada: En el ámbito de este trabajo, este término se empleará para definir al elemento que se introducirá en el circuito para generar pérdidas de carga, aumentando así la curva resistente de la instalación, y consiguiendo de esta manera modificar las condiciones de operación del ventilador para el mismo régimen de giro y potencia.

6. REQUISITOS DE DISEÑO

Atendiendo al espíritu del trabajo, los requisitos establecidos a la hora de elaborar los diferentes diseños llevados a cabo a lo largo de todo este, son los que se muestran a continuación:

En primer lugar, dada la naturaleza experimental hacia la cual se ha enfocado el proyecto, resulta conveniente trabajar con elementos de características diferentes. Por tanto, y con el objetivo de enriquecer el trabajo, se fija como requisito el diseñar rotores lo menos semejantes posibles, lo cual permitirá posteriormente establecer una comparación entre ellos y obtener conclusiones sobre las ventajas y desventajas que presentan las diferentes configuraciones.

En segundo lugar, en cuanto a los rotores, se fija como requisito el conseguir una adecuada cantidad de flujo circulatorio, esto es, evitar en la medida de lo posible diseños que conduzcan a la aparición de remolinos sobre su superficie que disminuyan su eficiencia. Esto supone realizar una adecuada distribución del número de álabes sobre la superficie del impulsor.

También, de cara a una mejor operación de la turbomáquina en cuestión, deberá incluirse en el trabajo el diseño de algún componente que esté orientado a la rigidización de los álabes del órgano impulsor. Esto resulta conveniente ya que dichos álabes estarán sometidos durante la operación a la acción de la fuerza centrífuga debido al movimiento de rotación del que está dotado, la cual podría disminuir la capacidad del ventilador.

De la misma manera, de cara al diseño de los álabes que conformen el rotor, se establece como requisito a la hora de ejecutar los diferentes diseños, el tratar de hacer la admisión de aire al interior del rotor lo más suave posible, con el objetivo de reducir las vibraciones y el ruido generado durante la operación del ventilador.

Por otra parte, en lo relativo a los elementos que conformen el banco de ensayos, se establece también como requisito el diseño de aquellos elementos que resulten más convenientes desde el punto de vista funcional. Esto es, se debe diseñar instrumentos que presenten una relación decente de precisión/sencillez, que se adapten a los

dispositivos de medición que estuvieran ya construidos, y que posibiliten llevar a cabo todas las medidas necesarias para la caracterización de los rotores propuestos.

Asimismo, referido a los instrumentos diseñados para construir el banco de ensayos, con el objetivo de desarrollar una caracterización lo más precisa posible, se deberá intentar incluir en los instrumentos algún dispositivo enfocado al control de parámetros del flujo, concretamente de turbulencias.

Además, debe idearse algún método de variación del caudal con el que trabajarán los diferentes rotores. Dado que las curvas de operación se obtienen para condiciones de potencia y velocidad de giro fijas, se hace necesario para poder desarrollar el trabajo el diseñar algún sistema que permita conseguir diferentes condiciones de operación.

Por último, cabe destacar que, si bien no nace del planteamiento del trabajo en sí mismo, existe un requisito exterior derivado de la máquina de impresión 3D a partir de la cual se fabricarán todos los diseños propuestos. Así, estos deberán estar ajustados a los parámetros de la misma en tamaño, precisión requerida, holguras necesarias, etc. De la misma manera, se deberá tratar de ejecutar diseños que la máquina pudiera fabricar correctamente, incluyendo si fuese necesario, en el diseño, elementos que sean imprimidos como soporte para facilitar su labor y poder obtener así piezas de la mayor precisión posible.

7. ANÁLISIS DE SOLUCIONES

De cara a cumplir con las especificaciones establecidas en el apartado anterior de requisitos de diseño, así como al cumplimiento de los objetivos establecidos para el trabajo, se proponen los siguientes diseños. Estos estarán divididos en dos grupos principales: por una parte, un grupo en el cual se encuentran los diseños del grupo de rotores del ventilador centrífugo, los cuales se procederá a caracterizar posteriormente, y por otra parte todos aquellos elementos cuya función sea la de servir como instrumento de medida, conducción del aire, etc., que estarán englobados bajo el grupo de banco de ensayos.

7.1. Rotores

En cuanto a los rotores, se ha decidido llevar a cabo el diseño de tres órganos diferentes. En concreto, se ha decidido realizar el diseño de tres elementos de acuerdo con el principio de clasificación de las bombas y ventiladores centrífugos según la disposición de los álabes expuesta en el punto 3.3.1. "Clasificación de las bombas centrífugas según la geometría de los álabes", de este documento memoria, en el que se establece que según este criterio existen principalmente tres tipos de rotores. Así, se ha diseñado un rotor con álabes radiales o rectos, un segundo con álabes inclinados en el sentido de giro, y finalmente un tercer impulsor con álabes inclinados en sentido contrario al giro.

Asimismo, de cara a la ejecución de los diferentes diseños, se ha introducido también otra variación en la geometría de los álabes para incrementar la diferencia entre los diferentes elementos. De esta manera, y para el caso de los impulsores con álabes inclinados en alguna dirección, se han variado los ángulos del borde de ataque o de entrada, y del borde posterior o de salida, introducidos estos en el apartado 3.3.1. "Clasificación de las bombas centrífugas según la geometría de los álabes" de este documento.

A continuación, se procede a explicar en detalle las características de cada uno de los rotores mencionados.

7.1.1. Rotor con álabes inclinados en el sentido de giro

El primero de los rotores que se mostrarán será el diseñado con los álabes inclinados en el sentido de giro. Este estará formado por dos elementos diferentes, el cuerpo propiamente dicho, y el soporte o tapa, diseñado para llevar a cabo la rigidización de los álabes del cuerpo.

Cuerpo

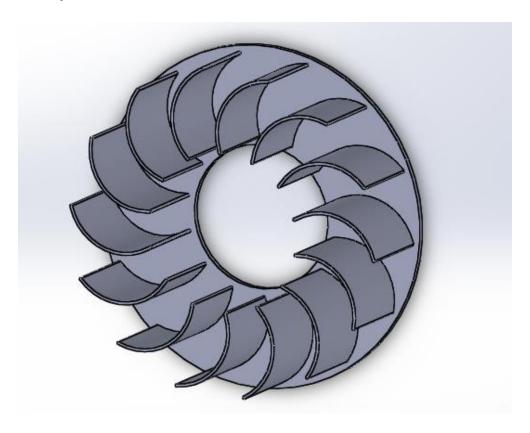


Figura 21 – Cuerpo del rotor con álabes inclinados en el sentido de giro

Fuente: Elaboración propia

El cuerpo del rotor con álabes inclinados en el sentido de giro está formado por un total de catorce álabes, distribuidos de manera uniforme a lo largo de toda la superficie de la base. Estos álabes se han diseñado con un ángulo del borde de ataque de 40 grados, mientras que para el borde posterior se ha propuesto un ángulo del borde posterior de 120 grados. Los álabes tendrán sus bordes redondeados para llevar a cabo

una admisión más gradual del aire que impulsará el rotor, y su altura será constante desde su base hasta el extremo posterior de los mismos.

Soportando los álabes se encuentra la base. Como se puede apreciar en la figura, esta base está definida por un diámetro interior y uno exterior, que le conceden la forma anular. En el espacio intermedio se alojará posteriormente una banda a través de la cual se llevará a cabo la transmisión del movimiento de rotación generado por el motor eléctrico que impulsará el sistema.

Soporte

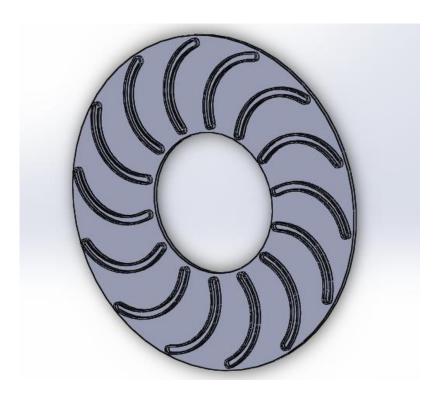


Figura 22 – Soporte de rigidización del rotor con álabes inclinados en el sentido de giro

Fuente: Elaboración propia

Para llevar a cabo la rigidización de los álabes y neutralizar así los efectos de la fuerza centrífuga sobre estos, se ha diseñado un soporte cuya forma fuese igual a la de la base del cuerpo del rotor. Sobre la superficie de esta, se han distribuido, de manera análoga a los álabes sobre la superficie del cuerpo, ranuras cuya forma es idéntica a la de estos.

Sobre estas ranuras, una vez se ensamble el conjunto que formará el rotor, se alojarán los álabes, con lo cual debe existir un espacio suficiente entre las caras interiores de estas para poder realizar el montaje con éxito. Esta holgura se ha fijado en 0,5mm a cada lado, de acuerdo con la precisión que cabe esperarse de la máquina que realizará su fabricación.

El orificio que queda en la parte posterior del soporte será el ojo del ventilador, por el que se llevará a cabo la admisión del aire en el rotor. Por tanto, el tamaño de este coincidirá con el de la voluta ya existente.

7.1.2. Rotor con álabes radiales o rectos

A continuación se muestra la segunda propuesta para el rotor del ventilador. Al igual que en el caso anterior, este estará formado por dos elementos diferentes: un cuerpo y un soporte en forma de tapa para llevar a cabo el efecto de rigidización de los álabes.

Cuerpo

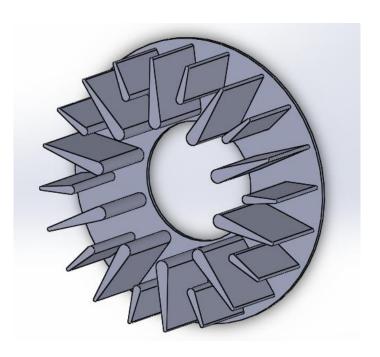


Figura 23 – Cuerpo del rotor con álabes radiales

Fuente: Elaboración propia

El cuerpo del rotor con álabes radiales presentará una base idéntica en dimensiones a las del rotor expuesto anteriormente. Sin embargo, en este caso la disposición de los álabes sobre la superficie de dicha base tiene carácter radial, y su altura permanece constante desde su base hasta el extremo posterior. En cuanto a la geometría y disposición de estos álabes, no obstante, cabe mencionar que se han incluido dos características en el diseño con el fin de llevar a cabo una optimización del diseño, adicionales a la naturaleza radial de estos. Dichas características son las siguientes:

La geometría de estos álabes no es recta, como es habitual, sino que presenta una forma similar a la de una gota de agua. Esto es, a la hora de ejecutar el redondeo en los bordes de álabe, se ha tomado un diámetro mayor en la base que en la punta del álabe. Se ha decidido diseñar esta geometría con el objetivo de tratar de conseguir una operación lo más silenciosa posible, con lo cual se ha tratado de hacer la entrada del aire a la circulación sobre la superficie de los álabes lo más suave posible.

En segundo lugar, se ha decidido incorporar una segunda hilera de álabes sobre la superficie de la base. La adición de esta está basada en el objetivo de evitar pérdidas excesivas de flujo circulatorio a través de la superficie del rotor, ya que en este caso, al tratarse de álabes rectos, el espacio que queda entre ellos cerca del extremo superior es importante y podría dar lugar a la generación de remolinos que redujesen la eficiencia del mismo. Es por esto que, en lugar de hacer una única hilera, con el número total de álabes, lo cual dejaría un espacio significativamente estrecho en la admisión dado el mayor diámetro de los estos en su base, se ha decidido distribuir el número total de álabes en dos hileras, siendo la segunda de menor tamaño y distribuida sobre una circunferencia de mayor diámetro. El total de álabes, contando las dos hileras, será por tanto de veinte.

Al igual que para el rotor descrito en el apartado anterior, sobre su orificio intermedio se ajustará una banda, a través de la cual se llevará a cabo la transmisión del movimiento circular del motor eléctrico que lo impulsará.

Soporte

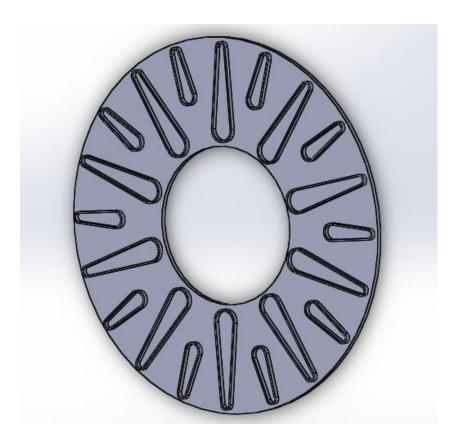


Figura 24 – Soporte del rotor con álabes radiales

Fuente: Elaboración propia

El soporte diseñado para el rotor con álabes radiales es análogo al diseñado para el rotor anterior, con la salvedad de que en este caso las ranuras que se han extruido a lo largo de su superficie presentan ahora la forma de los álabes descritas para este rotor. Así, de la misma manera que en el caso anterior, cuando el rotor quede finalmente ensamblado, los álabes quedarán alojados en el interior de estas ranuras. Es por esto que se ha dejado cierta holgura con respecto al grosor de los mismos, de acuerdo con la incertidumbre existente en cuanto a la resolución de la máquina que se empleará para su obtención.

De la misma manera, el orificio existente en la superficie del soporte o tapa es el que hará de ojo del ventilador, y por tanto su tamaño estará adaptado al de la carcasa.

7.1.3. Rotor con álabes inclinados en sentido opuesto al giro

Al igual que con los otros dos impulsores, el rotor con álabes inclinados en sentido opuesto al giro diseñado constará de dos piezas que posteriormente serán ensambladas para dar una unidad: un cuerpo que recibirá el movimiento del motor eléctrico, sobre el cual estarán dispuestos los álabes, y un soporte de rigidización en forma de tapa.

Cuerpo



Figura 25 – Cuerpo del rotor con álabes inclinados en sentido opuesto al giro

Fuente: Elaboración propia

El cuerpo del rotor con álabes inclinados en el sentido opuesto al giro cuenta con un total de catorce álabes. Estos álabes están dispuestos sobre una superficie anular que será la base del cuerpo, y presentarán un perfil redondeado tanto en su base como en su parte posterior para una recepción y expulsión del aire más suavizada, reduciendo así las vibraciones y el ruido generado durante su operación. Además, los cabe mencionar

que la altura de los álabes permanecerá constante desde su base hasta su extremo posterior.

De acuerdo con lo mencionado al comienzo de esta sección, se ha variado en el diseño de este impulsor, con respecto al primero de los aquí expuestos, los ángulos característicos que define la línea del álabe. En este caso se tendrá un ángulo del borde de ataque de 120 grados, y un ángulo en el borde posterior o de salida de 40 grados.

Sobre el orificio central de la base del cuerpo, se ajustará una banda que, de manera idéntica a la de los otros dos rotores, se encargará de transmitir el movimiento de rotación que proporciona el motor eléctrico.

Soporte



Figura 26 – Soporte del rotor con álabes inclinados en sentido de giro

Fuente: Elaboración propia

De la misma manera que para los otros dos rotores diseñados, el elemento que llevará a cabo la neutralización de los efectos de la fuerza centrífuga sobre los álabes será un soporte en forma de tapa, sobre el que se distribuirán de manera uniforme ranuras cuya forma sea idéntica a la de los álabes del cuerpo.

Sobre estas holguras, una vez ensamblado el rotor, quedarán insertados los álabes del cuerpo. Por este motivo, el espacio entre las caras internas de la ranura se ha diseñado de un tamaño ligeramente mayor que el espesor de los álabes, con el objetivo de salvar así la incertidumbre de precisión de la máquina que lo fabricará, garantizando que se posible su alojamiento sin que quede demasiado suelto.

El orificio central del soporte hará la función de ojo del ventilador, con lo cual su diámetro estará adaptado al de la voluta en cuyo interior se instalará.

7.2. Banco de ensayos

Con el objetivo de llevar a cabo las mediciones pertinentes para la caracterización de los tres rotores expuestos en el apartado anterior, se han diseñado una serie de componentes que, en conjunto, conformarán el banco de ensayos donde se ejecutarán todas estas medidas.

En concreto, se ha realizado el diseño de cuatro elementos, teniendo en consideración los elementos ya existentes a los que se tendrán que incorporar. Así, las piezas diseñadas cuya función será servir para realizar las medidas pertinentes son las que se exponen a continuación.

7.2.1. Tubo de Venturi o Venturímetro

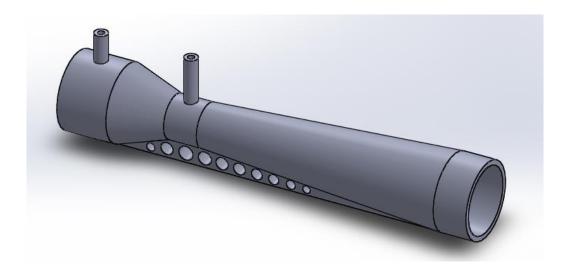


Figura 27 – Tubo de Venturi o Venturímetro

Fuente: Elaboración propia

El primero de los elementos diseñados para la construcción del banco de ensayos ha sido el tubo de Venturi o Venturímetro. Este instrumento será uno de los elementos principales a partir del cual se realizarán las medidas del caudal proporcionado por el ventilador durante su operación.

Tal y como se aprecia en la figura, tanto sobre su entrada como sobre su garganta, se han incluido dos tubos circulares huecos, a modo de tomas, que conectan con las secciones interiores respectivas. Estas tomas han sido diseñados del tamaño del tubo manométrico del que se dispone en el laboratorio, puesto que será con este con el que se realizarán las mediciones.

Asimismo, se puede apreciar que se ha diseñado un soporte sobre su parte inferior para facilitar la ejecución del modelo en 3D para la impresora, y permitiendo conseguir así una geometría más precisa. De la misma manera, se le han practicado unos orificios cuyo objetivo es el de ahorrar material, puesto que no es necesario una sección completamente maciza para desempeñar la función para la que se ha diseñado.

Por otra parte, cabe mencionar que la sección divergente, esto es, la sección cónica de salida, presenta una inclinación menor que la sección convergente, lo cual hace que la distancia para la cual se alcanza el diámetro de la tubería de circulación, sea mayor que la longitud de la sección convergente. Este diseño está basado en la idea de intentar evitar el desprendimiento de flujo sobre la superficie del venturímetro a la salida, donde es más probable que suceda, provocando un régimen de flujo excesivamente turbulento que perturbase las medidas y la adecuada circulación del flujo a través del resto de elementos del banco de ensayos.

Finalmente, cabe mencionar que se ha optado por ejecutar el diseño de un tubo de Venturi, en lugar de cualquier otro, porque se ha considerado que este elemento es el más idóneo ya que permite realizar la medición introduciendo unas pérdidas de carga mínimas en el circuito, en comparación con otros sistemas empleados típicamente, a la vez que proporciona medidas de una precisión aceptable.

7.2.2. Conducto de unión "Voluta-Tubo de Venturi"

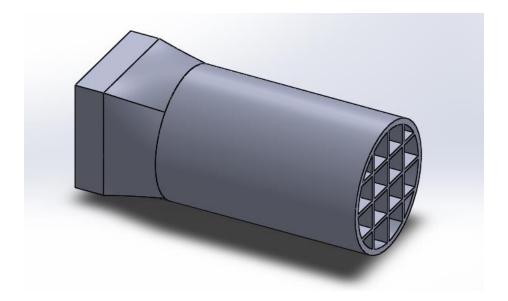


Figura 28 – Conducto de unión "Voluta-Tubo de Venturi"

Fuente: Elaboración propia

El segundo elemento que se ha procedido a diseñar es el conducto que se encargará de unir la voluta del ventilador con el tubo de Venturi en el que se efectuarán las diferentes medidas. Así, a través de él se canalizará el aire que es expulsado por el rotor y se introducirá posteriormente en el instrumento descrito en el apartado anterior.

Tal y como se aprecia en la figura, este conducto se ha diseñado con una sección de geometría variable, puesto que inicialmente comienza siendo esta será cuadrada, y evoluciona posteriormente hacia una sección circular. Esto se debe a que ha debido de adaptarse este elemento a la carcasa, la cual está previamente construida, y cuya salida se ha dispuesto sobre una sección cuadrada, y al venturímetro, el cual es de sección circular de acuerdo con lo expresado en el apartado anterior. Esta transición en la geometría se ha intentado ejecutar sobre una longitud lo suficientemente amplia para tratar de reducir las posibles perturbaciones que indujeran a fenómenos de turbulencias que alterasen las mediciones.

Además, cabe mencionar que se ha introducido una rejilla a través del conducto cilíndrico de sección circular. Esta rejilla, formada por tres rectángulos en horizontal y

en vertical, se ha introducido con el objetivo de introducir el flujo en el tubo de Venturi en un régimen lo más laminar posible, puesto que obligará al aire a circular a través de este tramo de conducto entre las paredes de la rejilla, lo cual dificulta que adquiera un carácter turbulento.

7.2.3. Conducto de salida del tubo de Venturi

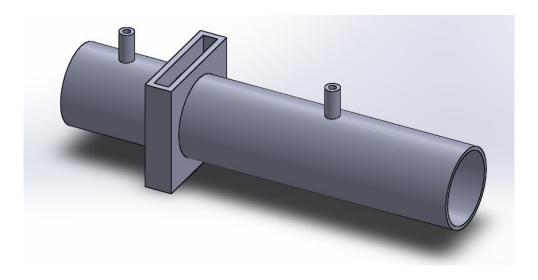


Figura 29 – Conducto de salida del tubo de Venturi

Fuente: Elaboración propia

El siguiente elemento que se ha diseñado ha sido el conducto que se dispondrá a la salida del venturímetro con el que se realizarán las mediciones. Este tramo supone el último del banco de ensayos, y será sobre él dónde se actuará para llevar a cabo las variaciones del punto de operación del ventilador.

Se han dispuesto sobre este conducto, dos tomas para conectar un tubo manométrico en 'U'. De esta manera, si se conectan los dos ramales del manómetro a sendas tomas, se determinará la pérdida de carga introducida por la placa que se encuentre alojada en la ranura en ese momento. Sin embargo, para el experimento llevado a cabo, se conectará uno de los ramales del tubo manométrico en la toma previa a la placa, mientras que el otro se dejará abierto a la atmósfera para medir la diferencia

de presión entre el interior del conducto y la atmósfera, que será lo que se tomará como presión proporcionada por el ventilador.

Tal y como se aprecia en la figura, el primer tramo de este conducto es de sección cilíndrica uniforme, de diámetro igual al de salida del tubo de Venturi, al igual que el de salida, mientras que entre medio de ambos se ha dispuesto una sección cuadrada, de mayor tamaño, a la cual se le ha practicado un corte también de sección cuadrada que terminará por debajo de la cota de las secciones cilíndricas, pero no sobresaldrá por la parte inferior de dicha sección cuadrada.

Como se ha mencionado anteriormente, es sobre este elemento donde se actuará para causar las variaciones en el caudal y presión con los que operará el ventilador, y es por esto que se ha introducido la ranura de sección cuadrada. La idea de este diseño es variar las condiciones de funcionamiento mediante la variación de la curva resistente del sistema (tal y como se comentó en la sección 3.2.1. "Curvas características de las bombas", el punto de operación se obtiene a partir de la intersección de la curva de operación de la máquina y la curva resistente de la instalación a través de la cual se hará circular el fluido). Para ello, se introducirán a través la ranura unas placas, de sección idéntica a la de la ranura, con una perforación de sección circular en su centro, de manera que el fluido se vea forzado a pasar a través de esta. Dichas placas introducirán en el fluido unas pérdidas de carga, y estas se irán reemplazando, a lo largo del proceso de caracterización de los rotores, por otras cuyas perforaciones tengan diámetros diferentes, consiguiendo así tantas condiciones de operación como placas diferentes se introduzcan. De esta manera, se podrá obtener el mapa de operación para un régimen de giro constante del impulsor.

7.2.4. Placa perforada

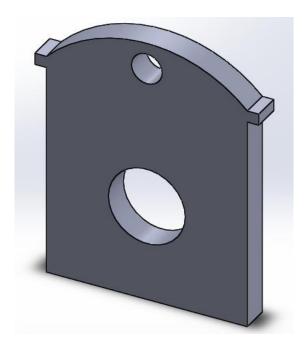


Figura 30 – Placa perforada

Fuente: Elaboración propia

El último de los elementos diseñados para el montaje del banco de ensayos donde se realizarán las mediciones son las placas perforadas. Este elemento, tal y como se comentó en el apartado anterior, se ha diseñado con unas dimensiones acorde a las de la ranura de sección cuadrada que se ha trazado sobre el conducto de salida del venturímetro.

Tal y como se aprecia en la figura, se ha dejado a cada lado del cuadrado, unas pestañitas, que descansarán sobre los bordes de la sección cuadrada que quedan a cada lado de la ranura en cuestión, con la idea de facilitar su reemplazo lo máximo posible. A tales efectos, y también teniendo en cuenta consideraciones de ahorro de material, se ha practicado una perforación sobre la parte superior de la placa, de manera que pueda ser sujetada con más sencillez a la hora de extraerla una vez se han realizado las mediciones con su aportación.

La introducción de esta pieza en el sistema es necesaria para dotar de resistencia al mismo, puesto que sin esto, sería imposible realizar en nuestro banco de ensayos, mediciones de la presión entregada por el ventilador.

Finalmente, cabe mencionar que se han diseñado cuatro placas diferentes, manteniendo para cada una de ellas un diámetro diferente (16, 18, 20, 22mm), pero conservando el resto de dimensiones que la definen. Esto hará que se puedan obtener cuatro puntos diferentes de la curva característica del rotor.

7.2.5. Soporte para conductos

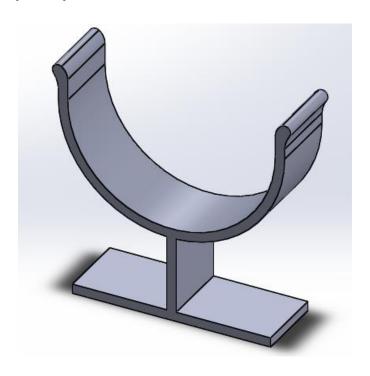


Figura 31 – Soporte para conductos

Fuente: Elaboración propia

Para llevar a cabo el ensamble de todos los elementos que conforman el banco de ensayo, se han diseñado unos soportes como el que se muestra en la figura, de manera que se acople en las secciones circulares de los diferentes elementos que componen el banco de ensayos.

En total se han ejecutado cuatro soportes de este estilo: uno para sostener en el aire al conducto de salida de la voluta y entrada al tubo de Venturi, otro a la entrada de dicho venturímetro, un tercero en la región de unión entre este instrumento y el conducto de salida y el último sosteniendo el tramo final, justo previo a la salida, del banco de ensayos.

Además, cabe mencionar que estos soportes se han diseñado de manera que no solo se fijen los conductos, sino que queden todos a la misma altura para poder llevar a cabo el montaje experimental del conjunto y de los aparatos de medida.

7.2.6. Soporte para voluta

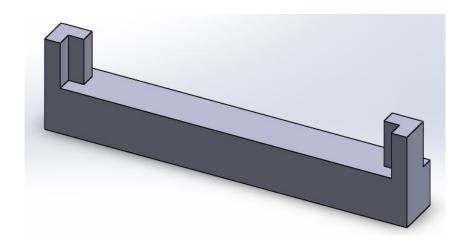


Figura 32 – Soporte para voluta

Fuente: Elaboración propia

De la misma manera, ha sido necesario realizar el diseño de un soporte para sostener la voluta, de manera que esta quede también suspendida y se pueda conectar con el sistema montado a modo de banco de ensayos.

Este soporte ha sido diseñado, tal y como se muestra en la figura, como una pieza rectangular sobre la que se han añadido dos lengüetas en forma de 'L', dejando un espacio entre el borde posterior y la cara externa de dichas lengüetas. De esta manera, se conseguirá la sujeción de la carcasa apoyándola en dicho espacio, y pegando la cara exterior de las lengüetas a los contornos de la carcasa, de manera que la carcasa quedará

suspendida a la altura de la sección rectangular, y fijada a la superficie de las lengüetas mediante la acción del pegamento.

7.3. Materiales empleados

Para la fabricación de todos los elementos descritos en este apartado, se ha utilizado únicamente como material el ácido poliláctico (PLA). Los motivos por los cuales se ha tomado la decisión de emplear este polímero biodegradable son dos: por una parte, porque se trata de uno de los materiales más comunes y sencillos de trabajar para las impresoras 3D cuyo principio de funcionamiento está basado en el método FDM (desarrollado en el apartado 3.5.2. "Fundamentos y tecnologías de impresión 3D").

No obstante, gran parte de la responsabilidad de que los diseños fueran ejecutados en PLA ha sido la disponibilidad, puesto que se trata del principal material del que se dispone en el departamento en cuestión.

8. Resultados finales

Tras llevar a cabo el montaje experimental pertinente, es decir, la unión de todos los elementos que conforman el banco de ensayos, la preparación de todo el instrumental y dispositivos que necesarios para llevar a cabo la determinación de los parámetros de interés, y el ensamblaje de los distintos rotores en el interior de la voluta y conectados al motor, se ha realizado la caracterización de los tres rotores citados en el apartado de análisis de soluciones.

Para llevar a cabo el ensayo experimental del ventilador centrífugo diseñado, se ha montado en el laboratorio el banco de ensayos, formado por los elementos descritos en el apartado anterior, se ha dispuesto de dos tubos manométricos en 'U', los cuales se han rellenado con agua. Uno de esos tubos manométricos se encargará de medir la diferencia de presiones en el tubo de Venturi, mientras que el otro se encargará de medir la presión en el interior del sistema, con lo cual se conectará por una parte a la toma existente a la salida del venturi, y por otra parte se dejará libre al ambiente. Además, se ha contado con una pinza amperimétrica y de un voltímetro para la determinación de la corriente y la tensión consumidas por el motor, de un medidor de revoluciones ópticos, para la determinación de la velocidad de giro a la que se encontrase el rotor en cada instante, y de una batería de corriente continua de 12V que, a través de un elemento que convierte la corriente en trifásica, servirá de alimentación al motor. El control de la velocidad del motor se ha realizado mediante un mando de control remoto que permitirá variaciones graduales de la misma, mediante la regulación de la posición de una palanca dispuesta para tal fin.



Banco de ensayos montado para caracterización del ventilador

Con todos los instrumentos recientemente citados, las mediciones se han realizado de manera metódica siguiendo la secuencia que se expresa a continuación. En primer lugar, se introduce una de las placas perforadas en la sección dispuesta para tal efecto y se fija el régimen de giro del rotor en el valor deseado empleando el mando de control y el medidor óptico de revoluciones. Una vez se ha llegado al valor de velocidad deseado, se recoge la magnitud de dicho valor, y se procede a la observación de los dos tubos manométricos, efectuándose la medición del desequilibrio entre las columnas de agua con una regla graduada y anotando los valores recogidos. Finalmente, se realiza la anotación de los valores de corriente y de tensión marcados por el resto de instrumentos, y se concluyen así las mediciones para el régimen de giro en cuestión. Tras esto, se aumenta el régimen de giro nuevamente, y se continúa el ciclo, hasta llegar al límite de giro del rotor. En este momento, se cambia la placa perforada cuyo orificio sea de diámetro diferente, y se procede de la misma manera, hasta haber realizado dichas medidas para las cuatro placas existentes, por cada rotor.

De esta manera, el cuadro con las mediciones contendrá la siguiente información: mm de columna de agua medidos en el venturímetro y el manómetro conectado a la atmósfera, revoluciones por minuto de giro del rotor, e intensidad y tensión consumidas por el rotor.

La caracterización de estos rotores se ha basado en la obtención de las curvas de funcionamiento, entendiéndose estas como de presión frente a caudal, a velocidad de giro constante, para un total de diez regímenes de giro diferentes. No obstante, dada la dificultad existente para mantener fija la velocidad del rotor en el intercambio de placas perforadas, puesto que esta oscilaba al variar la resistencia del sistema, se ha optado por caracterizar las variaciones de presión y caudal frente a régimen de giro, ajustar los datos a una función que permitiese llevar a cabo una interpolación y construir dichas curvas de presión-caudal para velocidades de giro constantes.

Para la construcción de las figuras se ha empleado el software Matlab, así como para la realización de los ajustes necesarios para llevar a cabo un modelado del comportamiento a través de las curvas que mejor se adaptasen a este y poder así obtener expresiones analíticas, a partir de las cuales se pudieran realizar las interpolaciones en caso de que fueran necesarias. A través de estos ajustes, además, se obtendrán curvas más suavizadas que permitan una observación más clara de la tendencia de los comportamientos y por tanto sacar mejores conclusiones.

De manera previa a la exposición de las gráficas obtenidas, se adjuntarán también los resultados obtenidos en las mediciones, así como con los resultados obtenidos al realizar los cálculos pertinentes con dichos datos, para cada una de las placas perforadas y por tanto, para los diferentes valores de resistencia del sistema.

La obtención de estos resultados se detalla en el Anexo I de la presente memoria, a partir de los datos obtenidos experimentalmente. Asimismo, cabe mencionar que se expresarán las unidades de cada magnitud entre paréntesis, y que las asignaciones de 1 y 2 que aparecerán junto a los valores de velocidad calculados, hacen referencia a cada uno de los puntos del tubo de Venturi entre los que se ha colocado el tubo manométrico en 'U', de manera que '1' hará referencia a la sección de entrada del venturímetro, mientras que '2' se empleará para referirse a los valores obtenidos para la garganta de dicho instrumento.

8.1. Rotor con álabes radiales

A continuación se muestran los resultados obtenidos de los ensayos realizados con el rotor de álabes radiales.

8.1.1. Resultados para la placa con perforación de 16mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 16 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m ³ /s)	Pútil (W)
1692	44,145	1,0440307	4,1761226	0,001312	0,0579168
1821	53,955	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,1001082
2099	73,575	1,8083141	7,2332565	0,0022724	0,1671914
2308	93,195	1,9532025	7,81281	0,0024545	0,228744
2518	107,91	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,2831488
2718	127,53	2,3345235	9,338094	0,0029336	0,3741282
3008	161,865	2,4484689	9,7938756	0,0030768	0,4980322
3312	201,105	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,6980636

Tabla 1 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 16mm (radial)

Fuente: Elaboración propia

8.1.2. Resultados para la placa con perforación de 18mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 18 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m ³ /s)	Pútil (W)
1692	44,145	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,0819067
1820	53,955	1,8083141	7,2332565	0,0022724	0,122607
2130	73,575	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,193056
2267	83,385	2,2147235	8,8588938	0,0027831	0,2320691
2570	107,91	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,3467851
2730	132,435	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,4597004
2992	156,96	3,132092	12,528368	0,0039359	0,6177793
3315	191,295	3,6166283	14,466513	0,0045448	0,8693954

Tabla 2 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 18mm (radial)

Fuente: Elaboración propia

8.1.3. Resultados para la placa con perforación de 20mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 20 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1593	34,335	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,0637052
1825	49,05	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,128704
2131	68,67	2,3345235	9,338094	0,0029336	0,2014537
2323	78,48	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,2522073
2561	98,1	2,9529646	11,811858	0,0037108	0,3640299
2732	112,815	3,132092	12,528368	0,0039359	0,4440289
3011	137,34	3,383046	13,532184	0,0042513	0,5838682
3296	166,77	3,764306	15,057224	0,0047304	0,7888832

Tabla 3 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 20mm (radial)

Fuente: Elaboración propia

8.1.4. Resultados para la placa con perforación de 22mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 20 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1675	49,05	2,3345235	9,338094	0,0029336	0,1438955
1830	44,145	2,4484689	9,7938756	0,0030768	0,135827
2055	58,86	2,6617663	10,647065	0,0033449	0,1968793
2269	68,67	2,9529646	11,811858	0,0037108	0,254821
2475	78,48	3,2179186	12,871674	0,0040438	0,317354
2765	98,1	3,6912058	14,764823	0,0046385	0,4550374
3011	117,72	3,906405	15,62562	0,0049089	0,5778796
3290	142,245	4,5508241	18,203296	0,0057187	0,8134613

Tabla 4 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 22mm (radial)

Fuente: Elaboración propia

8.1.5. Curvas "Presión – Régimen giro" de las diferentes placas para el rotor con álabes radiales

En base a los resultados obtenidos experimentalmente, las variaciones de presión frente a velocidad de giro, para los diferentes tamaños de perforación de las placas, son las que se muestran a continuación:

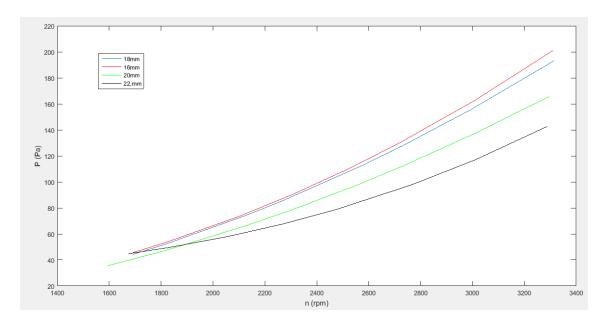


Figura 33 – Curvas de presión frente a régimen de giro para diferentes resistencias del sistema (radial)

Fuente: Elaboración propia

En la figura se aprecian las diferentes curvas de presión frente a régimen de giro para los diferentes sistemas ensayados. De esta manera, la variación trazada en rojo se corresponde con el sistema con la placa perforada de 16mm, la azul con el sistema de placa perforada de 18mm, la verde con la placa de 20mm de perforación y finalmente la negra con la perforación de 22mm.

De esta manera, puede decirse que, en líneas generales, el comportamiento de estas curvas es el esperado en tanto que, para una misma velocidad de giro del rotor, se obtienen presiones más elevadas cuanto menor es el diámetro de la perforación de la placa. No obstante, esto no se cumple para el tramo inicial de la curva trazada en negro, correspondiente a la perforación mayor, en el cual se han obtenido presiones similares

a las de las placas más pequeñas. Esto constituye una anomalía, y se localiza solamente en el tramo de bajas revoluciones por minuto del rotor, ya que a partir de a las 2000rpm aproximadamente, se obtienen valores más bajos que los del resto de sistemas, adecuándose así a lo que cabría esperar.

Las curvas que se representan en la gráfica son las curvas resultantes del ajuste mediante el uso del software Matlab, y su obtención se detalla en el Anexo I de la presente memoria. Las ecuaciones obtenidas a través de dicho ajuste son las siguientes:

$$P = (2,976 \times 10^{-6}) \times n^{2,224} + 0,6146$$
 (16mm)

$$P = (1,13 \times 10^{-5}) \times n^{2,058} - 5,523$$
 (18mm)

$$P = (1,25 \times 10^{-5}) \times n^{2,027} - 2,027$$
 (20mm)

$$P = (7,947 \times 10^{-9}) \times n^{2,888} + 28,55$$
 (22mm)

Donde el valor de presión estará dado en pascales mientras que el régimen de giro deberá ir expresado en revoluciones por minuto.

8.1.6. Curvas "Caudal – Régimen giro" de las diferentes placas para el rotor con álabes radiales

A partir de los resultados experimentales obtenidos con este rotor para los diferentes sistemas, las variaciones de caudal frente a régimen de giro tendrán la siguiente forma:

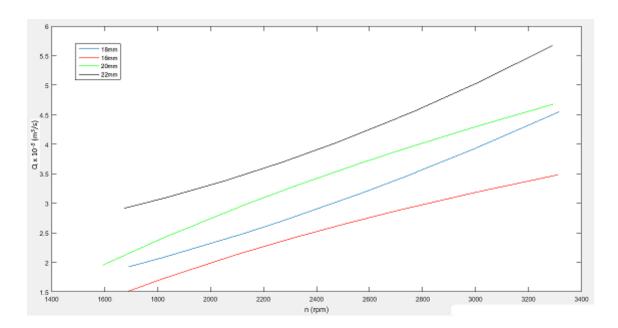


Figura 34 – Curvas de caudal frente a régimen de giro para diferentes resistencias del sistema (radial)

Fuente: Elaboración propia

En la figura se muestran los diferentes resultados de los sistemas en cuanto a variación de caudal frente a régimen de giro se refiere. De esta manera, el comportamiento trazado en rojo corresponde al sistema con la perforación de 16mm, el azul al sistema cuya placa perforada es de 18mm, el verde al sistema con un diámetro de perforación de 20mm, y finalmente el negro al sistema cuya placa presenta la perforación de mayor tamaño, es decir, la de 22mm.

En cuanto al comportamiento general de los sistemas, cabe mencionar que los resultados obtenidos se adecúan a lo esperado, en tanto que se obtienen, para un mismo régimen de giro, mayores valores de caudal para los mayores diámetros de perforación. No obstante, resulta inesperado que las funciones varíen su crecimiento, de manera que para 16 y 20mm se obtengan coeficientes de crecimiento inferiores a 1, mientras que para 18 y 22mm se tengan coeficientes de crecimiento superiores a la unidad.

Las curvas que se representan en la gráfica anterior son las curvas obtenidas al sustituir en las ecuaciones de ajuste para cada una de las placas. La obtención de estas

ecuaciones se detalla en el Anexo I de este documento memoria, y las ecuaciones de las curvas aquí representadas son las siguientes:

$$Q = 14.8 \times n^{0.09476} - 28.42$$
 (16mm)

$$Q = (1,503 \times 10^{-6}) \times n^{1,816} - 0,8301$$
 (18mm)

$$Q = 1,571 \times n^{0,2778} - 0,2778$$
 (20mm)

$$Q = (1,062 \times 10^{-7}) \times n^{2,141} - 2,141$$
 (22mm)

Donde el valor de caudal estará dado en " m³/s x 10³ " mientras que el régimen de giro deberá ir expresado en revoluciones por minuto.

8.1.7. Curvas resistentes "Presión – Caudal" de las diferentes placas para el rotor con álabes radiales

A partir de los ajustes realizados para modelar los comportamientos de los diferentes sistemas tanto para expresar las variaciones de presión como de caudal frente a velocidad de giro, se han obtenido las curvas resistentes del sistema a partir de la obtención de valores de presión y caudal a un determinado régimen de giro, para varios valores de este. El resultado es el siguiente:

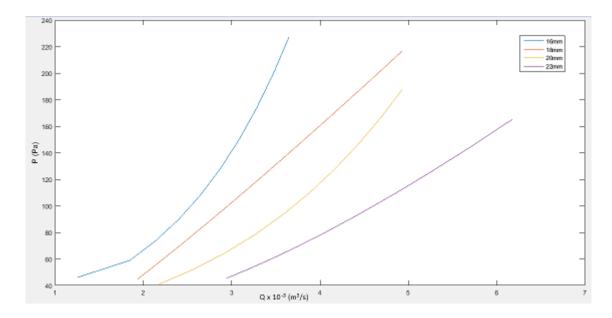


Figura 35 – Curvas resistentes de presión frente a caudal para las diferentes placas (radial)

Fuente: Elaboración propia

En este caso, el color del trazado se ha adjudicado de la siguiente manera: en azul se ha trazado la curva resistente del sistema para la placa perforada de 16mm, en rojo la correspondiente al sistema con la placa cuyo orificio es de 18mm, en amarillo la correspondiente a la perforación de 20mm y finalmente, en violeta, la curva que representa el comportamiento del sistema con la placa orificio de 22mm.

De nuevo, se aprecia en este esquema un ajuste a lo esperado en cuanto a que, para un mismo valor de caudal, se obtienen valores de presión más altos cuanto menor es el diámetro de la perforación. Sin embargo, se obtienen nuevamente diferentes tendencias en cuanto al crecimiento de las curvas en cuanto a que se aprecia un crecimiento con exponente superior a la unidad para los sistemas con perforaciones de 22, 20 y 16mm, mientras que se aprecia un crecimiento más lineal y por tanto con un coeficiente de crecimiento más cercano a la unidad en el sistemas de 18mm de diámetro de perforación.

A diferencia de las gráficas anteriores, en estas curvas no se han representado las curvas ajustadas sino las obtenidas directamente de la interpolación debido a que, por este motivo, se pueden apreciar las tendencias suficientemente bien sin necesidad de graficar los ajustes. Las ecuaciones que modelan los ajustes de estas curvas son las siguientes:

$$P = 3,323 \times Q^{3,121} + 38,26$$
 (16mm)

$$P = 39,09 \times Q^{1,181} - 40,56$$
 (18mm)

$$P = 17,28 \times Q^{1,346} - 30,9$$
 (20mm)

$$P = 8,08 \times Q^{1,67} - 3,764$$
 (22mm)

Donde el valor de presión estará dado en pascales mientras que el caudal deberá ir expresado en " $\,\mathrm{m}^3/\mathrm{s}\,\mathrm{x}\,10^3\,\mathrm{"}.$

8.1.8. Curvas de operación del rotor "Presión – Caudal" para diferentes regímenes de giro

Las curvas de operación del rotor han sido obtenidas a partir de las curvas de presión y caudal frente a régimen de giro expuestas anteriormente, para las diversas placas empleadas a lo largo del ensayo. De esta manera, para obtener la curva de operación del rotor a un determinado número de revoluciones, se ha obtenido un valor de presión y un valor de caudal, a dicha velocidad de giro, en las curvas citadas, para cada una de las placas, obteniéndose así un total de cuatro puntos diferentes para cada régimen de giro. Así, las gráficas que se muestran a continuación son el resultado de representar dichos puntos, en un diagrama de presión frente a caudal, para diez valores de velocidad de giro diferentes, comenzando en 1700 rpm, e incrementándose de doscientas en doscientas unidades hasta llegar a 3500 rpm. Los resultados obtenidos son los siguientes:

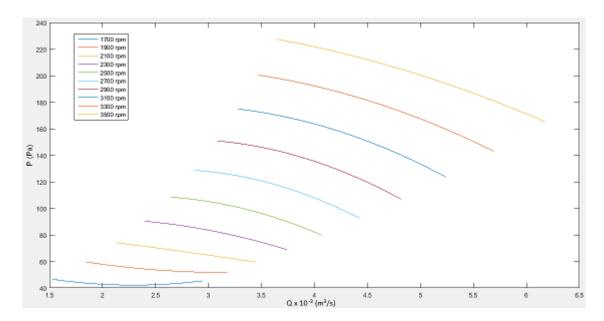


Figura 36 – Curvas de operación del rotor de álabes radiales

Fuente: Elaboración propia

En el diagrama se pueden observar los comportamientos del rotor en función de la velocidad de giro a la que se encuentre operando. Los resultados obtenidos propician una serie de conclusiones: por una parte, se cumplen las predicciones teóricas en cuanto a que, según aumenta la velocidad de giro del impulsor, se trabaja en intervalos de caudal y presión más elevado, lo cual se deduce directamente del principio de conservación de la energía; por otra parte, cabe mencionar que, de manera general, las curvas obtenidas se ajustan a funciones cuadráticas tales que proporcionan valores de presión más elevados cuanto menor es el caudal entregado por el sistema, lo cual es también un comportamiento común en este tipo de turbomáquinas, al

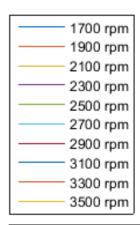


Figura 37 – Leyenda curvas operación rotor radial

Fuente: Elaboración propia

ajustarse a la tendencia de transmitir un valor de carga al cierre (con caudal cero) máximo, y un valor nulo de carga en descarga libre (máximo caudal entregado). En cualquier caso, la uniformidad del comportamiento, es decir, el no aparecer ningún pico en la curva que varíe su tendencia, indica que se trata de la zona de operación estable del impulsor, y por tanto que es seguro operar a las velocidades de giro mencionadas, entendiéndose esto como que el sistema no oscilará en busca de un punto de operación a causa de posibles variaciones que pudiera sufrir el sistema.

Sin embargo, cabe mencionar que se aprecian, para los regímenes de velocidades más bajos, comportamientos que difieren de lo recientemente comentado. En estos casos, podría estarse visualizando el tramo de la curva correspondiente a la zona inestable de operación del rotor, donde variaciones inesperadas o bruscas en el sistema podrían provocar la oscilación descontrolada del sistema en busca de un punto de operación, tratándose este de un escenario que debería evitarse.

Finalmente, cabe mencionar que al estar formadas las curvas por cuatro puntos únicamente, lo que se visualiza en la figura constituye únicamente un tramo de la curva total.

Las curvas que se muestran en la figura son las obtenidas tras realizar los ajustes correspondientes a través del software Matlab, y las ecuaciones obtenidas por medio de este procedimiento son las siguientes:

$$P = 7,617Q^{2} - 34,91Q + 82,12 \qquad (1700 \text{ rpm})$$

$$P = 4,578Q^{2} - 28,91Q + 97,32 \qquad (1900 \text{ rpm})$$

$$P = -0,7094Q^{2} - 7,171Q + 92,6 \qquad (2100 \text{ rpm})$$

$$P = -6,444Q^{2} + 23,6Q + 70,74 \qquad (2300 \text{ rpm})$$

$$P = -10,24Q^{2} + 48,63Q + 51,39 \qquad (2500 \text{ rpm})$$

$$P = -11,35Q^{2} + 59,59Q + 51,11 \qquad (2700 \text{ rpm})$$

$$P = -10,48Q^{2} + 57,45Q + 73,3 \qquad (2900 \text{ rpm})$$

$$P = -8,524Q^{2} + 46,47Q + 114,1 \qquad (3100 \text{ rpm})$$

$$P = -6,192Q^{2} + 30,9Q + 167,7 \qquad (3300 \text{ rpm})$$

$$P = -3,93Q^{2} + 14Q + 228,6 \qquad (3500 \text{ rpm})$$

Donde el valor de presión estará dado en pascales mientras que el caudal deberá ir expresado en " $\,$ m $^3/s$ x 10^3 ".

8.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás

A continuación, se procederá a exponer los resultados obtenidos para el rotor con álabes inclinados en sentido contrario al giro.

8.2.1. Resultados para la placa con perforación de 16mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 16 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1626	58,86	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,109209
1900	78,48	1,8083141	7,2332565	0,0022724	0,1783375
2105	98,1	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,257408
2296	117,72	2,4484689	9,7938756	0,0030768	0,3622052
2566	147,15	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,4728888
2727	166,77	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,578882
3000	206,01	2,9529646	11,811858	0,0037108	0,7644629
3300	255,06	3,2179186	12,871674	0,0040438	1,0314003
3523	289,395	3,383046	13,532184	0,0042513	1,2302937

Tabla 5 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 16mm (detrás)

Fuente: Elaboración propia

8.2.2. Resultados para la placa con perforación de 18mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 18 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1650	53,955	1,9532025	7,81281	0,0024545	0,1324307
1860	73,575	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,193056
2092	93,195	2,3345235	9,338094	0,0029336	0,2734014
2300	112,815	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,3915967
2557	137,34	3,0438463	12,175385	0,003825	0,5253269
2741	166,77	3,3015148	13,206059	0,0041488	0,6918964
3021	196,2	3,6166283	14,466513	0,0045448	0,8916876
3296	230,535	4,0435133	16,174053	0,0050812	1,1714011
3523	269,775	4,3046487	17,218595	0,0054094	1,4593158

Tabla 6 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 18mm (detrás)

Fuente: Elaboración propia

8.2.3. Resultados para la placa con perforación de 20mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 20 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1635	49,05	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,128704
1875	63,765	2,4484689	9,7938756	0,0030768	0,1961945
2092	78,48	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,2724151
2294	98,1	2,9529646	11,811858	0,0037108	0,3640299
2563	122,625	3,3015148	13,206059	0,0041488	0,5087473
2766	142,245	3,764306	15,057224	0,0047304	0,672871
2988	166,77	4,1761226	16,70449	0,0052479	0,8751874
3308	206,01	4,669047	18,676188	0,0058673	1,208722
3499	235,44	5,0069951	20,02798	0,006292	1,4813827

Tabla 7 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 20mm (detrás)

Fuente: Elaboración propia

8.2.4. Resultados para la placa con perforación de 22mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 22 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1637	44,145	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,1418666
1830	58,86	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,2043113
2115	73,575	3,132092	12,528368	0,0039359	0,2895841
2304	93,195	3,4626579	13,850632	0,0043513	0,4055198
2551	112,815	3,906405	15,62562	0,0049089	0,5538013
2748	127,53	4,1761226	16,70449	0,0052479	0,6692609
3024	156,96	4,669047	18,676188	0,0058673	0,920931
3300	186,39	5,1676881	20,670752	0,0064939	1,2103996
3519	215,82	5,5244909	22,097964	0,0069423	1,4982829

Tabla 8 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 22mm (detrás)

Fuente: Elaboración propia

8.2.5. Curvas "Presión – Régimen giro" de las diferentes placas para el rotor con álabes inclinados hacia detrás

En base a los resultados obtenidos experimentalmente, las variaciones de presión frente a velocidad de giro, para cada uno de los diferentes tamaños de perforación de las placas, son las que se muestran a continuación:

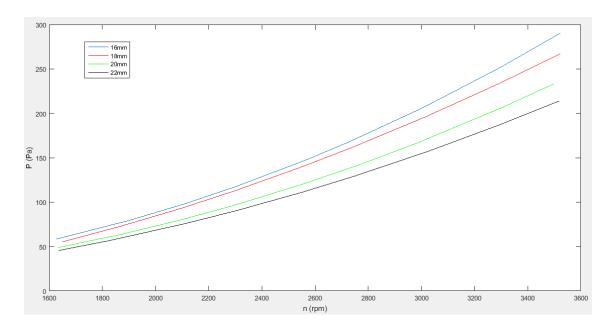


Figura 38 – Curvas de presión frente a régimen de giro para diferentes resistencias del sistema (detrás)

Fuente: Elaboración propia

En la figura se aprecian los comportamientos del sistema para los diferentes valores de resistencia introducidos por los distintos diámetros de perforación. A modo aclarativo, cabe mencionar que la curva azul corresponde al sistema con la placa de 16mm de perforación, la roja al sistema con la de 18mm, la verde al sistema con la placa de 20mm y por último la negra para la de 22mm.

Observando esta gráfica, se observa que, en líneas generales, el comportamiento se adecúa bastante bien a lo esperado. Esto se debe a que, por una parte, se cumple que para mayor resistencia del sistema (es decir, para menor tamaño de perforación de la placa), se obtienen valores de presión más elevados a un número fijo de revoluciones por minuto de giro del rotor. Además, las curvas tienen formas similares, con lo cual se

mantiene relativamente el perfil de crecimiento, lo cual es lo que cabría esperar desde el punto de vista teórico.

Las curvas representadas en la figura se han trazado a partir de los ajustes realizados en Matlab. La obtención de estos ajustes se detalla en el anexo de cálculos, y sus ecuaciones son las que se muestran a continuación:

$$P = (3,813 \times 10^{-6}) \times n^{2,219} + 7,348$$
 (16mm)

$$P = (4,813 \times 10^{-5}) \times n^{1,906} - 10,07$$
 (18mm)

$$P = (4,432 \times 10^{-6}) \times n^{2,176} + 5,211$$
 (20mm)

$$P = (1,025 \times 10^{-5}) \times n^{2,063} + 1,727$$
 (22mm)

Donde el valor de presión estará dado en pascales mientras que el régimen de giro deberá ir expresado en revoluciones por minuto.

8.2.6. Curvas "Caudal – Régimen giro" de las diferentes placas para el rotor con álabes inclinados hacia detrás

A partir de los resultados experimentales obtenidos con este rotor para los diferentes sistemas, las variaciones de caudal frente a régimen de giro tendrán la siguiente forma:

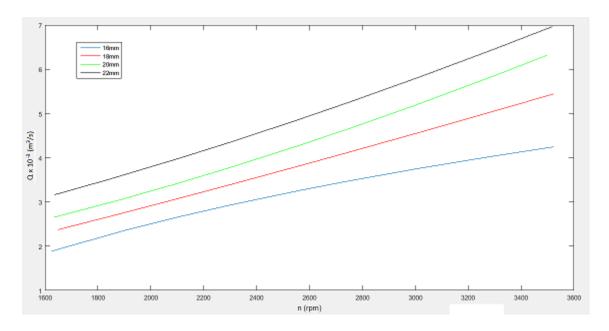


Figura 39 – Curvas de caudal frente a régimen de giro para diferentes resistencias del sistema (detrás)

Fuente: Elaboración propia

En la figura se aprecian las diferentes curvas obtenidas para las variaciones de caudal trasvasado frente a velocidad de giro del rotor. La curva trazada en azul corresponde al menor tamaño de perforación, 16mm, la roja a la placa de 18mm, la verde a la placa 20mm y por último, la negra, al sistema con 22mm de tamaño de perforación.

En cuanto a los diferentes comportamientos observados en la figura, puede decirse que se ajustan a lo esperado en tanto que, para un régimen de giro fijo, se obtienen valores de caudal más elevado cuanto mayor es el diámetro de la perforación y por tanto cuanto menor es la resistencia del sistema. Sin embargo, se aleja ligeramente de lo previsto el comportamiento de la curva para la placa de 16mm, puesto que no preserva el coeficiente de crecimiento superior a la unidad que se obtiene para el resto de resistencias, sino que este es inferior a uno y por tanto el factor de crecimiento varía con respecto a las demás.

Las curvas que aparecen en la figura corresponden a la representación de los ajustes obtenidos para los datos experimentales. La obtención de estos ajustes se detalla en el Anexo I de la presente memoria, y las ecuaciones de cada uno de ellos son las siguientes:

$$Q = 25,6 \times n^{0,06935} - 40,86$$
 (16mm)

$$Q = (3,241 \times 10^{-4}) \times n^{1,185} + 0,2688$$
 (18mm)

$$Q = (1,221 \times 10^{-5}) \times n^{1,589} + 1,095$$
 (20mm)

$$Q = (3,504 \times 10^{-5}) \times n^{1,468} + 1,333$$
 (22mm)

Donde el valor de caudal estará dado en " m³/s x 10³ " mientras que el régimen de giro deberá ir expresado en revoluciones por minuto.

8.2.7. Curvas resistentes "Presión – Caudal" de las diferentes placas para el rotor con álabes inclinados hacia detrás

A partir de los ajustes realizados para modelar los comportamientos de los diferentes sistemas tanto para expresar las variaciones de presión como de caudal frente a velocidad de giro, se han obtenido las curvas resistentes del sistema a partir de la obtención de valores de presión y caudal a un determinado régimen de giro, para varios valores de este diferentes. El resultado es el siguiente:

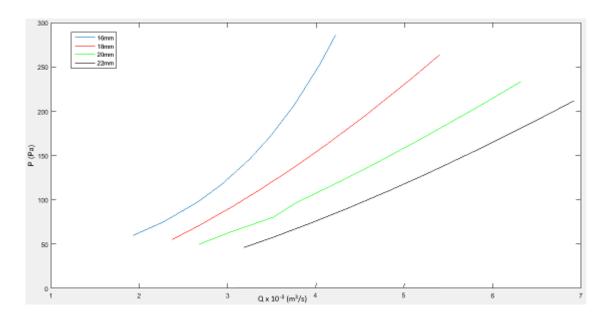


Figura 40 – Curvas resistentes de presión frente a caudal para las diferentes placas (detrás)

Fuente: Elaboración propia

En la figura se representan las diferentes curvas obtenidas para los diferentes diámetros de perforación de las placas. Así, se ha trazado en azul la curva resistente correspondiente a la placa de 16mm, en rojo la curva para la placa de 18mm, en verde

el comportamiento para un tamaño de perforación de 20mm y, por último, en negro el sistema con la placa perforada de 22mm.

De manera general, puede decirse que los resultados obtenidos se ajustan bastante bien a lo que cabría esperar desde el punto de vista teórico, debido a que no sólo se obtienen valores más altos de presión, para un caudal fijo, cuanto mayor sea la resistencia del sistema, sino que también se tiene un perfil de crecimiento más elevado cuanto menor sea la perforación de la placa, pero conservando las diferentes curvas una similitud en forma.

Las curvas representadas, tal y como se ha mencionado recientemente, se han obtenido a través de la interpolación, para cada sistema, con su correspondiente curva de las representadas en los dos puntos anteriores. Estas curvas han sido posteriormente ajustadas con resultados excepcionalmente buenos, lo cual se podía prever dado que se aprecia un trazado bastante suavizado de las cuatro curvas. Sus ecuaciones son las siguientes:

$$P = 2,292 \times Q^{3,238} + 41,86$$
 (16mm)

$$P = 17,19 \times Q^{1,655} - 16,76$$
 (18mm)

$$P = 15,35 \times Q^{1,522} - 19,87$$
 (20mm)

$$P = 11,55 \times Q^{1,56} - 24,29$$
 (22mm)

Donde el valor de presión estará dado en pascales mientras que el caudal deberá ir expresado en " $m^3/s \times 10^3$ ".

8.2.8. Curvas de operación del rotor "Presión – Caudal" para diferentes regímenes de giro

Las curvas de operación del rotor con álabes inclinados hacia detrás se han obtenido exactamente de la misma manera que para el impulsor de álabes rectos. Es decir, se fija el valor del régimen de giro, y se acude con ese valor a las curvas de presión y caudal frente a velocidad de giro, y se obtiene un valor en cada una de estas. Se repite esta operación para cada una de las placas perforadas que se han utilizado a lo largo del ensayo, y se trazan los cuatro puntos obtenidos para dicho régimen de giro sobre un

diagrama de presión frente a caudal. Asimismo, de la misma manera que para el rotor anterior, se han trazado diez curvas de operación diferente, siendo la primera para 1700 rpm, e incrementándose el valor de la velocidad de giro de doscientas en doscientas unidades hasta alcanzar los 3500 rpm. Los resultados obtenidos son los siguientes:

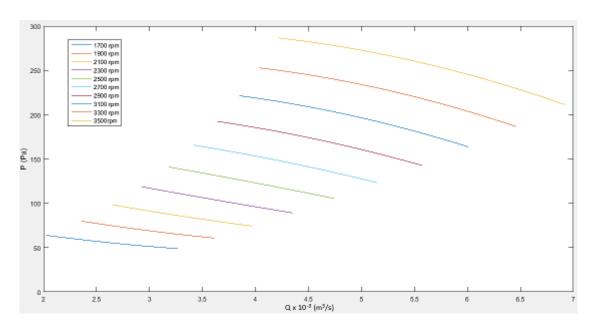


Figura 41 – Curvas de operación del rotor de álabes inclinados hacia detrás

Fuente: Elaboración propia

En la figura se aprecian las citadas curvas de operación en

términos de presión entregada frente a caudal trasvasado. En base a los resultados obtenidos, se establecen una serie de conclusiones: en primer lugar, los resultados concuerdan con lo esperado en lo que a intervalos de presión y caudal, para mismas condiciones resistivas del sistema, están formados por valores más elevados cuanto mayor es el régimen de giro; por otra parte, tal y como pasara para el impulsor de álabes radiales, las tendencias de las curvas obtenidas, en su mayoría, tienden a decrecer según una razón cuadrática a medida que aumenta el caudal proporcionado por el sistema, a excepción de los regímenes de velocidad más bajos donde el descenso es apreciablemente más moderado. Este comportamiento es común en

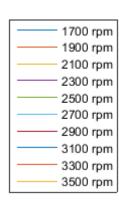


Figura 42 – Leyenda
curvas operación
rotor de álabes
inclinados hacia
detrás

Fuente: Elaboración
propia

este tipo de turbomáquinas, al menos en algún tramo de la curva, puesto que no hay

que olvidar que estas curvas están trazadas a partir de únicamente cuatro puntos y por tanto que no están representadas en su totalidad.

Además, cabe mencionar que, debido a que ninguno de los tramos de curvas representados en la figura presenta picos, los rotores han trabajado en la región estable de su curva de operación, lo cual es lo adecuado ya que esto quiere decir que no existirán fluctuaciones importantes en la operación del sistema ante eventuales variaciones a las que pudiera verse sometido.

Las curvas que se muestran en esta figura son las obtenidas por medio de un ajuste a través del software Matlab, y sus ecuaciones son las que se muestran a continuación:

$$P = 2,923Q^{2} - 27,59Q + 107,8 \qquad (1700 \text{ rpm})$$

$$P = 2,872Q^{2} - 32,42Q + 140,4 \qquad (1900 \text{ rpm})$$

$$P = 2,189Q^{2} - 32,71Q + 169,7 \qquad (2100 \text{ rpm})$$

$$P = 0,7225Q^{2} - 25,99Q + 188,5 \qquad (2300 \text{ rpm})$$

$$P = -1,133Q^{2} - 13,82Q + 196,4 \qquad (2500 \text{ rpm})$$

$$P = -2,883Q^{2} + 0,2737Q + 198,4 \qquad (2700 \text{ rpm})$$

$$P = -4,219Q^{2} + 13,16Q + 200,3 \qquad (2900 \text{ rpm})$$

$$P = -5,036Q^{2} + 22,96Q + 207,5 \qquad (3100 \text{ rpm})$$

$$P = -5,351Q^{2} + 28,8Q + 223,7 \qquad (3300 \text{ rpm})$$

$$P = -5,248Q^{2} + 30,57Q + 251 \qquad (3500 \text{ rpm})$$

Donde el valor de presión estará dado en pascales mientras que el caudal deberá ir expresado en " $m^3/s \times 10^3$ ".

8.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante

Finalmente, como último punto de este apartado de resultados, se procederá a exponer los resultados obtenidos para el rotor cuyos álabes se han diseñado con una inclinación en el sentido de giro.

8.3.1. Resultados para la placa con perforación de 16mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 16 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1843	49,05	1,2786712	5,1146847	0,0016068	0,0788148
2083	63,765	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,1183097
2293	83,385	1,6507574	6,6030296	0,0020744	0,1729741
2588	112,815	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,2960193
2772	132,435	2,2147235	8,8588938	0,0027831	0,3685803
2960	147,15	2,4484689	9,7938756	0,0030768	0,4527565
3257	181,485	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,6299598
3477	210,915	2,9529646	11,811858	0,0037108	0,7826644

Tabla 9 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 16mm

Fuente: Elaboración propia

8.3.2. Resultados para la placa con perforación de 18mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 18 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1860	58,86	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,109209
2110	68,67	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,1801856
2334	83,385	2,3345235	9,338094	0,0029336	0,2446223
2525	98,1	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,3152592
2775	117,72	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,4086226
3003	142,245	3,0438463	12,175385	0,003825	0,5440885
3303	171,675	3,3015148	13,206059	0,0041488	0,7122462
3516	191,295	3,6166283	14,466513	0,0045448	0,8693954

Tabla 10 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 18mm

Fuente: Elaboración propia

8.3.3. Resultados para la placa con perforación de 20mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 20 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1857	49,05	1,9532025	7,81281	0,0024545	0,1203916
2094	58,86	2,2147235	8,8588938	0,0027831	0,1638135
2308	73,575	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,2364444
2528	83,385	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,289441
2782	103,005	3,132092	12,528368	0,0039359	0,4054177
3008	122,625	3,3015148	13,206059	0,0041488	0,5087473
3304	147,15	3,764306	15,057224	0,0047304	0,6960734
3503	166,77	4,0435133	16,174053	0,0050812	0,8473965

Tabla 11 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 20mm

Fuente: Elaboración propia

8.3.4. Resultados para la placa con perforación de 22mm

Los resultados obtenidos a partir de las mediciones para el sistema con la placa perforada de 22 mm son los siguientes:

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1848	29,43	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,0772224
2105	58,86	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,1891555
2294	63,765	2,8591957	11,436783	0,003593	0,2291058
2527	73,575	3,132092	12,528368	0,0039359	0,2895841
2777	98,1	3,5404802	14,161921	0,0044491	0,4364566
3006	112,815	3,8360136	15,344054	0,0048205	0,5438221
3276	132,435	4,1761226	16,70449	0,0052479	0,6950017
3483	147,15	4,5508241	18,203296	0,0057187	0,8415117

Tabla 12 – Resultados obtenidos para los datos de la placa con perforación de 22mm

Fuente: Elaboración propia

8.3.5. Curvas "Presión – Régimen giro" de las diferentes placas para el rotor con álabes inclinados hacia delante

De acuerdo con los resultados obtenidos experimentalmente, las variaciones de presión frente al régimen de giro, para cada uno de los diferentes tamaños de perforación de las placas, son las que se muestran a continuación:

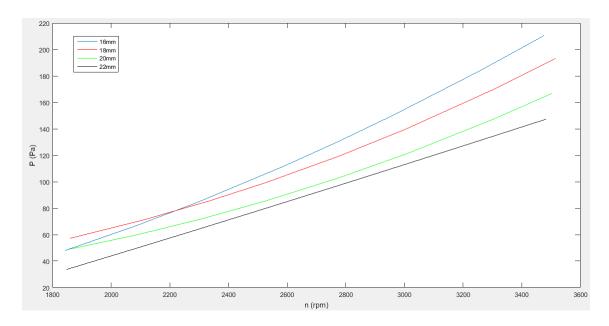


Figura 43 – Curvas de presión frente a régimen de giro para diferentes resistencias del sistema (delante)

Fuente: Elaboración propia

En la figura se aprecian las diferentes variaciones de presión medida frente a régimen de giro para los diferentes tamaños de perforación dispuestos. Antes de proceder a su análisis, cabe mencionar que la correspondencia de las curvas es la siguiente: la azul corresponde a la curva de 16mm, la roja a la perforación de 18mm, la trazada en verde a la placa de 20mm y finalmente la negra a la de 22mm.

En cuanto al comportamiento de los diferentes sistemas y su adecuación a las predicciones realizadas, cabe comentar que a partir de, en torno a las 2200 rpm de giro del rotor, se ajustan a lo que cabría esperar dado que se obtienen mayores valores de presión cuanto más alta es la resistencia del sistema y, por lo tanto, cuanto menor es el diámetro de la perforación. No obstante, para regímenes bajos de giro, en el tramo de

la gráfica por debajo de 2200 rpm, se obtienen valores que no concuerdan con lo esperado, especialmente en las curvas de 18 y 20mm, dado que en el caso de la primera se tienen valores de presión más elevados que para la de 16mm, y en el caso de la de 20mm, porque se encuentra demasiado cercana en este tramo de la gráfica a la de 16mm, llegando a comenzar casi en el mismo punto. Asimismo, en cuanto a la gráfica de 22mm, cabe comentar que se diferencia de las demás en que tiene un perfil de crecimiento casi lineal, suponiendo esto un que la función presentará un coeficiente más cercano a la unidad, lo cual es un comportamiento que también destaca puesto que no se da para el resto de configuraciones resistivas del sistema.

Las gráficas aquí representadas son las obtenidas del ajuste realizado mediante el software Matlab. El cálculo de dicho ajuste se detalla en el Anexo I de esta memoria, y las ecuaciones obtenidas con el mismo son las siguientes:

$$P = (7,138 \times 10^{-5}) \times n^{1,841} - 25,36$$
 (16mm)

$$P = (1,437 \times 10^{-6}) \times n^{2,282} + 15,69$$
 (18mm)

$$P = (8,562 \times 10^{-7}) \times n^{2,328} + 14,04$$
 (20mm)

$$P = 0.02588 \times n^{1.112} - 77.4$$
 (22mm)

Donde el valor de presión estará dado en pascales mientras que el régimen de giro deberá ir expresado en revoluciones por minuto.

8.3.6. Curvas "Caudal – Régimen giro" de las diferentes placas para el rotor con álabes inclinados hacia delante

En base a los resultados experimentales obtenidos con este rotor para los diferentes sistemas, las variaciones de caudal frente a régimen de giro tendrán la siguiente forma:

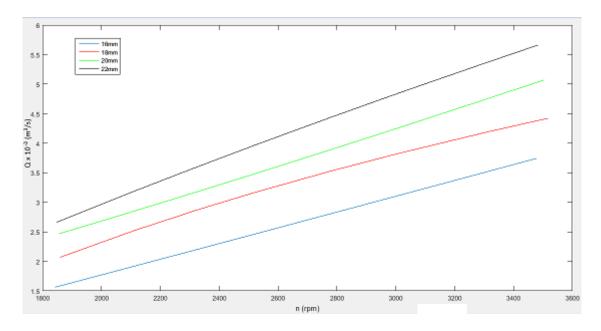


Figura 44 – Curvas de caudal frente a régimen de giro para diferentes resistencias del sistema (delante)

Fuente: Elaboración propia

En la figura se aprecian las diferentes variaciones de caudal entregado por el ventilador frente a régimen de giro. Así, la curva trazada en azul corresponde al comportamiento del sistema con la placa perforada de 16mm, la roja al sistema con placa de 18mm de perforación, la verde al de 20mm y finalmente la negra para la de 22mm.

Observando la figura, puede decirse que en líneas generales, el comportamiento de los diferentes sistemas se ajusta a las predicciones existentes en cuanto que el ventilador entrega, para un número fijo de revoluciones por minuto de giro, valores más altos de caudal cuanto menor es la resistencia del sistema y por tanto cuanto más grande es el diámetro de la perforación. Asimismo, cabe mencionar que existe una ligera variación en el modo de crecimiento de las diferentes curvas, pero no demasiado significativa, con lo cual no puede decirse que se trate de una anomalía importante.

$$Q = (1,059 \times 10^{-3}) \times n^{1,026} - 0,8101$$
 (16mm)

$$Q = 9,279 \times n^{0,1364} - 23,84$$
 (18mm)

$$Q = (3,269 \times 10^{-4}) \times n^{1,179} + 0,1339$$
 (20mm)

$$Q = 0.02801 \times n^{0.669} - 2.717$$
 (22mm)

Donde el valor de caudal estará dado en " m³/s x 10³ " mientras que el régimen de giro deberá ir expresado en revoluciones por minuto.

8.3.7. Curvas resistentes "Presión – Caudal" de las diferentes placas para el rotor con álabes inclinados hacia delante

Una vez se han modelado los comportamientos de los diferentes sistemas resistivos, tanto de las variaciones de caudal trasvasado como de presión, frente a la velocidad de giro, ha sido posible, mediante interpolaciones realizadas según las ecuaciones dictadas por estos ajustes, el trazado de las curvas resistentes para los diferentes diámetros de placa perforada. Las curvas obtenidas al representar estos resultados son las siguientes:

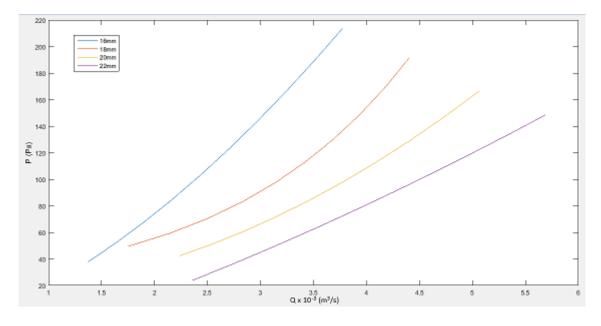


Figura 45 – Curvas resistentes de presión frente a caudal para las diferentes placas (delante)

Fuente: Elaboración propia

En la figura se aprecian las diferentes curvas de presión frente a caudal obtenida para las diferentes placas perforadas. De esta manera, la representación azul corresponde al diámetro de perforación de 16mm, la roja para el sistema cuya placa es

de 18mm, la amarilla para el sistema resistivo correspondiente a la placa de 20mm, y finalmente, el trazo morado corresponde a la placa de 22mm.

En cuanto a la adecuación de las curvas a lo esperado, puede decirse que, en líneas generales, se obtiene un comportamiento que se ajusta a las predicciones en tanto que, para valores de caudal fijo, se obtienen valores de presión más elevados cuanto mayor es la resistencia del sistema, es decir, para las curvas correspondientes a las placas de menor diámetro. Por otra parte, las curvas presentan una similitud entre sí en cuanto al perfil de crecimiento se refiere, exceptuando tal vez las curvas de 16 y 22mm (azul y violeta, respectivamente), para las cuales se tiene un comportamiento más lineal, pero sin ser tampoco excesivamente diferente.

De la misma manera que para las curvas que se han trazado en las gráficas anteriores, también se ha realizado un ajuste para estas representaciones, a pesar de que su representación es ya bastante suavizada, con el objetivo de tener expresiones analíticas de las mismas que permitieran realizar interpolaciones si fuera necesario. Las ecuaciones de estos ajustes son las siguientes:

$$P = 26,33 \times Q^{1,596} - 5,759$$
 (16mm)

$$P = 2,219 \times Q^{2,848} + 39,5$$
 (18mm)

$$P = 5,876 \times Q^{2,013} + 12,66$$
 (20mm)

$$P = 17,28 \times Q^{1,346} - 30,9$$
 (22mm)

Donde el valor de presión estará dado en pascales mientras que el caudal deberá ir expresado en " $m^3/s \times 10^3$ ".

8.3.8. Curvas de operación del rotor "Presión – Caudal" para diferentes regímenes de giro

A continuación, se procederá a exponer los resultados obtenidos como curvas de operación de este impulsor, para diez valores de velocidades de giro diferentes, comenzando en 1700 rpm, e incrementándose de doscientas en doscientas unidades, tal y como se ha hecho para los otros dos rotores. Asimismo, el método de obtención de

estas curvas ha sido también el mismo exactamente, tomando de las curvas de presión y caudal frente a régimen de giro los puntos, para cada una de las cuatro placas perforadas que se han empleado a lo largo del ensayo, y representándolos en un diagrama de presión frente a caudal. Los resultados obtenidos han sido los siguientes:

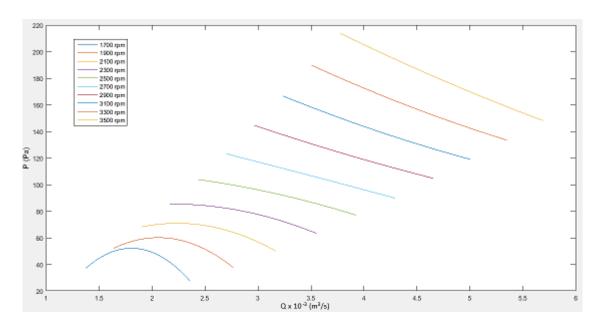


Figura 46 – Curvas de operación del rotor de álabes inclinados hacia delante

Fuente: Elaboración propia

En la figura se aprecian las diferentes curvas de operación obtenidas para este impulsor. Del comportamiento observado en este figura, se establecen algunas conclusiones: en primer lugar, tal y como ocurriese para los rodetes analizados previamente, los resultados concuerdan con lo esperado desde el punto de vista del principio de conservación de la energía, puesto que los intervalos de caudal y presión de trabajo para el rotor son de mayores valores cuanto más elevada es la velocidad de giro del mismo. Además, y también de manera similar a lo observado para el resto de impulsores ensayados, se observa como el comportamiento varía de revoluciones bajas a revoluciones más elevadas, de manera que a medida que aumenta la velocidad de giro, las curvas tienden a

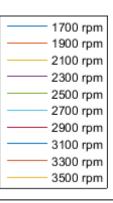


Figura 47 – Leyenda curvas operación rotor de álabes inclinados hacia detrás

Fuente: Elaboración propia

asemejarse a funciones cuadráticas donde la presión desciende a medida que aumenta

el caudal entregado, mientras que para las velocidades más reducidas, la presión aumenta durante un tramo, hasta alcanzar un pico y comenzar a descender, siguiendo también un perfil parabólico.

Por tanto, puede concluirse que el comportamiento observado, en cuanto a las variaciones de la presión entregada frente al caudal impulsado por este rotor, se corresponde con lo esperado puesto que se trata de una tendencia común en este tipo de máquinas, tal y como se ha visto para el resto de impulsores. Además, cabe mencionar que para las curvas a velocidades más elevadas, el sistema se encuentra dentro de la región de estabilidad, recomendada para su operación, mientras que en el intervalo de bajas velocidades, los puntos obtenidos se corresponden con una zona de inestabilidad de operación de los mismos, y por tanto, poco deseadas. No obstante, debe recordarse que las curvas representadas están compuestas por cuatro puntos diferentes, lo cual significa que no ha sido posible observar las curvas de operación en su plenitud sino simplemente tramos de ellas.

Las curvas representadas en esta figura son curvas obtenidas a través de los ajustes realizados con el software Matlab, y las ecuaciones que describen su comportamiento son las siguientes:

$P = -80,96Q^2 + 292,5Q - 212,1$	(1700 rpm)
$P = -45,19Q^2 + 186,2Q - 131,7$	(1900 rpm)
$P = -24,15Q^2 + 108Q - 49,87$	(2100 rpm)
$P = -11,85Q^2 + 51,81Q + 28,74$	(2300 rpm)
$P = -4,595Q^2 + 11,23Q + 103,7$	(2500 rpm)
$P = -0.3947Q^2 - 18.15Q + 175$	(2700 rpm)
$P = 1,992Q^2 - 38,77Q + 242$	(2900 rpm)
$P = 3,06Q^2 - 52,17Q + 303,4$	(3100 rpm)
$P = 3,162Q^2 - 58,57Q + 356,2$	(3300 rpm)
P = 2,394Q ² - 56,98Q + 394,8	(3500 rpm)

Donde el valor de presión estará dado en pascales mientras que el caudal deberá ir expresado en "m³/s x 10^3 ".

9. Conclusiones

En líneas generales, los resultados de los ensayos han sido satisfactorios. El banco de ensayos y los instrumentos de medición dispuestos para llevar a cabo la caracterización de los tres rotores propuestos han sido válidos para la realización de todas las medidas que han sido necesarias, y por tanto han permitido la obtención de las gráficas y los resultados buscados en el objeto de este proyecto.

En cuanto a la adecuación de los resultados a las predicciones teóricas, cabe comentar que, tal y como se ha mencionado anteriormente en el apartado de resultados, en general, se han ajustado a lo esperado, al menos en cuanto a la forma de las curvas prevista. Además, los resultados obtenidos han tenido comportamientos que ha sido posible ajustar, debido a que no se han apreciado fluctuaciones bruscas (salvo alguna excepción puntual) en las gráficas que imposibilitaran su ajuste, lo cual ha permitido analizar y conocer las tendencias de las variaciones de los diferentes parámetros estudiados.

Por otra parte, otro factor positivo de los resultados obtenidos ha sido que, para las diferentes variables analizadas, los comportamientos de las curvas han seguido una tendencia para los diferentes sistemas resistivos propuestos, de manera que no se han apreciado variaciones en la forma (de nuevo, salvo excepciones puntuales) entre las curvas de los diferentes sistemas resistivos para variables fijas. Esto es muy positivo ya que permite establecer conclusiones sobre los comportamientos que podrían preverse para las diferentes variables con relativa fiabilidad.

Asimismo, si realizamos una comparación entre las curvas de operación de los diferentes rotores, se pueden obtener una serie de conclusiones:

Las mejores prestaciones, en términos de presión y caudal entregado, se han obtenido para el rotor con **álabes inclinados hacia detrás**, puesto que ha registrado los valores más elevados de ambas magnitudes; tras él, ha sido el impulsor con **álabes radiales** el siguiente en prestaciones, registrando los valores intermedios de ambas variables, mientras que, por último, ha sido el **rotor con álabes inclinados hacia delante**

el peor de los tres en prestaciones, atendiendo únicamente al criterio de valores máximos entregados por cada uno.

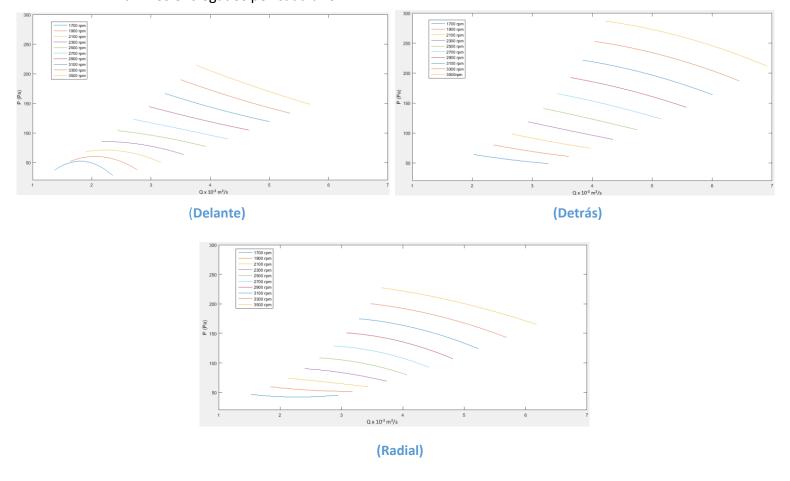


Figura – Comparación entre las curvas de operación obtenidas para los tres rotores (álabes)

Fuente: Elaboración propia

Las mejores prestaciones, en términos de presión y caudal entregado, se han obtenido para el rotor con **álabes inclinados hacia detrás**, puesto que ha registrado los valores más elevados de ambas magnitudes; tras él, ha sido el impulsor con **álabes radiales** el siguiente en prestaciones, registrando los valores intermedios de ambas variables, mientras que, por último, ha sido el **rotor con álabes inclinados hacia delante** el peor de los tres en prestaciones, atendiendo únicamente al criterio de valores máximos entregados por cada uno.

En cuanto a la tendencia observada en las gráficas, se aprecia para los tres impulsores que, el tramo de la curva de operación representado, resulta diferente entre los regímenes de baja y alta velocidad (en términos del margen llevado a cabo en el ensayo), siendo más acentuado en el caso del rotor con álabes inclinados hacia delante.

Además, en los tres casos se confirma que, para velocidades de giro bajas, para las condiciones de ensayo, se obtienen tramos de curva inestable, donde cambia la tendencia de manera que durante parte de la curva la presión crece con el caudal y durante otra parte decrece, lo cual, tal y como se ha mencionado, podría suponer problemas si el equipo trabajase en ese régimen y la resistencia del sistema se viera bruscamente afectada. No es el caso de los regímenes de velocidad altos, donde se obtiene el tramo de la curva estable, donde existe una única tendencia en las variaciones de presión frente al caudal entregado, generalmente descendiendo según un perfil cuadrático.

Además, se aprecia en las gráficas, tal y como se mencionó anteriormente, que las formas de las diferentes curvas tienen una relación entre sí, de manera que comienzan según un perfil para bajas velocidades, y evolucionan progresivamente hacia otro, en el que la presión desciende con el caudal según un perfil cuadrático.

Por último, cabe mencionar que, desde el punto de vista de la aplicación mencionada en el alcance, en la que se podría pensar en incorporar este elemento como órgano impulsor de un sistema de respiración asistida mediante ventilación mecánica, cabe comentar que los resultados obtenidos en términos de presión, para los sistemas resistivos dispuestos, no han alcanzado los valores necesarios para ejercer tal función, puesto que son necesarios entre 4 y 10 cm de columna de agua, y el pico de presión alcanzada ha sido de aproximadamente 3 cm de columna de agua. No obstante, cabe mencionar que habría que hacer algunas medidas más, para resistencias del sistema más elevadas (llegando al cierre de la instalación si es posible), antes de emitir un juicio definitivo sobre la idoneidad del mismo para dicha aplicación. De manera complementaria, podrían analizarse los niveles sonoros del equipo y proponerse algunas soluciones para el control del mismo.

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

ANEXO I: CÁLCULOS

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

AUTOR

Juan Francisco Márquez Rodríguez

ANEXO I: CÁLCULOS

1. Calculo de los parametros de operación del rotor1
1.1. Desarrollo para la determinación de la presión entregada1
1.2. Desarrollo para la determinación de la velocidad del flujo2
1.3. Desarrollo para la determinación del cálculo del caudal entregado4
1.4. Desarrollo para la determinación de la potencia suministrada al fluido5
1.5. Exposición de los datos medidos y tablas de resultados5
1.5.1. Datos medidos para rotor con álabes radiales6
1.5.2. Resultados para rotor con álabes radiales
1.5.3. Datos medidos para rotor con álabes inclinados hacia detrás10
1.5.4. Resultados para rotor con álabes inclinados hacia detrás12
1.5.5. Datos medidos para rotor con álabes inclinados hacia delante14
1.5.6. Resultados para rotor con álabes inclinados hacia delante16
2. Ajuste de los resultados experimentales18
2.1. Curvas de presión-régimen de giro18
2.1.1. Rotor con álabes radiales19
2.1.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás20
2.1.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante22
2.2. Curvas de caudal-régimen de giro23
2.2.1. Rotor con álabes radiales24
2.2.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás26
2.2.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante28

2.3. Curvas resistentes de presión-caudal	29
2.3.1. Rotor con álabes radiales	30
2.3.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás	32
2.3.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante	34
2.4. Curvas de operación de los rotores	35
2.4.1. Rotor con álabes radiales	36
2.4.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás	39
2.4.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante	42

1. Cálculo de los parámetros de operación del rotor

A continuación se procederá a exponer el desarrollo de los cálculos realizados a lo largo del proyecto para la determinación de los cálculos del parámetro de operación con los que se han caracterizado los rotores, y a partir de los cuales se han obtenido las tablas de resultados expuestas en el apartado de resultados del documento memoria.

1.1. Desarrollo para el cálculo de la presión entregada

Uno de los parámetros más importantes para la caracterización del ventilador ensayado es la presión que es capaz de proporcionar en todas las condiciones de operación. Para la medición de esta magnitud, se ha dispuesto en el banco de ensayos un tubo manométrico en 'U' conectado, por un extremo, a una toma dispuesta de manera previa al lugar donde se aloja la placa perforada, mientras que el otro extremo se ha dejado libre a la atmósfera. Esto permite conocer la diferencia entre la presión existente en el sistema, que es la entregada por el ventilador, y la presión ambiental, la ocasionará un desequilibrio entre los niveles de las columnas de agua que se encuentran a cada lado del tubo, y a través de cuya medición se determina la presión entregada por el equipo.

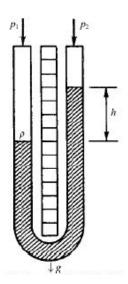


Figura 1 – Columna de agua originada en tubo manométrico en 'U'

Fuente: sensoresdepresión.blogspot.es

Sin embargo, dada la posición de la toma en el sistema a la que se ha conectado la rama del tubo manométrico que no se ha dejado abierto a la atmósfera, cabe mencionar que en realidad no se está midiendo la presión exacta entregada por el ventilador, puesto que al llegar a dicho punto, el aire habrá tenido que atravesar una pequeña parte de la instalación y el venturímetro dispuesto para la medición de otras medidas. No obstante, se han despreciado las pérdidas de carga en las citadas partes de la instalación por ser despreciables frente al incremento de presión generado por el sistema, cosa que se ha determinado experimentalmente variando las conexiones del tubo manométrico para apreciar la pérdida de carga existente entre dichos puntos.

Así, la determinación de la presión proporcionada por el ventilador para cada medición se ha realizado a través de la definición de presión hidrostática de un líquido en reposo, que afirma que se cumple que:

$$\Delta P = Y \cdot h$$

Donde 'Y', será el peso específico del fluido, en este caso agua, expresado en 'Pa/m', mientras que 'h' será la diferencia entre las columnas de agua medida en el tubo manométrico.

1.2. Desarrollo para la determinación de la velocidad del flujo

Otro de los parámetros empleados en la caracterización de los diferentes rotores, y mostrado en las tablas de resultados expuestas en la memoria, es la velocidad del flujo en ciertos puntos de la instalación. Concretamente, la velocidad ha sido determinada en dos puntos diferentes: a la entrada del tubo de Venturi, y en la garganta del mismo. Sin embargo, cabe destacar que ambas están relacionadas a través del principio de conservación de la masa, traducido como la ley de continuidad asumiendo que el fluido se comporta como incompresible (hipótesis válida puesto que se trabaja con valores inferiores a 0,07 bar), lo cual significa que conociendo una velocidad, el cálculo de la otra es inmediato dado que se conocen todas las dimensiones de las conducciones del banco de ensayos.

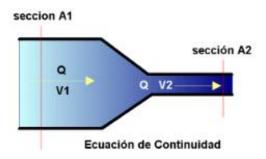


Figura 2 – Esquema aclarativo sobre la ley de continuidad

Fuente: dca.ulpgc

La ecuación de continuidad anuncia que la razón de flujo que atraviesa una conducción, en régimen estacionario, se mantiene constante a lo largo de la misma, lo cual se puede expresar como:

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$$

Donde 'A' representan las secciones transversales al flujo en circulación, y 'v' las velocidades de este. Por tanto, la relación de las velocidades entre dos puntos diferentes se puede expresar como:

$$v_1 = \frac{A_2}{A_1} \cdot v_2$$

De esta ecuación se observa que, si se reduce la sección en una conducción, el fluido se acelerará, mientras que se verá frenado si el tamaño de la sección va en aumento. Por tanto, en cuanto las velocidades medidas en este proyecto, siempre se tendrán valores más elevados en la garganta del venturímetro que previamente al cono de entrada.

No obstante, es necesaria otra ecuación para la determinación de estas dos velocidades. Para ello, se recurrirá a la ecuación de Bernoulli, en términos de presión. Así, si se aplica un balance de energía en régimen estacionario entre los dos puntos mencionados, bajo dichos términos, asumiendo que dichos puntos se encuentran a la misma cota desde el sistema de referencia y que las pérdidas de carga son despreciables con respecto al resto de variaciones, se obtendrá que:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho v_1^2 = P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2$$

Donde ρ representa la densidad del fluido en circulación. Se asume que el punto '1' corresponde a la sección de entrada al tubo de Venturi y '2' a la garganta del mismo. Si se sustituye la expresión obtenida de la ecuación de continuidad para v_1 en esta ecuación, y operando, se tendrá que:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho(\frac{A_2}{A_1} \cdot v_2)^2 = P_2 + \frac{1}{2}\rho v_2^2$$

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\rho v_2^2 - \frac{1}{2}\rho(\frac{A_2}{A_1} \cdot v_2)^2$$

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2}\rho v_2^2 (1 - (\frac{A_2}{A_1})^2)$$

Despejando, se obtendrá lo siguiente:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left[1 - (\frac{A_2}{A_1})^2\right]}}$$

Donde la diferencia de presiones se medirá a través de la diferencia entre los niveles de las columnas de agua de las tomas conectadas a cada punto del venturímetro, por medio de la expresión mencionada anteriormente.

1.3. Desarrollo para la determinación del cálculo del caudal entregado

Una vez determinada la velocidad en algún punto de la instalación de sección conocida, el cálculo del caudal resulta bastante sencillo puesto que este se define como el producto de ambos. Así, quedará que:

$$Q = A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$$

1.4. Desarrollo para la determinación de la potencia suministrada al fluido

Tal y como se mencionó en el apartado 3.2. de la memoria, la potencia suministrada por el equipo al fluido se puede expresar como el producto del peso específico del fluido, el caudal y la carga hidrostática proporcionada por el fluido. Por tanto, se tiene que:

$$Potencia = Y \cdot Q \cdot H$$

Asimismo, esta carga hidrostática, en metros, se puede expresar según la ecuación de Bernoulli como:

$$H = \frac{v^2}{2g} + z + \frac{P}{\Upsilon}$$

Dado que en el caso de estudio en el que se basa este proyecto, las variaciones tanto de cota como de velocidad que experimenta el fluido son despreciables frente a las variaciones de presión, puede decirse que:

$$H \cong \frac{P}{\gamma}$$

De esta manera, sustituyendo en la expresión de la potencia mostrada anteriormente, se obtendrá lo siguiente:

$$Potencia = Y \cdot Q \cdot \frac{P}{Y}$$

$$Potencia = Q \cdot P$$

1.5. Exposición de los datos medidos y tablas de resultados

Una vez se han mostrado los desarrollos llevados a cabo para la confección de las tablas de resultados expuestas en la memoria, se procederá a exponer las tablas con los valores medidos, y los resultados de aplicar lo aquí expuesto para la obtención de los parámetros de interés.

En cuanto a las tablas de datos que se expondrán a continuación, es necesario realizar algunas aclaraciones. En primer lugar, cabe mencionar que las unidades de la medición se especifican entre paréntesis junto con la variable a cuantificar. En cuanto a la nomenclatura empleada, cabe mencionar que los términos 'v' y 'P' hacen referencia a las medidas de los dos tubos manométricos dispuestos en el banco de ensayos, siendo 'v' la medida del tubo manométrico conectado al tubo de Venturi, mientras que 'P' hará referencia a la medida del otro tubo manométrico, abierto por uno de sus extremos a la atmósfera. Estas dos medidas hacen referencia a la altura de la columna de agua medida.

Asimismo, cabe mencionar que se han recogido los datos de corriente y tensión consumidas por el motor, pero finalmente se ha descartado el llevar a cabo operaciones con ellos por el desconocimiento de ciertos parámetros importantes en la operación del mismo.

Para cada rotor se han empleado, tal y como se ha mencionado, cuatro placas de diámetros de perforación diferente, con lo cual se mostrarán cuatro tablas de datos y cuatro de resultados para cada uno de estos.

1.5.1. Datos medidos para rotor con álabes radiales

16mm

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1692	1	0,8	4,5	0,88
1821	2	0,91	5,5	0,95
2099	3	1,2	7,5	1,1
2308	3,5	1,36	9,5	1,21
2518	4	1,62	11	1,32
2718	5	1,86	13	1,43
3008	5,5	2,21	16,5	1,58
3312	7	2,7	20,5	1,75

Tabla 1 – Datos medidos rotor álabes radiales (16mm)

Fuente: Elaboración propia

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1692	2	0,76	4,5	0,87
1820	3	0,87	5,5	0,93
2130	4	1,19	7,5	1,12
2267	4,5	1,31	8,5	1,2
2570	6	1,61	11	1,38
2730	7	1,8	13,5	1,43
2992	9	2,21	16	1,57
3315	12	2,81	19,5	1,76

Tabla 2 – Datos medidos rotor álabes radiales (18mm)

Fuente: Elaboración propia

20mm

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1593	2	0,75	3,5	0,85
1825	4	0,95	5	0,96
2131	5	1,3	7	1,12
2323	6	1,51	8	1,22
2561	8	1,77	10	1,35
2732	9	1,99	11,5	1,44
3011	10,5	2,34	14	1,59
3296	13	2,81	17	1,75

Tabla 3 – Datos medidos rotor álabes radiales (20mm)

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1675	5	0,78	5	0,87
1830	5,5	0,92	4,5	0,97
2055	6,5	1,15	6	1,08
2269	8	1,34	7	1,22
2475	9,5	1,49	8	1,33
2765	12,5	1,93	10	1,45
3011	14	2,22	12	1,59
3290	19	2,64	14,5	1,78

Tabla 4 – Datos medidos rotor álabes radiales (22mm)

Fuente: Elaboración propia

1.5.2. Resultados para rotor con álabes radiales

16mm

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1692	44,145	1,0440307	4,1761226	0,001312	0,0579168
1821	53,955	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,1001082
2099	73,575	1,8083141	7,2332565	0,0022724	0,1671914
2308	93,195	1,9532025	7,81281	0,0024545	0,228744
2518	107,91	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,2831488
2718	127,53	2,3345235	9,338094	0,0029336	0,3741282
3008	161,865	2,4484689	9,7938756	0,0030768	0,4980322
3312	201,105	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,6980636

Tabla 5 – Resultados rotor álabes radiales (16mm)

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1692	44,145	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,0819067
1820	53,955	1,8083141	7,2332565	0,0022724	0,122607
2130	73,575	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,193056
2267	83,385	2,2147235	8,8588938	0,0027831	0,2320691
2570	107,91	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,3467851
2730	132,435	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,4597004
2992	156,96	3,132092	12,528368	0,0039359	0,6177793
3315	191,295	3,6166283	14,466513	0,0045448	0,8693954

Tabla 6 – Resultados rotor álabes radiales (18mm)

Fuente: Elaboración propia

20mm

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1593	34,335	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,0637052
1825	49,05	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,128704
2131	68,67	2,3345235	9,338094	0,0029336	0,2014537
2323	78,48	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,2522073
2561	98,1	2,9529646	11,811858	0,0037108	0,3640299
2732	112,815	3,132092	12,528368	0,0039359	0,4440289
3011	137,34	3,383046	13,532184	0,0042513	0,5838682
3296	166,77	3,764306	15,057224	0,0047304	0,7888832

Tabla 7 – Resultados rotor álabes radiales (20mm)

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1675	49,05	2,3345235	9,338094	0,0029336	0,1438955
1830	44,145	2,4484689	9,7938756	0,0030768	0,135827
2055	58,86	2,6617663	10,647065	0,0033449	0,1968793
2269	68,67	2,9529646	11,811858	0,0037108	0,254821
2475	78,48	3,2179186	12,871674	0,0040438	0,317354
2765	98,1	3,6912058	14,764823	0,0046385	0,4550374
3011	117,72	3,906405	15,62562	0,0049089	0,5778796
3290	142,245	4,5508241	18,203296	0,0057187	0,8134613

Tabla 8 – Resultados rotor álabes radiales (22mm)

Fuente: Elaboración propia

1.5.3. Datos medidos para rotor con álabes inclinados hacia detrás

16mm

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1626	2	0,85	6	0,86
1900	3	1,15	8	1,09
2105	4	1,42	10	1,12
2296	5,5	1,65	12	1,22
2566	6	2,01	15	1,37
2727	7	2,27	17	1,46
3000	8	2,65	21	1,6
3300	9,5	3,15	26	1,77
3523	10,5	3,6	29,5	1,9

Tabla 9 – Datos medidos rotor álabes inclinados hacia detrás (16mm)

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1650	3,5	0,93	5,5	0,87
1860	4	1,16	7,5	0,99
2092	5	1,48	9,5	1,11
2300	7	1,78	11,5	1,24
2557	8,5	2,13	14	1,37
2741	10	2,43	17	1,47
3021	12	2,92	20	1,63
3296	15	3,43	23,5	1,78
3523	17	3,9	27,5	1,92

Tabla 10 – Datos medidos rotor álabes inclinados hacia detrás (18mm)

Fuente: Elaboración propia

20mm

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1635	4	0,94	5	0,87
1875	5,5	1,23	6,5	1
2092	7	1,55	8	1,12
2294	8	1,84	10	1,23
2563	10	2,15	12,5	1,36
2766	13	2,58	14,5	1,49
2988	16	2,95	17	1,62
3308	20	3,57	21	1,8
3499	23	4	24	1,91

Tabla 11 – Datos medidos rotor álabes inclinados hacia detrás (20mm)

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1637	6	0,97	4,5	0,87
1830	7	1,21	6	0,97
2115	9	1,66	7,5	1,13
2304	11	1,94	9,5	1,24
2551	14	2,34	11,5	1,38
2748	16	2,7	13	1,49
3024	20	3,18	16	1,65
3300	24,5	3,73	19	1,81
3519	28	4,31	22	1,92

Tabla 12 – Datos medidos rotor álabes inclinados hacia detrás (22mm)

Fuente: Elaboración propia

1.5.4. Resultados para rotor con álabes inclinados hacia detrás

16mm

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1626	58,86	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,109209
1900	78,48	1,8083141	7,2332565	0,0022724	0,1783375
2105	98,1	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,257408
2296	117,72	2,4484689	9,7938756	0,0030768	0,3622052
2566	147,15	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,4728888
2727	166,77	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,578882
3000	206,01	2,9529646	11,811858	0,0037108	0,7644629
3300	255,06	3,2179186	12,871674	0,0040438	1,0314003
3523	289,395	3,383046	13,532184	0,0042513	1,2302937

Tabla 13 – Resultados rotor álabes inclinados hacia detrás (16mm)

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1650	53,955	1,9532025	7,81281	0,0024545	0,1324307
1860	73,575	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,193056
2092	93,195	2,3345235	9,338094	0,0029336	0,2734014
2300	112,815	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,3915967
2557	137,34	3,0438463	12,175385	0,003825	0,5253269
2741	166,77	3,3015148	13,206059	0,0041488	0,6918964
3021	196,2	3,6166283	14,466513	0,0045448	0,8916876
3296	230,535	4,0435133	16,174053	0,0050812	1,1714011
3523	269,775	4,3046487	17,218595	0,0054094	1,4593158

Tabla 14 – Resultados rotor álabes inclinados hacia detrás (18mm)

Fuente: Elaboración propia

20mm

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1635	49,05	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,128704
1875	63,765	2,4484689	9,7938756	0,0030768	0,1961945
2092	78,48	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,2724151
2294	98,1	2,9529646	11,811858	0,0037108	0,3640299
2563	122,625	3,3015148	13,206059	0,0041488	0,5087473
2766	142,245	3,764306	15,057224	0,0047304	0,672871
2988	166,77	4,1761226	16,70449	0,0052479	0,8751874
3308	206,01	4,669047	18,676188	0,0058673	1,208722
3499	235,44	5,0069951	20,02798	0,006292	1,4813827

Tabla 15 – Resultados rotor álabes inclinados hacia detrás (20mm)

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1637	44,145	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,1418666
1830	58,86	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,2043113
2115	73,575	3,132092	12,528368	0,0039359	0,2895841
2304	93,195	3,4626579	13,850632	0,0043513	0,4055198
2551	112,815	3,906405	15,62562	0,0049089	0,5538013
2748	127,53	4,1761226	16,70449	0,0052479	0,6692609
3024	156,96	4,669047	18,676188	0,0058673	0,920931
3300	186,39	5,1676881	20,670752	0,0064939	1,2103996
3519	215,82	5,5244909	22,097964	0,0069423	1,4982829

Tabla 16 – Resultados rotor álabes inclinados hacia detrás (22mm)

Fuente: Elaboración propia

1.5.5. Datos medidos para rotor con álabes inclinados hacia delante

16mm

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1843	1,5	0,87	5	0,96
2083	2	1,1	6,5	1,09
2293	2,5	1,19	8,5	1,19
2588	4	1,45	11,5	1,34
2772	4,5	1,62	13,5	1,44
2960	5,5	1,82	15	1,54
3257	7	2,13	18,5	1,7
3477	8	2,41	21,5	1,81

Tabla 17 – Datos medidos rotor álabes inclinados hacia delante (16mm)

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1860	2	0,82	6	0,97
2110	4	1,06	7	1,09
2334	5	1,26	8 , 5	1,21
2525	6	1,46	10	1,31
2775	7	1,68	12	1,44
3003	8,5	1,93	14,5	1,56
3303	10	2,27	17,5	1,72
3516	12	2,56	19,5	1,83

Tabla 18 – Datos medidos rotor álabes inclinados hacia delante (18mm)

Fuente: Elaboración propia

20mm

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1857	3,5	0,85	5	0,97
2094	4,5	1,08	6	1,09
2308	6	1,3	7,5	1,2
2528	7	1,5	8,5	1,32
2782	9	1,76	10,5	1,38
3008	10	2	12,5	1,57
3304	13	2,35	15	1,73
3503	15	2,63	17	1,83

Tabla 19 – Datos medidos rotor álabes inclinados hacia delante (20mm)

Fuente: Elaboración propia

22mm

n (rpm)	v (mm)	I (A)	P (mm)	V(V)
1848	4	0,86	3	0,96
2105	6	1,12	6	1,1
2294	7,5	1,33	6,5	1,2
2527	9	1,52	7,5	1,32
2777	11,5	1,59	10	1,45
3006	13,5	2,07	11,5	1,57
3276	16	2,38	13,5	1,71
3483	19	2,67	15	1,82

Tabla 20 – Datos medidos rotor álabes inclinados hacia delante (22mm)

1.5.6. Resultados para rotor con álabes inclinados hacia delante

16mm

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1843	49,05	1,2786712	5,1146847	0,0016068	0,0788148
2083	63,765	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,1183097
2293	83,385	1,6507574	6,6030296	0,0020744	0,1729741
2588	112,815	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,2960193
2772	132,435	2,2147235	8,8588938	0,0027831	0,3685803
2960	147,15	2,4484689	9,7938756	0,0030768	0,4527565
3257	181,485	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,6299598
3477	210,915	2,9529646	11,811858	0,0037108	0,7826644

Tabla 21 – Resultados rotor álabes inclinados hacia delante (16mm)

Fuente: Elaboración propia

18mm

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1860	58,86	1,4764823	5,9059292	0,0018554	0,109209
2110	68,67	2,0880613	8,3522452	0,0026239	0,1801856
2334	83,385	2,3345235	9,338094	0,0029336	0,2446223
2525	98,1	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,3152592
2775	117,72	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,4086226
3003	142,245	3,0438463	12,175385	0,003825	0,5440885
3303	171,675	3,3015148	13,206059	0,0041488	0,7122462
3516	191,295	3,6166283	14,466513	0,0045448	0,8693954

Tabla 22 – Resultados rotor álabes inclinados hacia delante (18mm)

n (rpm)	P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
1857	49,05	1,9532025	7,81281	0,0024545	0,1203916
2094	58,86	2,2147235	8,8588938	0,0027831	0,1638135
2308	73,575	2,5573424	10,229369	0,0032137	0,2364444
2528	83,385	2,7622455	11,048982	0,0034711	0,289441
2782	103,005	3,132092	12,528368	0,0039359	0,4054177
3008	122,625	3,3015148	13,206059	0,0041488	0,5087473
3304	147,15	3,764306	15,057224	0,0047304	0,6960734
3503	166,77	4,0435133	16,174053	0,0050812	0,8473965

Tabla 23 – Resultados rotor álabes inclinados hacia delante (20mm)

Fuente: Elaboración propia

22mm

n (rpi	m) P (Pa)	v1 (m/s)	v2 (m/s)	Q (m3/s)	Pútil (W)
184	8 29,43	2,0880613	3 8,3522452	0,0026239	0,0772224
210	5 58,86	2,557342	4 10,229369	0,0032137	0,1891555
229	4 63,76	5 2,859195	7 11,436783	0,003593	0,2291058
252	7 73,57	3,132092	12,528368	0,0039359	0,2895841
277	7 98,1	3,5404802	2 14,161921	0,0044491	0,4364566
300	6 112,81	5 3,836013	6 15,344054	0,0048205	0,5438221
327	6 132,43	5 4,176122	6 16,70449	0,0052479	0,6950017
348	3 147,1	5 4,5508243	1 18,203296	0,0057187	0,8415117

Tabla 24 – Resultados rotor álabes inclinados hacia delante (22mm)

2. Ajuste de los resultados experimentales

A continuación, se procederá a explicar de qué manera se han desarrollado los ajustes de los datos experimentales, los criterios en los que se ha basado la elección del tipo de función a través de la que realizar el ajuste, y algunas comparaciones de las curvas ajustadas frente a los datos experimentales, acompañadas de tablas en las que se recoge el error del ajuste para cada caso.

El ajuste se ha realizado para todas las gráficas obtenidas experimentalmente, con lo cual habrá cuatro gráficas, una por cada placa perforada utilizada, para cada uno de los tipos de curva analizados y por cada uno de los impulsores ensayados.

Así, el ajuste de las gráficas se ha llevado a cabo por medio del software Matlab. Para ello, dado que todas las gráficas con las que se ha trabajado a lo largo del proyecto han sido de dos variables, se crean dos vectores de datos en el programa, uno en el que se declararán los valores medidos de la que hará de variable independiente, y otro con los valores de la variable a partir de la que se definirá el comportamiento del sistema. A continuación, se emplea la función "fit", en la cual se introducirán como entradas los vectores de datos, y el tipo de función a través del cual se quiere llevar a cabo el ajuste.

Para estimar qué tipo de funciones podrían ajustarse mejor al comportamiento del sistema, se representan los datos experimentales a través del comando "*plot*", y se observa la tendencia de los mismos. En los casos donde han existido dudas sobre el tipo de función que ajustaría mejor, se ha optado por realizar dos ajustes diferentes y decidir el más correcto a través de la comparación entre los errores de ajuste de cada función.

2.1. Curvas de presión-régimen de giro

En primer lugar, se procederá a mostrar los resultados obtenidos en las curvas de presión frente a régimen de giro.

En el caso de estas curvas, se han probado dos tipos de ajuste diferentes, tal y como se apreciará en la figura. Por una parte, en rojo, se verá representado el ajuste lineal, según la expresión "f(x) = ax + b", mientras que en verde se observará el que se ha llamado como polinómico, el cual se define según la expresión " $f(x) = ax^b + c$ ", de

manera que se deja libertad al software para determinar qué orden de polinomio copia mejor el comportamiento del sistema.

2.1.1. Rotor con álabes radiales

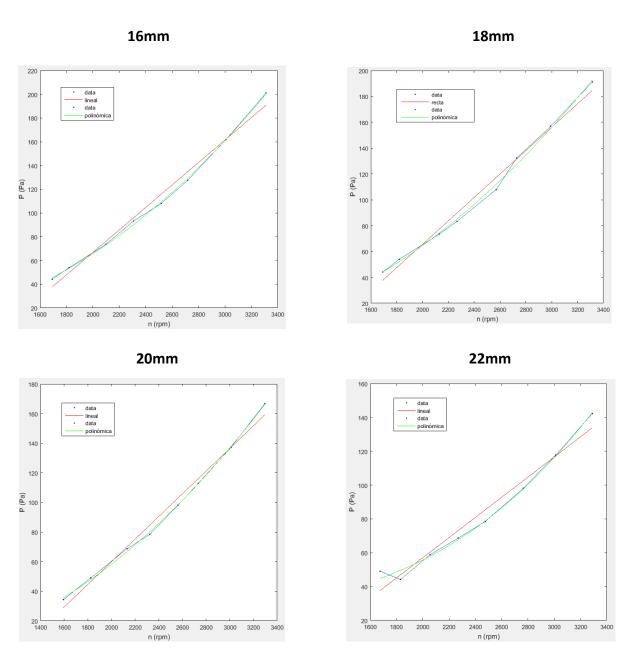


Figura 3 – Ajustes curvas presión-rpm para rotor con álabes radiales

Fuente: Elaboración propia

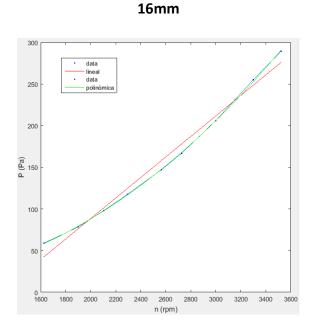
Los errores obtenidos para cada tipo de ajuste se muestran a continuación:

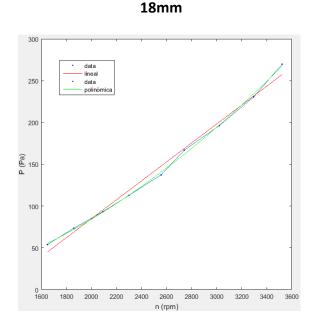
16 mm		18mm		20mm		22mm	
Err lineal	Err polin						
(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
14,72130	3,418921	14,68370	0,27227	16,00282	3,183511	23,12691	8,64138
7,611176	0,566101	8,69280	3,01684	5,013761	2,730749	6,32348	12,23746
3,492232	0,296076	5,14876	1,17432	1,940891	3,109090	2,50637	1,63149
2,917238	2,940587	7,67030	2,39740	7,916323	1,778351	6,42049	1,52776
7,290909	1,615558	8,65054	3,94025	4,895117	0,046643	8,74904	0,36535
5,618772	1,824364	0,51935	3,54709	2,810194	0,509872	4,60321	0,40343
0,161690	0,418821	0,93344	0,99642	0,006109	0,049432	0,38647	0,60781
5,083374	0,050568	3,41013	0,99236	4,576986	0,633490	5,88105	0,39179
5,21074	1,236777	5,52322	1,81521	4,795801	1,337904	6,44411	2,86739

Tabla 25 – Errores de ajuste curvas presión-rpm para rotor con álabes radiales

En la tabla se muestran los errores entre el valor proporcionado por la función de ajuste para cada régimen de giro y el valor medido experimentalmente. En la tabla se aprecian los valores para cada tipo de ajuste propuesto, y para cada una de las placas perforadas analizadas. En la parte inferior se ha resaltado el valor del error medio del ajuste. Tal y como se puede apreciar, en líneas generales, es mejor el ajuste que hemos denominado como polinómico frente al lineal.

2.1.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás





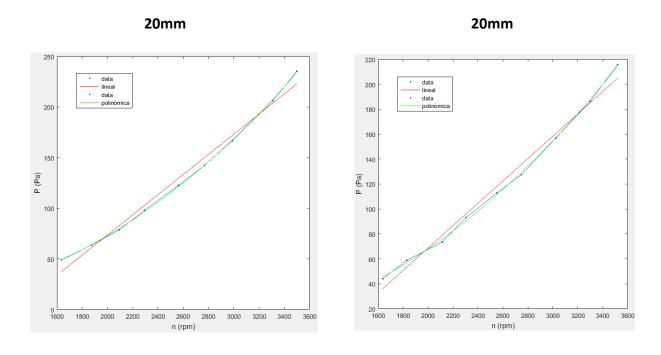


Figura 4 – Ajustes curvas presión-rpm para rotor con álabes inclinados hacia detrás

Los errores obtenidos para cada tipo de ajuste se muestran a continuación:

16 :	mm	18r	nm	20r	nm	22r	nm
Err lineal	Err polin						
(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
27,69181	1,03468	16,51376	2,370627	24,16911	0,54293	18,09480	3,09226
2,79052	0,99804	6,438328	2,160422	4,16961	0,23160	9,17516	3,45205
3,49185	0,48715	2,069424	0,647867	5,41024	1,56543	7,38668	3,29786
6,21611	0,77301	5,207641	0,092901	4,84324	1,88080	2,96003	3,05739
7,56004	0,19576	7,622033	2,253456	5,73023	1,24483	4,68213	1,55201
6,79001	0,55273	1,130479	3,010900	5,36510	0,16805	6,45197	1,30884
2,76200	0,24747	2,130122	0,278047	3,13272	0,15555	2,25637	0,04101
2,52098	1,13333	0,434554	1,548151	1,03585	0,54301	0,61430	0,69553
4,60053	0,34722	4,640571	0,971424	5,32392	0,88274	5,06980	0,82245
7,15820	0,64104	5,13187	1,481533	6,57556	0,80166	6,29903	1,92438

Tabla 26 – Errores de ajuste curvas presión-rpm para rotor con álabes inclinados hacia detrás

En la tabla se muestran los errores entre el valor proporcionado por la función de ajuste para cada régimen de giro y el valor medido experimentalmente. En la última fila de la tabla, se han resaltado los valores de error medio en cada caso. De nuevo, tal y como sucediera para el rotor analizado previamente, se aprecia que los ajustes denominados como polinómicos, copian apreciablemente mejor el comportamiento de los sistemas.

2.1.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante

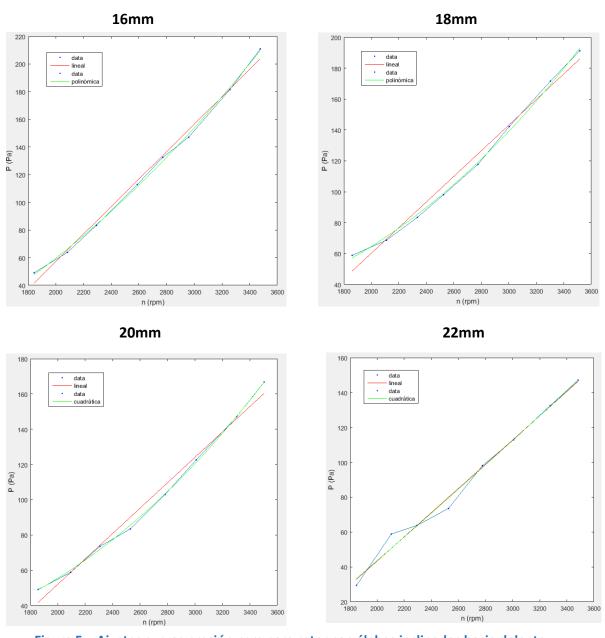


Figura 5 – Ajustes curvas presión-rpm para rotor con álabes inclinados hacia delante

Los errores obtenidos para cada tipo de ajuste se muestran a continuación:

16 ו	mm	18 r	nm	20r	nm	22 r	nm
Err lineal	Err polin	Err lineal	Err polin	Err lineal	Err polin	Err lineal	Err polin
(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
15,06124	2,15811	17,34659	2,76623	14,87172	0,29894	11,61454	14,35501
2,68213	4,34129	1,03728	3,51659	0,04478	2,19413	13,88192	13,42625
3,50958	1,10706	5,48494	2,44881	0,92352	2,31103	0,06976	0,11070
2,45212	1,00707	5,80861	1,05836	8,06222	2,57141	8,71130	8,56348
1,05927	1,72523	5,78555	1,25734	5,24821	0,36259	0,77539	0,84512
3,62977	2,01751	0,83925	1,83305	1,68928	1,16745	0,37364	0,48336
0,26148	1,32745	1,95556	1,13861	0,76368	0,14378	0,34363	0,05428
3,37911	0,12462	2,77745	1,06370	3,83991	0,02267	0,54376	0,10667
3,55941	1,53426	4,55947	1,67585	3,93815	1,00800	4,03488	4,21610

Tabla 27 – Errores de ajuste curvas presión-rpm para rotor con álabes inclinados hacia detrás

Fuente: Elaboración propia

En la tabla se muestran los errores entre el valor proporcionado por la función de ajuste para cada régimen de giro y el valor medido experimentalmente. En la última fila de la tabla se han resaltado los errores promedio para cada caso. En base a los resultados obtenidos, cabe comentar que tal y como sucediera para los otros rotores, la aproximación polinómica es más precisa que lineal, a excepción del caso de la placa de 22mm de diámetro de perforación, lo cual puede estar motivado por algún error en la medición o algún tipo de alteración de otra índole.

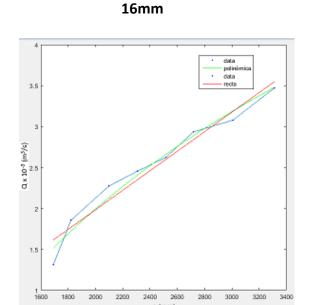
En base a los resultados expresados en estas tablas, se ha decidido que las ecuaciones que mejor ajustan son las de tipo polinómico. Las expresiones de estas ecuaciones se pueden encontrar en el apartado de resultados de la presente memoria.

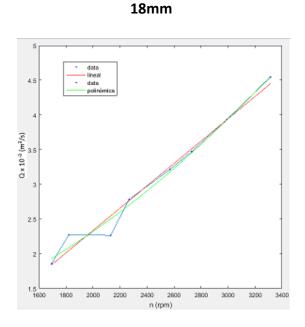
2.2. Curvas de caudal-régimen de giro

A continuación se procederá a exponer los resultados obtenidos mediante la representación gráfica de los datos experimentales de caudal frente a régimen de giro.

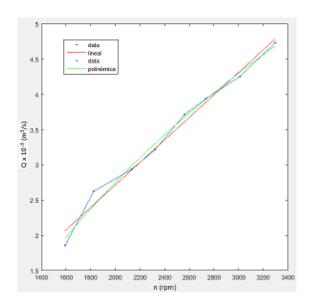
En el caso de estas curvas, tal y como se hiciera para las curvas de presiónrégimen de giro, se han probado dos tipos de ajuste diferentes, tal y como se apreciará en la figura. Por una parte, en rojo, se tendrá representado el ajuste lineal, según la expresión "f(x) = ax + b", mientras que en verde se podrá apreciar el que se ha llamado como polinómico, el cual se define según la expresión " $f(x) = ax^b + c$ ", de manera que se deja libertad al software para determinar qué orden de polinomio copia mejor el comportamiento del sistema.

2.2.1. Rotor con álabes radiales









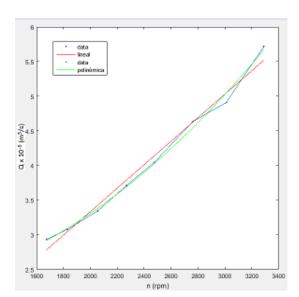


Figura 6 – Ajustes curvas caudal-rpm para rotor con álabes radiales

En la gráfica obtenida para 18mm de diámetro de perforación, se aprecia un cambio brusco en el perfil de crecimiento que podría deberse a una resonancia torsional.

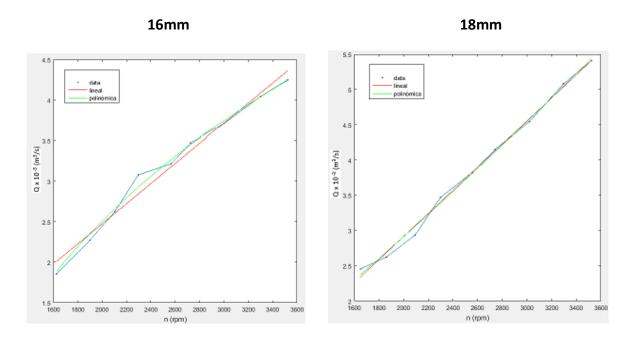
Los errores obtenidos para cada tipo de ajuste se muestran en la siguiente tabla:

16 ו	mm	18r	nm	20r	nm	22r	nm
Err lineal	Err polin						
(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
23,06310	15,50521	0,871745	3,799958	11,34124	5,25638	5,139462	0,612755
4,67976	7,05295	9,998904	8,419294	7,15853	7,70053	1,015224	0,516486
7,56420	6,12883	3,047530	4,927223	0,31267	1,53214	2,454525	1,103493
4,25407	1,84517	0,671933	3,195987	0,53698	2,65481	2,126230	0,495381
0,88200	1,55105	1,191131	1,324728	2,69615	1,08447	2,352250	0,468688
3,20614	1,46790	1,101367	0,826706	1,32704	0,34271	0,174215	1,930612
3,54309	3,76976	0,126396	0,519505	1,82758	1,37982	2,820607	2,788520
2,23811	0,32887	2,071694	0,044165	1,12992	1,06810	3,469898	0,884576
5,49228	4,18330	2,120078	2,561952	2,92557	2,33544	2,172490	0,977834

Tabla 28 – Errores de ajuste curvas caudal-rpm para rotor con álabes radiales

En la tabla se muestran los errores entre el valor proporcionado por la función de ajuste para cada régimen de giro y el valor medido experimentalmente. En la última fila de la tabla se recogen, resaltados, los errores promedio obtenido en cada uno de los ajustes. Tal y como se aprecia en esta tabla, ambos ajustes copian adecuadamente el comportamiento de las curvas, pero existe un promedio ligeramente menor de error en los ajustes denominados como polinómicos, con lo cual estos son los que se han tomado a la hora de realizar las interpolaciones pertinentes.

2.2.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás



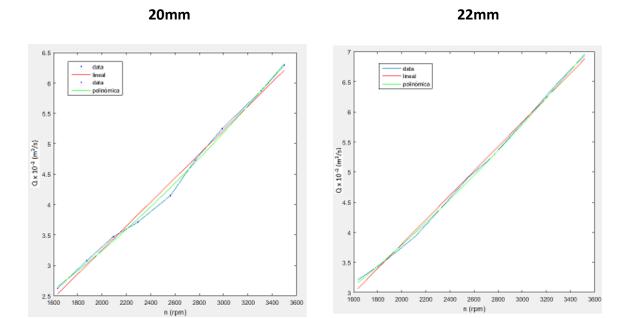


Figura 7 – Ajustes curvas caudal-rpm para rotor con álabes inclinados hacia detrás

Los errores obtenidos para cada tipo de ajuste se muestran en la siguiente tabla:

16 :	mm	18mm		20r	nm	22mm		
Err lineal	Err polin							
(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	
8,29877	1,83847	4,626938	3,257806	3,480087	1,166214	4,524113	1,531991	
3,37721	3,57829	2,322648	2,735003	2,305510	1,401393	0,341675	0,542214	
0,78497	1,44553	4,473857	4,253014	1,075036	1,985643	2,560713	1,643616	
7,69163	4,94135	1,888141	2,336543	3,270537	1,491515	1,569637	0,147954	
1,20340	1,55735	0,040679	0,458587	5,154016	3,181266	0,225970	1,292412	
2,78070	0,60026	0,502503	0,906711	0,688858	0,832368	1,358219	0,055548	
0,06288	0,90706	0,919930	0,787743	0,898163	1,668181	0,187931	0,435067	
1,02336	0,08632	0,869489	0,623915	0,605415	0,108273	0,868635	0,544106	
2,59681	0,16274	0,009373	0,605484	1,327844	0,437042	0,879913	0,335664	
3,09108	1,67971	1,739284	1,773867	2,089496	1,363544	1,390756	0,725397	

Tabla 29 – Errores de ajuste curvas caudal-rpm para rotor con álabes inclinados hacia detrás

Fuente: Elaboración propia

En la tabla se muestran los errores entre el valor proporcionado por la función de ajuste para cada régimen de giro y el valor medido experimentalmente. En la última fila de la tabla, se han resaltado los valores de error promedio obtenido para los

diferentes ajustes con los que se ha trabajado. Tal y como sucede para el rotor analizado previamente, se aprecia a través de la comparación entre los valores promedio de error que los ajustes polinómicos se adecúan de manera más correcta al comportamiento de los sistemas.

2.2.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante

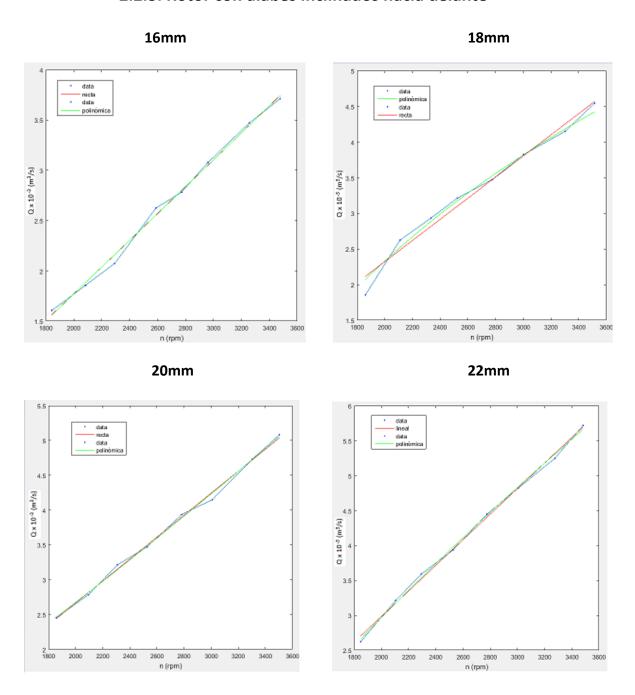


Figura 8 – Ajustes curvas caudal-rpm para rotor con álabes inclinados hacia delante

Los errores obtenidos para cada tipo de ajuste se muestran en la siguiente tabla:

16 :	mm	18r	nm	20mm		22mm	
Err lineal	Err polin	rr polin Err lineal		Err lineal	Err polin	Err lineal	Err polin
(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
2,835628	2,724433	13,99684	11,55107	0,575875	0,600590	3,142485	1,467782
1,402370	1,360028	5,29111	3,98904	1,104537	1,486815	1,157755	1,201204
4,201646	4,093201	3,98919	1,67421	1,946173	1,932188	1,971774	1,473601
2,623663	2,745432	3,55830	1,27113	0,768853	0,644505	0,314545	1,063142
0,626797	0,512334	0,05301	1,49138	0,959648	1,039864	0,979201	0,337191
0,828668	0,917651	0,47765	0,15172	2,542952	2,626287	0,080847	0,433157
0,679950	0,714332	2,45695	0,77081	0,202151	0,210326	1,340231	1,178698
0,814196	0,829412	0,46627	2,73133	0,921051	0,237559	0,383428	1,010160
1,55699	1,544092	3,36548	2,62563	1,002360	0,975348	1,041141	0,907215

Tabla 30 – Errores de ajuste curvas caudal-rpm para rotor con álabes inclinados hacia delante

Fuente: Elaboración propia

En la última fila se muestran, resaltados, porcentajes de error promediados para cada tipo de ajuste probado. Nuevamente, se confirma que la expresión polinómica se adapta mejor al comportamiento de los datos experimentales, a pesar de que se obtienen también valores de error muy bajos para las aproximaciones lineales.

Debido a la tendencia para todos los impulsores analizados de obtener menores valores de error promedio en el ajuste, se han escogido las ecuaciones aquí denominadas como polinómicas, para llevar a cabo el ajuste de las curvas y obtener una expresión sobre la que poder realizar las interpolaciones que fuesen pertinentes.

2.3. Curvas resistentes de presión-caudal

A continuación, se procede a mostrar los resultados obtenidos mediante las representaciones de los pares de valores presión-caudal, obtenidos mediante interpolación a través de los diferentes ajustes mostrados recientemente.

En base a la observación de los resultados obtenidos al graficar los resultados experimentales, y debido a la tendencia de los sistemas de presentar menores porcentajes de error mediante funciones polinómicas del tipo " $f(x) = ax^b + c$ ", se ha decidido proceder a realizar los ajustes únicamente a través de este tipo de función.

Por tanto, se mostrarán junto a las gráficas de los ajustes, las tablas con los resultados de la interpolación y los errores del ajuste trazado por el Matlab sobre estos datos.

2.3.1. Rotor con álabes radiales

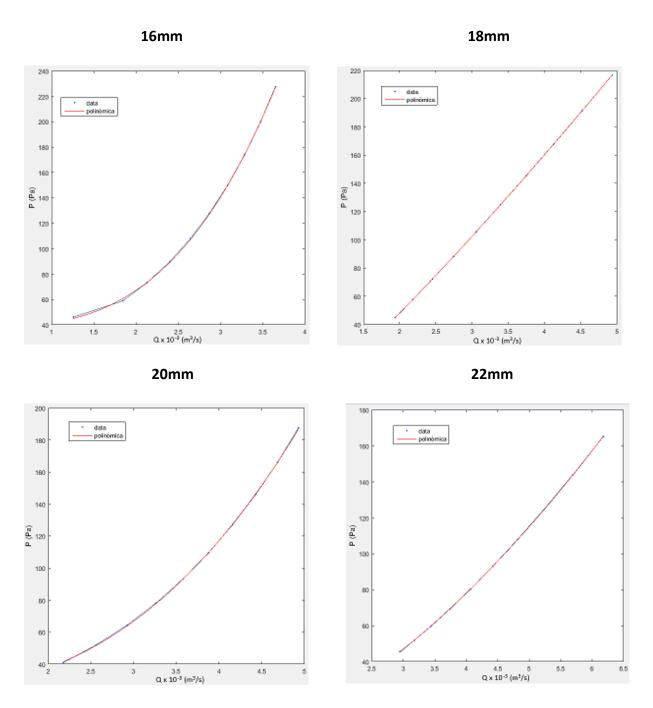


Figura 9 – Ajustes curvas resistentes presión-caudal para rotor con álabes radiales

Los errores obtenidos en cada punto para los diferentes ajustes, junto con los resultados obtenidos por medio de las interpolaciones, se muestran en la siguiente tabla:

	16mm			18mm			20mm			22mm	
P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err	P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err	P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err	P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err
	(m³/s)	(%)									
46,1	1,53	10,0	44,8	1,94	0,12	40,9	2,17	1,54	45,5	2,94	0,60
58,9	1,85	3,18	57,7	2,18	0,05	52,0	2,56	0,43	52,0	3,18	0,04
73,4	2,13	0,34	72,1	2,45	0,09	64,5	2,92	0,79	59,8	3,44	0,29
89,8	2,40	0,55	88,1	2,74	0,07	78,2	3,26	0,54	69,2	3,74	0,28
108	2,64	0,57	106	3,06	0,04	93,2	3,58	0,15	80,2	4,07	0,15
128	2,87	0,29	125	3,39	0,01	110	3,88	0,16	93,1	4,43	0,00
150	3,08	0,00	145	3,75	0,00	127	4,16	0,32	108	4,82	0,12
174	3,28	0,17	168	4,12	0,00	146	4,43	0,29	125	5,24	0,16
200	3,47	0,15	191	4,52	0,01	166	4,68	0,08	144	5,69	0,08
227	3,65	0,08	217	4,93	0,05	188	4,93	0,29	165	6,18	0,11

Tabla 31 – Valores de interpolación y errores de ajuste curvas resistentes presión-caudal para rotor con álabes radiales

2.3.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás

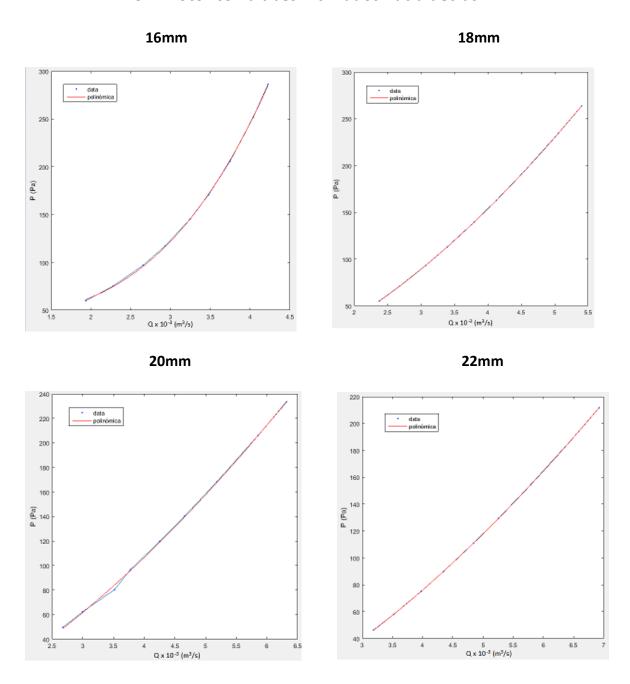


Figura 10 – Ajustes curvas resistentes presión-caudal para rotor con álabes inclinados hacia detrás

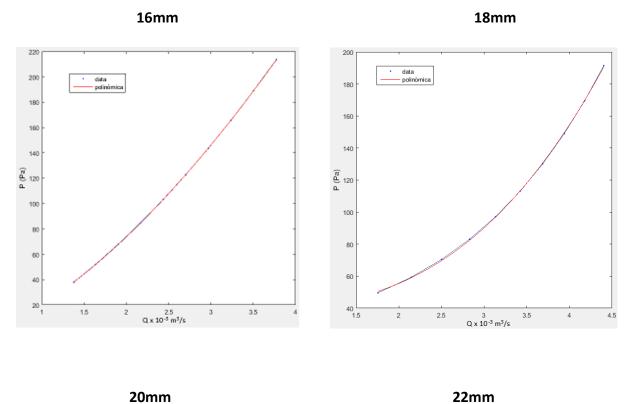
Fuente: Elaboración propia

Los errores obtenidos en cada uno de los ajustes, junto con los resultados obtenidos por medio de las interpolaciones, se muestran en la siguiente tabla:

	16mm			18mm			20mm			22mm	
P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err	P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err	P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err	P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err
	(m³/s)	(%)									
59,9	1,93	2,16	55,2	2,38	0,09	49,7	2,68	1,66	46,2	3,19	0,23
75,1	2,27	0,66	71,1	2,68	0,05	62,2	2,99	1,08	58,1	3,53	0,13
97,1	2,66	1,20	93,3	3,07	0,02	80,3	3,42	0,79	74,9	3,97	0,20
117	2,93	0,78	113	3,39	0,03	96,8	3,78	0,65	90,0	4,35	0,15
146	3,25	0,00	140	3,80	0,05	120	4,26	0,50	111	4,84	0,05
171	3,48	0,38	163	4,13	0,08	140	4,66	0,38	129	5,26	0,02
206	3,74	0,51	194	4,55	0,08	168	5,19	0,21	154	5,79	0,02
252	4,04	0,16	235	5,06	0,08	206	5,86	0,07	188	6,46	0,04
286	4,22	0,37	264	5,40	0,06	234	6,32	0,31	212	6,92	0,10

Tabla 32 – Valores de interpolación y errores de ajuste curvas resistentes presión-caudal para rotor con álabes inclinados hacia detrás

2.3.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante



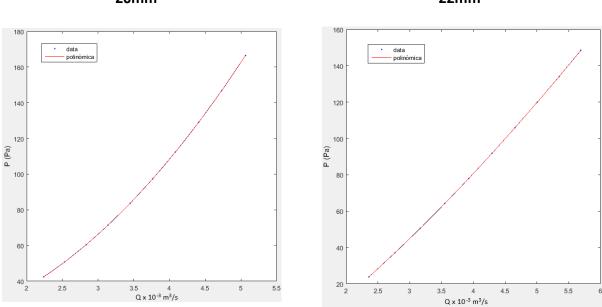


Figura 11 – Ajustes curvas resistentes presión-caudal para rotor con álabes inclinados hacia delante

Los errores obtenidos en cada uno de los puntos para los diferentes ajustes, junto con los resultados obtenidos por medio de las interpolaciones, se muestran en la siguiente tabla:

	16mm			18mm			20mm			22mm	
P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err	P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err	P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err	P (Pa)	Q x 10 ⁻³	Err
	(m³/s)	(%)									
37,9	1,37	0,32	49,5	1,75	1,95	42,4	2,24	0,04	23,8	2,36	0,43
52,2	1,64	0,16	59,3	2,15	0,50	50,8	2,53	0,02	37,1	2,77	0,03
67,9	1,90	0,21	70,5	2,50	1,06	60,5	2,83	0,04	50,6	3,17	0,06
84,9	2,17	0,13	83,1	2,83	0,78	71,4	3,14	0,04	64,2	3,55	0,00
103	2,43	0,04	97,3	3,14	0,24	83,7	3,45	0,03	78,0	3,93	0,06
123	2,70	0,03	112	3,42	0,23	97,4	3,76	0,02	91,9	4,29	0,10
144	2,97	0,07	130	3,69	0,48	112	4,08	0,01	106	4,65	0,11
166	3,24	0,06	149	3,94	0,45	129	4,41	0,01	120	5,01	0,10
189	3,50	0,01	169	4,18	0,15	147	4,73	0,02	134	5,35	0,06
214	3,77	0,07	191	4,40	0,41	167	5,06	0,04	149	5,69	0,00

Tabla 33 – Valores de interpolación y errores de ajuste curvas resistentes presión-caudal para rotor con álabes inclinados hacia delante

Fuente: Elaboración propia

En las tablas se aprecia que los ajustes realizados describen significativamente bien los comportamientos de las curvas resistentes para los diferentes sistemas resistivos que se han dispuesto para el ensayo de cada rotor.

2.4. Curvas de operación de los rotores

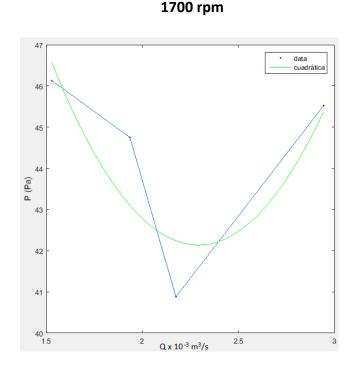
A continuación, a modo de conclusión del presente anexo de cálculos, se procederá a la exposición de los ajustes realizados para las curvas de operación de los tres impulsores caracterizados en este proyecto. De manera complementaria, se mostrará una comparativa entre las curvas reales obtenidas y las curvas ajustadas expuestas en el apartado de resultados.

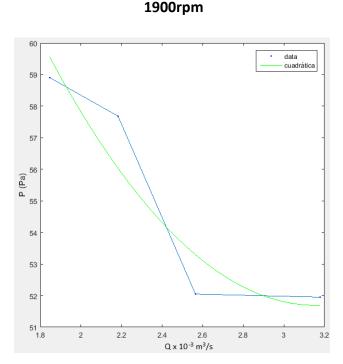
Estas curvas de operación se han obtenido a partir de los valores de presión y caudal obtenidos para cada placa a un determinado régimen de giro del rotor, estando compuestas así las curvas de operación obtenidas experimentalmente por un total de cuatro puntos.

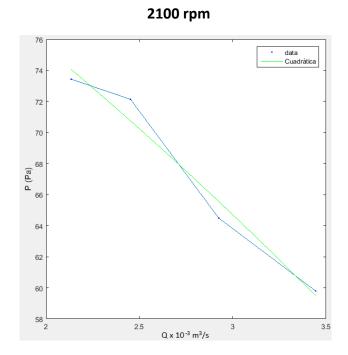
Los ajustes, para este tipo de curvas, se han llevado a cabo mediante funciones cuadráticas de la forma: " $f(x) = ax^2 + bx + c$ ", por ser las que, tanto tras observación como por tanteo, mejor han copiado el comportamiento del sistema para los diferentes regímenes de giro. No obstante, cabe mencionar que resulta más difícil encontrar ajustes precisos de estas curvas debido a que, como se ha mencionado recientemente, se dispone únicamente de cuatro puntos.

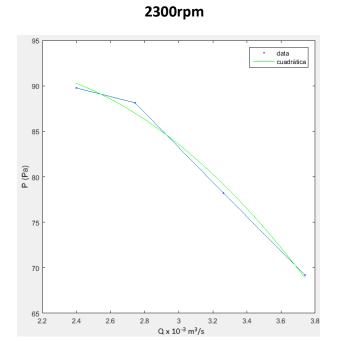
2.4.1. Rotor con álabes radiales

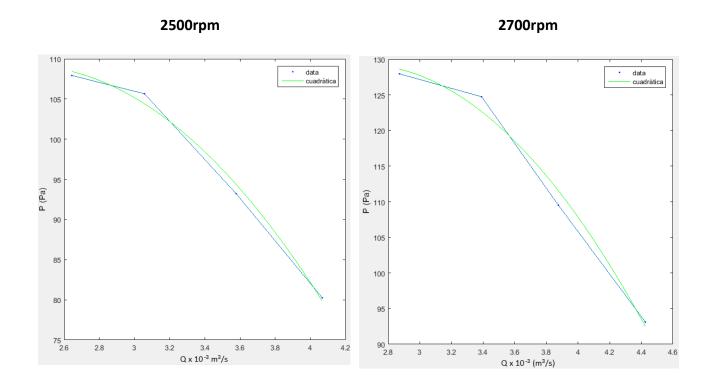


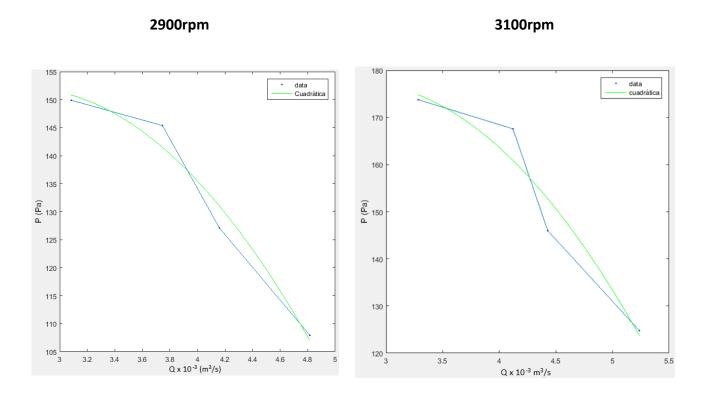












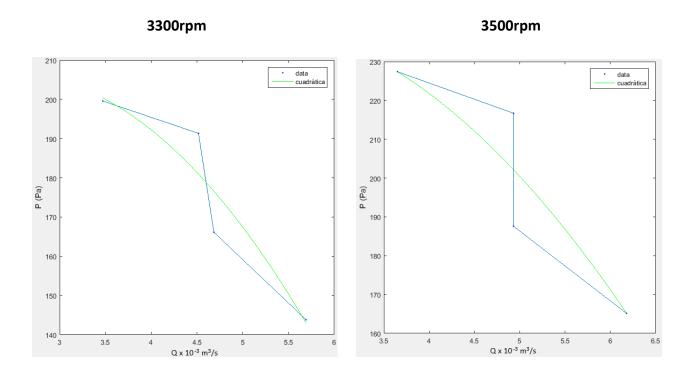


Figura 12 – Ajustes curvas de operación para rotor con álabes radiales

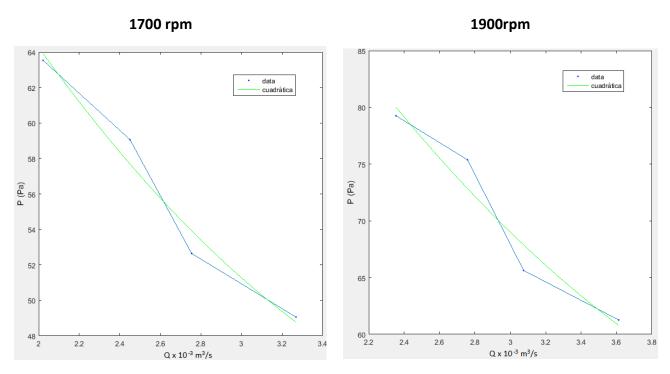
Los resultados de los errores obtenidos entre los valores proporcionados por la función de ajuste en los cuatro puntos de cada curva y los obtenidos experimentalmente se muestran a continuación. En la última fila de la tabla se ha resaltado el error promedio obtenido con el ajuste correspondiente a cada curva.

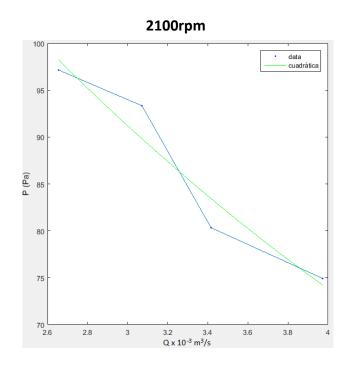
1700	1900	2100	2300	2500	2700	2900	3100	3300	3500
rpm									
Error									
(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
0,918	1,101	0,854	0,564	0,424	0,530	0,605	0,588	0,377	0,0303
3,718	2,867	1,927	1,302	1,228	1,656	2,695	4,014	5,430	6,7555
3,287	2,386	1,651	1,210	1,157	1,869	3,041	4,638	6,278	7,7275
0,372	0,522	0,515	0,467	0,580	0,629	0,916	0,887	0,573	0,0438
2,074	1,719	1,237	0,886	0,847	1,171	1,814	2,532	3,165	3,639

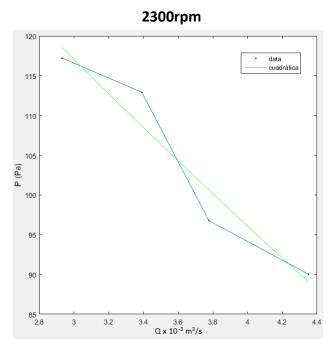
Tabla 34 – Errores de ajuste curvas de operación para rotor con álabes radiales

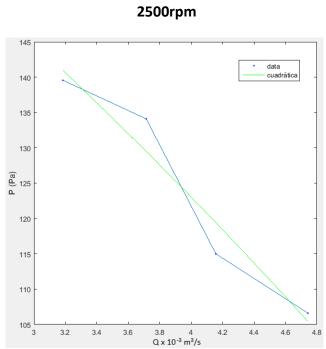
Fuente: Elaboración propia

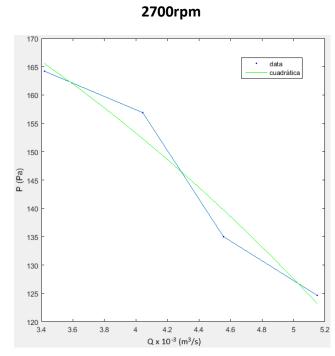
2.4.2. Rotor con álabes inclinados hacia detrás











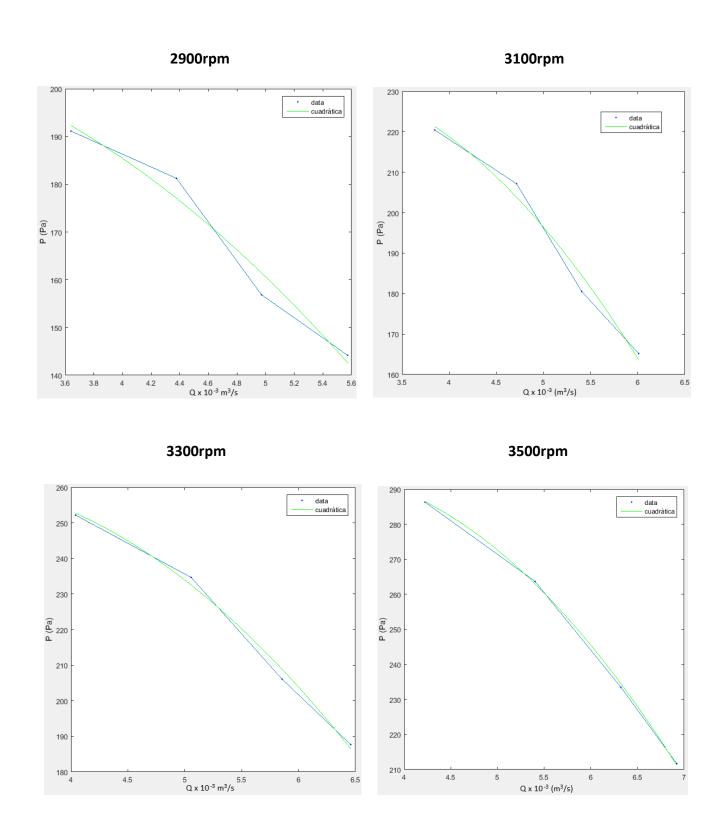


Figura 13 – Ajustes curvas de operación para rotor con álabes inclinados hacia detrás

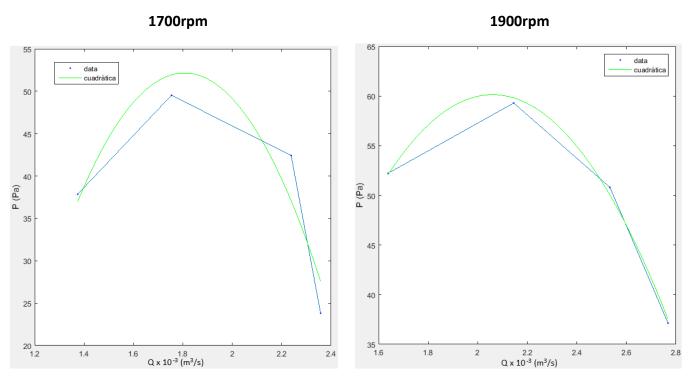
Los resultados de los errores obtenidos entre los valores proporcionados por la función de ajuste en los cuatro puntos de cada curva y los obtenidos experimentalmente se muestran a continuación. En la última fila de la tabla se ha resaltado el error promedio obtenido con el ajuste correspondiente a cada curva.

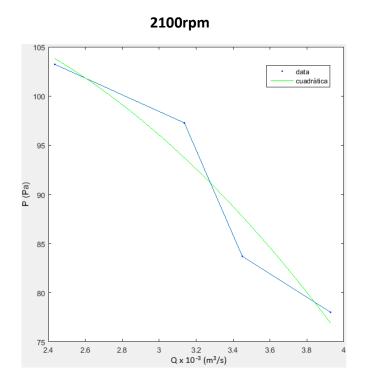
1700	1900	2100	2300	2500	2700	2900	3100	3300	3500
rpm									
Error									
(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
0,684	0,934	1,178	1,123	0,962	0,871	0,610	0,389	0,215	0,062
2,222	3,375	3,696	3,740	3,479	2,872	2,297	1,624	0,918	0,275
2,551	3,408	3,949	3,992	3,805	3,564	2,935	2,190	1,363	0,435
0,431	0,813	0,829	1,016	1,159	1,063	1,087	0,945	0,632	0,232
1,472	2,133	2,413	2,468	2,351	2,093	1,733	1,287	0,782	0,251

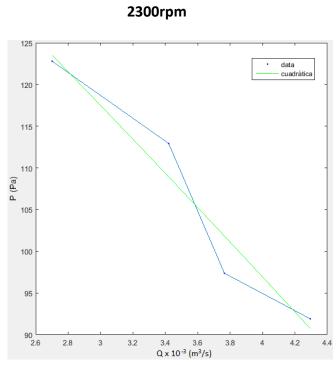
Tabla 35 – Errores de ajuste curvas de operación para rotor con álabes inclinados hacia detrás

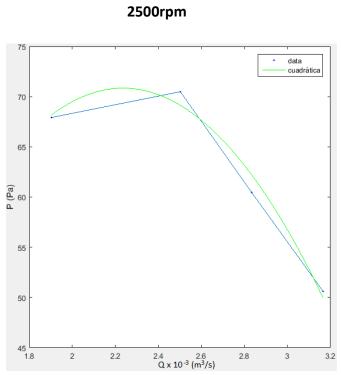
Fuente: Elaboración propia

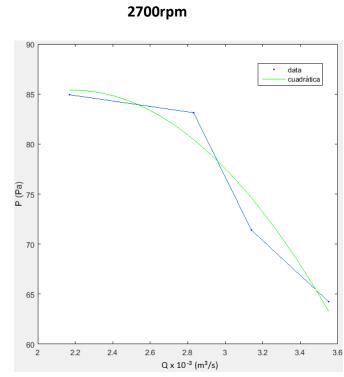
2.4.3. Rotor con álabes inclinados hacia delante











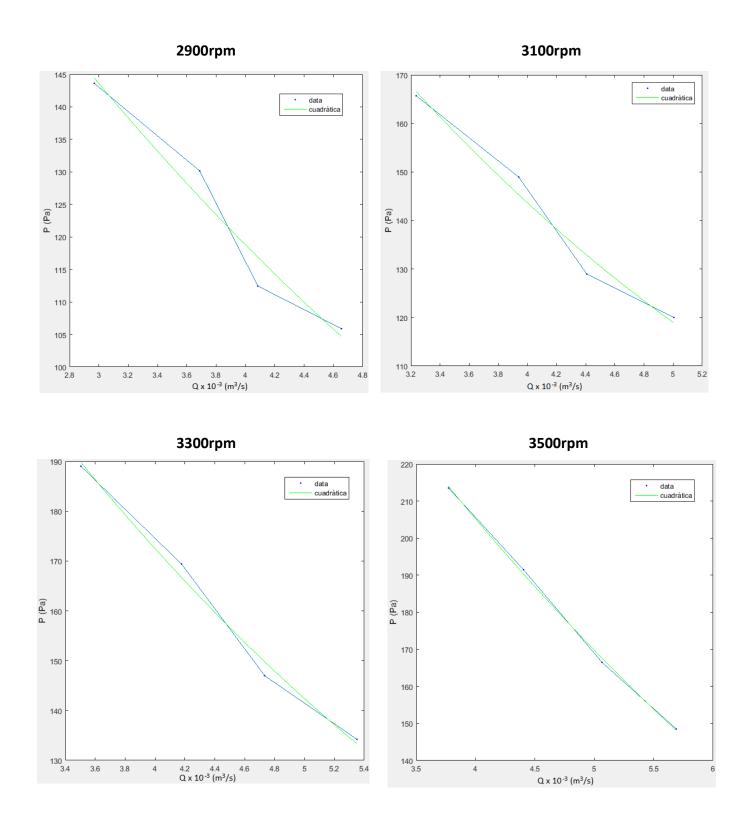


Figura 14 – Ajustes curvas de operación para rotor con álabes inclinados hacia delante

Fuente: Elaboración propia

Los resultados de los errores obtenidos entre los valores proporcionados por la función de ajuste en los cuatro puntos de cada curva y los obtenidos experimentalmente se muestran a continuación. En la última fila de la tabla se ha resaltado el error promedio obtenido con el ajuste correspondiente a cada curva.

1700	1900	2100	2300	2500	2700	2900	3100	3300	3500
rpm									
Error									
(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)	(%)
2,329	0,304	0,414	0,520	0,563	0,242	0,586	0,556	0,415	0,178
4,736	0,809	1,877	3,236	3,639	4,103	3,100	2,413	1,588	0,609
12,78	1,602	2,965	4,475	4,849	3,811	3,952	3,056	1,914	0,682
15,51	0,917	1,178	1,506	1,391	2,315	1,120	0,900	0,657	0,283
8,842	0,908	1,608	2,434	2,611	2,618	2,189	1,731	1,144	0,438

Tabla 36 – Errores de ajuste curvas de operación para rotor con álabes inclinados hacia delante

Fuente: Elaboración propia

Tal y como se ha apreciado en las gráficas y tablas aquí expuestas, las funciones cuadráticas, cuyas ecuaciones se han descrito en el apartado de resultados de la presente memoria, copian razonablemente bien el comportamiento de los impulsores ensayados a diferentes velocidades de giro, y por tanto pueden tomarse como válidas las expresiones descritas para realizar interpolaciones con el fin de estimar las condiciones de operación en los márgenes de caudal y presión descritos en este anexo de cálculos.

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

SECCIÓN DE INGENIERÍA INDUSTRIAL

Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica

PLANOS

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

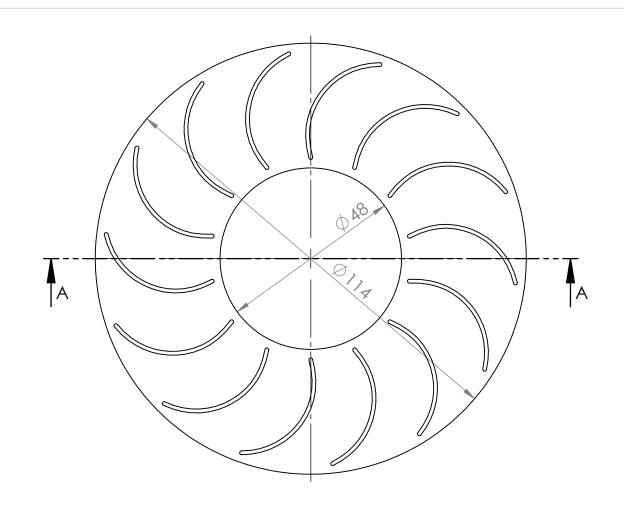
DISEÑO Y ENSAYO DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO

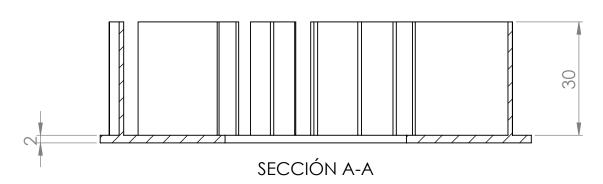
AUTOR

Juan Francisco Márquez Rodríguez

PLANOS

- 1. Rotor con álabes inclinados hacia delante
- 2. Soporte rotor con álabes inclinados hacia delante
- 3. Rotor con álabes radiales
- 4. Soporte rotor con álabes radiales
- 5. Rotor con álabes inclinados hacia delante
- 6. Soporte rotor con álabes inclinados hacia detrás
- 7. Venturímetro
- 8. Conducto de unión "Voluta Tubo de Venturi"
- 9. Conducto de salida del tubo de Venturi
- 10. Soporte para conductos
- 11. Soporte carcasa
- 12. Placa perforada (16mm)
- 13. Placa perforada (18mm)
- 14. Placa perforada (20mm)
- 15. Placa perforada (22mm)







Escala 1:5

DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

	Fecha	Autor
Nombre		Juan Fco
Apellidos		Márquez Rgez
ld. s. normas	UN	E-EN-DIN

Universidad de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIAGrado en Ingeniería Mecánica

Universidad de La Laguna

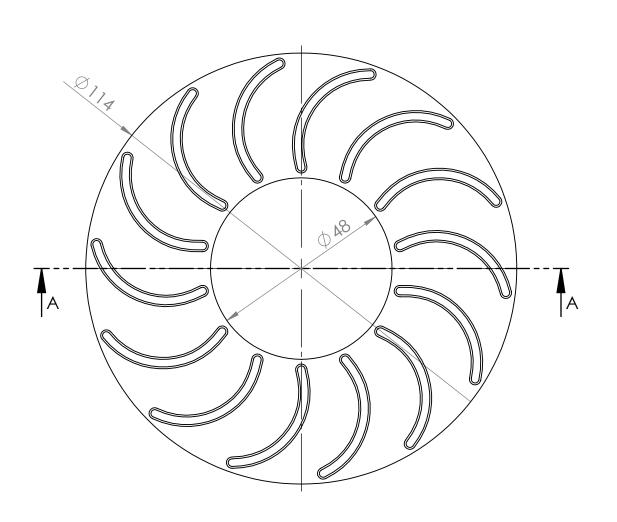
ESCALA:

1:1

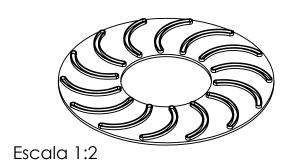


Rotor álabes inclinados hacia delante

Nº P. :







DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

	Fecha	Autor	<i>п п</i> п п
Nombre		Juan Fco	
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad
ld. s. normas	UNE	E-EN-DIN	de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA
Grado en Ingeniería Mecánica

Universidad de La Laguna

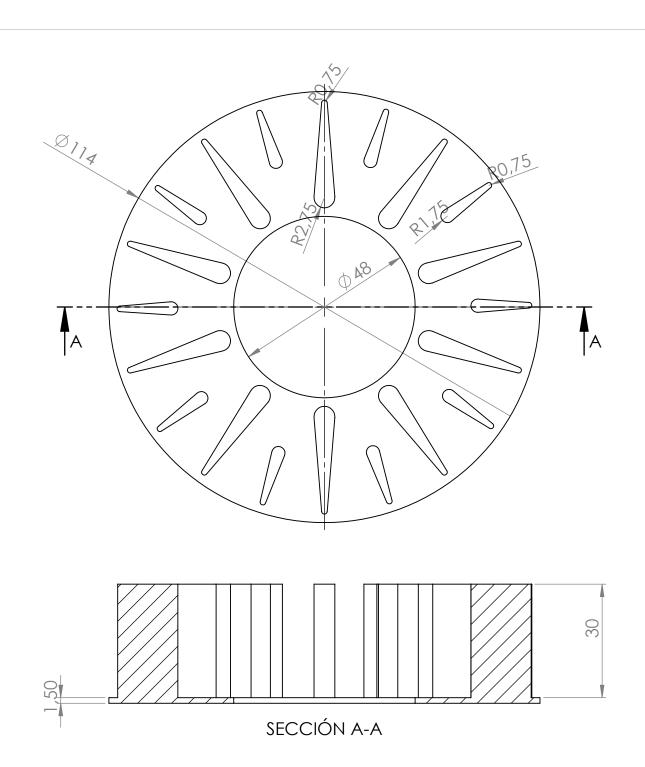
ESCALA:



1:1

Soporte rotor con álabes inclinados hacia delante

Nº P. :





Escala 1:5

	Fecha	Autor	<i>п п</i> п п
Nombre		Juan Fco	
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad
ld. s. normas	UNE	E-EN-DIN	de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA
Grado en Ingeniería Mecánica

Universidad de La Laguna

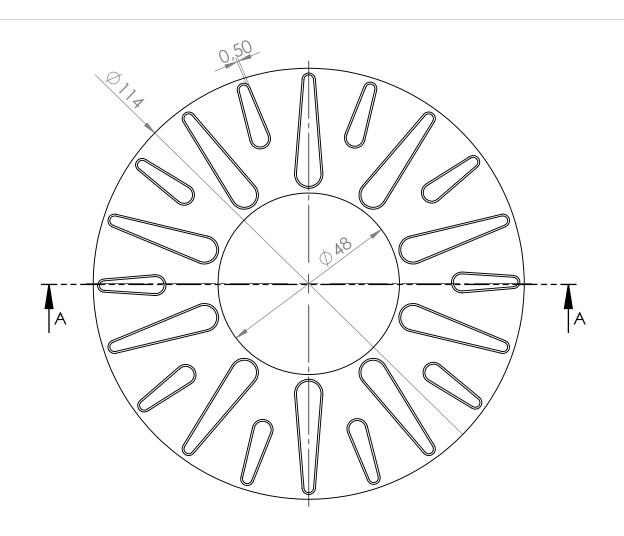
ESCALA:

1:1

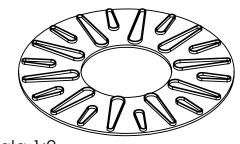


Rotor con álabes radiales

Nº P. :







Escala 1:2

DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

	Fecha	Autor	<i>п п</i> пп
Nombre		Juan Fco	
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad
ld. s. normas	UNE	E-EN-DIN	de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA
Grado en Ingeniería Mecánica

Universidad de La Laguna

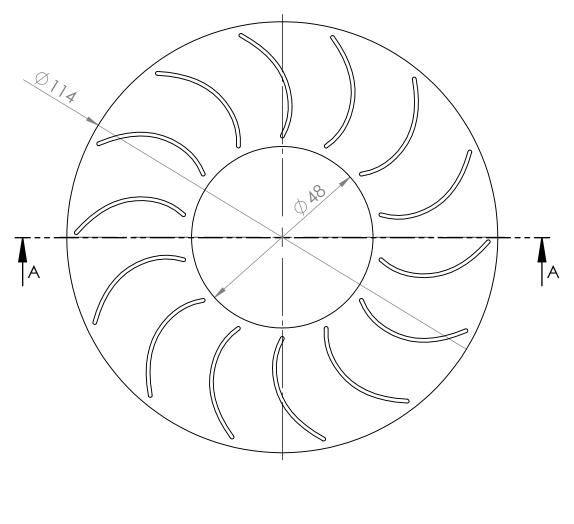
ESCALA:

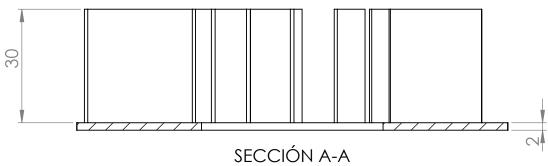
1:1



Soporte rotor con álabes radiales

Nº P. :

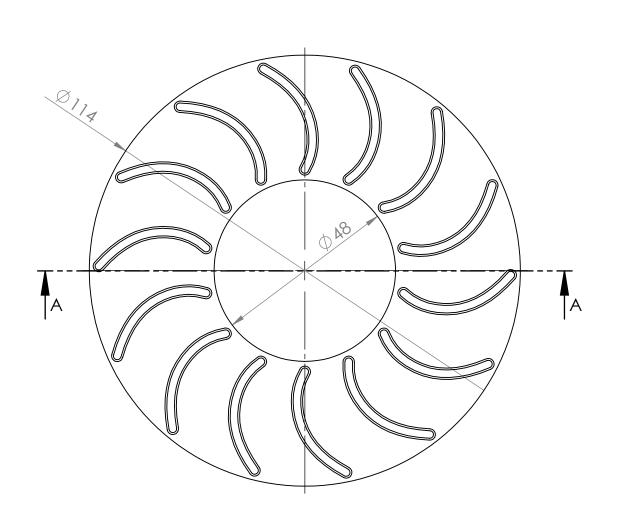




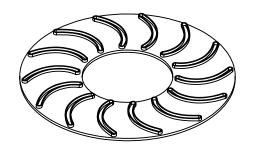


Escala 1:5

DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO						
	Fecha Autor ПППП					
Nombre		Juan Fco		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica		
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad			
ld. s. normas	UNI	E-EN-DIN	de La Laguna Universidad de La Laguna			
ESCALA:	Rotor con álabes		nes inclina	ndos	Nº P. :	
	hacia detrás			5		

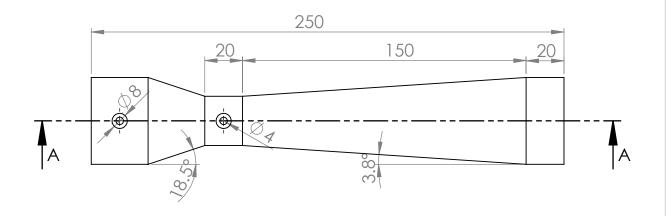


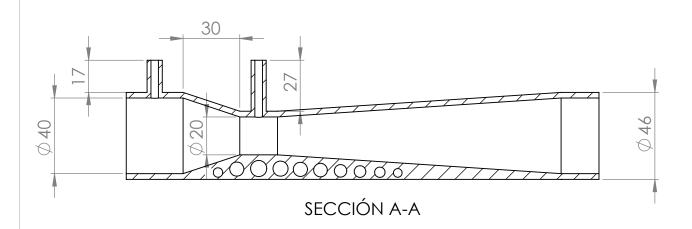


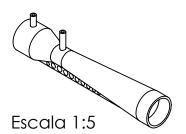


Escala 1:2

DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO						
	Fecha Autor II II II					
Nombre		Juan Fco		Grado en Ingeniería Mecánica		
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad			
ld. s. normas	UNI	E-EN-DIN	de La Laguna	Universidad de La Laguna		
ESCALA:	Soporte rotor con álabes inclinados N° P.:					
1:2	hacia detrás				6	

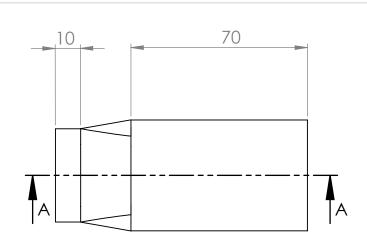


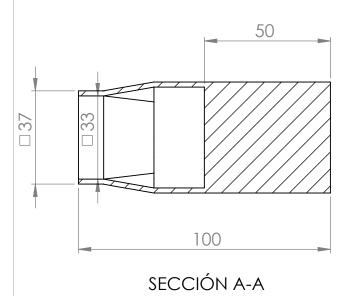


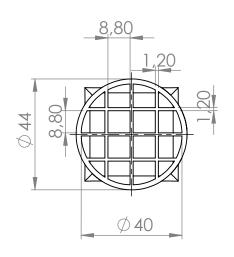


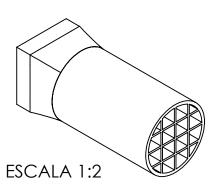
DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO						
	Fecha Autor					
Nombre		Juan Fco		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica		
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad			
ld. s. normas	UNI	E-EN-DIN	DIN de La Laguna Universidad de La Laguna			
ESCALA:				•	N° P. :	
1:2		Tubo de Venturi			7	



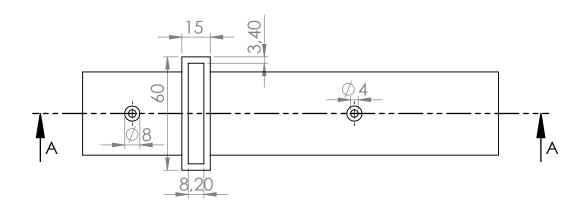


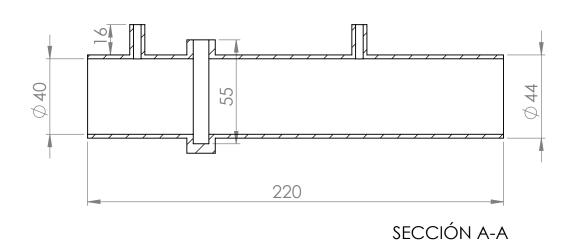


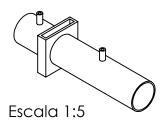




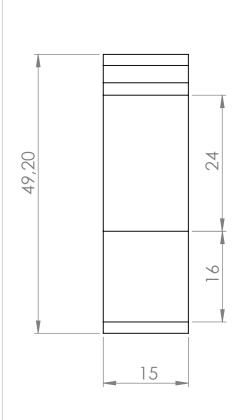
PRACTICA Nº						
	Fecha Autor // // // Fecha Autor					
Nombre		Juan Fco		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica		
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad			
ld. s. normas	UNE-	JNE-EN-DIN de La Laguna Universidad de La Laguna				
ESCALA: 2:3	Conducto de unión "Voluta-Tubo de Venturi"				№ P. :	8

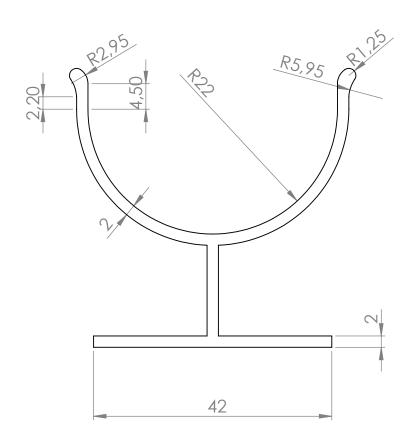


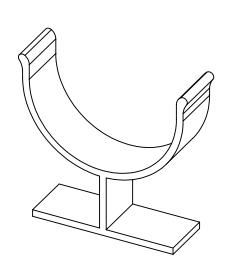




DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO						
	Fecha Autor // // // // /					
Nombre		Juan Fco] W 66	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica		
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad	Universidad de La Laguna		
ld. s. normas	UNE-EN-DIN		de La Laguna			
ESCALA:	Conducto s				Nº P. :	
⊕- 1:2	del tubo de		Venturi		9	







DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

	Fecha	Autor
Nombre		Juan Fco
Apellidos		Márquez Rgez
ld. s. normas	UN	E-EN-DIN

Universidad de La Laguna

ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA

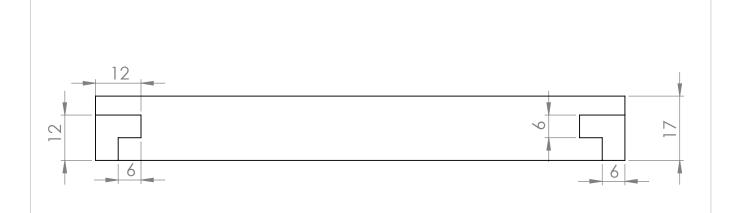
Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna

ESCALA:

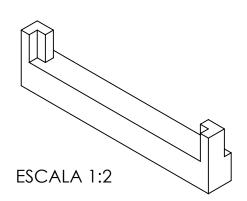


Soporte para conductos

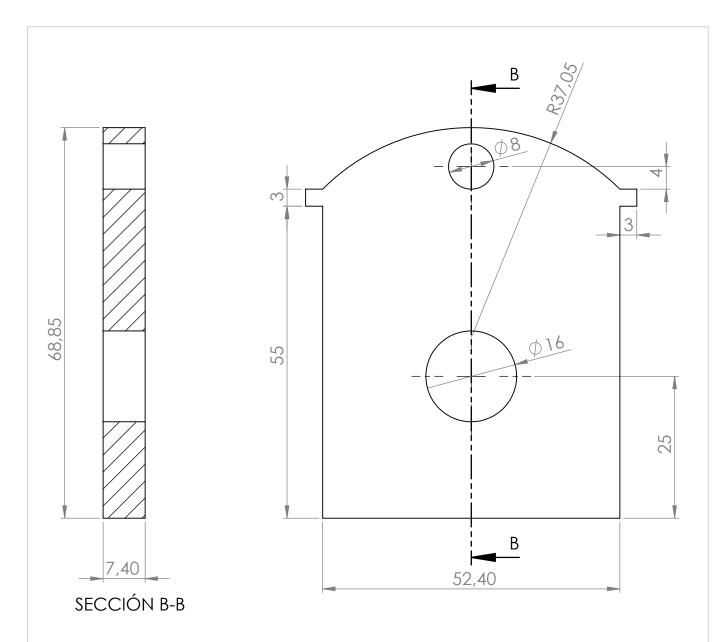
Nº P. :





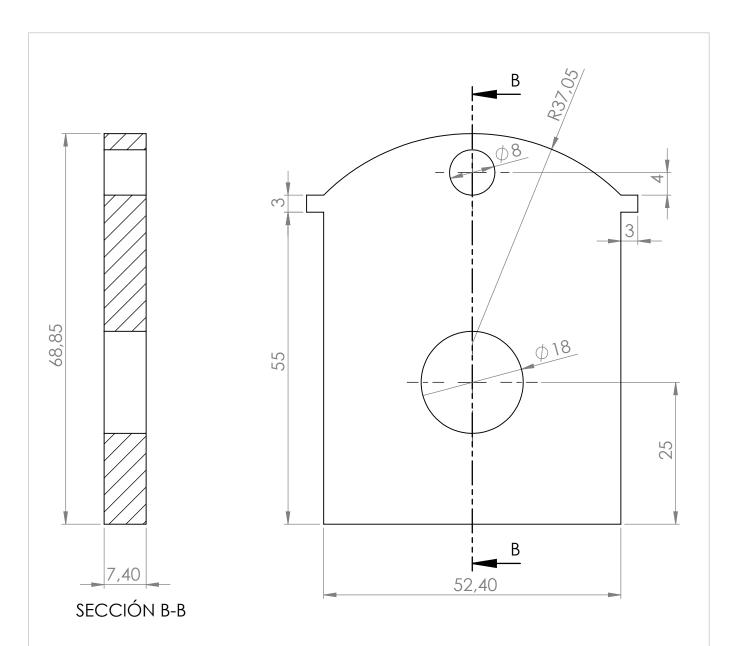


DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO Fecha Autor ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Juan Fco Nombre Grado en Ingeniería Mecánica Apellidos Márquez Rgez Universidad Universidad de La Laguna ld. s. normas de La Laguna ESCALA: Nº P. : Soporte voluta 11 1:1



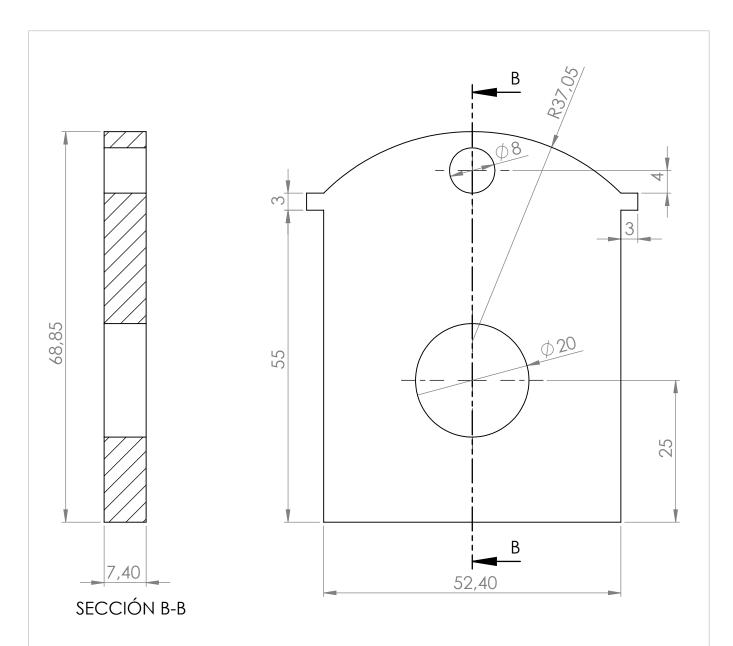


DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO					
	Fecha	Autor	<i>п п</i> п п	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre		Juan Fco			
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad		
ld. s. normas	UNE-EN-DIN de La Laguna		inversidad de La Lagana		
ESCALA:					N° P. :
3:2	Placa perforada (16		ıda (16 mr	n)	12



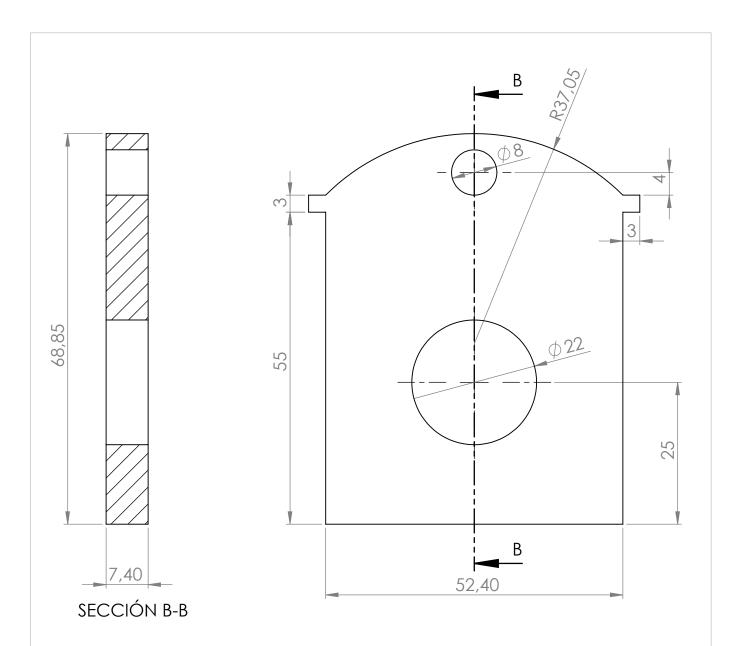


DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO							
	Fecha	Autor	<i>п п</i> п п	,			
Nombre		Juan Fco			ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica		
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad	Universidad de La Laguna			
ld. s. normas	UN	E-EN-DIN	de La Laguna	omversidad de La Lagana			
ESCALA:					N° P. :		
3:2	Placa perforada (18 mm)			n)	13		





DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO							
	Fecha	Autor	п п п				
Nombre		Juan Fco	U U		ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica		
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad	Universidad de La Laguna			
ld. s. normas	UN	E-EN-DIN	de La Laguna	omversidad de La Lagana			
ESCALA:					N° P. :		
3:2	Placa perforada (20 mm)			m)	14		





DISEÑO Y ENSAYO DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO					
	Fecha	Autor	п п п	ESCUELA SUPERIOR INGENIERÍA Y TECNOLOGIA Grado en Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna	
Nombre		Juan Fco	1 W 66 1		
Apellidos		Márquez Rgez	Universidad		
ld. s. normas	UN	E-EN-DIN	de La Laguna		
ESCALA:					N° P. :
3:2	Р	Placa perforada (22 mm)			15