

Construcción y caracterización de túnel de viento a bajas velocidades II: Aspectos Experimentales y Prácticos

A propósito del túnel de viento construido por Roberto Martínez en el Departamento de Física, Universidad Nacional de Colombia
Junio, 2011.

Haciendo uso de los criterios teóricos consignados en el artículo “Construcción y caracterización de túnel de viento a bajas velocidades I: Aspectos teóricos”, se hace una prueba de concepto de la construcción de un túnel de viento, buscando encontrar algunas características del túnel y conocer su comportamiento. Entre los resultados, se obtuvo que con los parámetros actuales aún no hay los perfiles de velocidad esperados para el flujo laminar, y las teorías más simples de fluidos aún no alcanzan a explicar los fenómenos dentro de nuestro túnel.

Using the theoretical criteria written in the first part of this article, it is performed a proof of concept of the construction of a wind tunnel, with the main goal of knowing its behavior and main features. Among the results herein, it was obtained that with the current set of parameters we still don't have the velocity profiles that are normally expected for laminar flow, and hence we found that the simplest theories of fluids are not yet sufficient enough to explain the phenomena taking place inside our tunnel.

| | | |
|-----|--|----|
| 1 | Introducción..... | 1 |
| 2 | Diseño del túnel completo. Discusión y construcción..... | 2 |
| 2.1 | Sección de prueba..... | 3 |
| 2.2 | Difusor y contractor..... | 3 |
| 2.3 | Honeycomb..... | 4 |
| 2.4 | Ventilador..... | 5 |
| 3 | Pérdidas..... | 5 |
| 3.1 | Malla..... | 5 |
| 3.2 | Contractor..... | 5 |
| 3.3 | Sección de prueba..... | 6 |
| 3.4 | Difusor..... | 6 |
| 4 | Mediciones e instrumentación..... | 6 |
| 5 | Descripción de los experimentos realizados..... | 7 |
| 5.1 | Experimento No. 1: caídas de presión..... | 8 |
| 5.2 | Conocer los perfiles de velocidades..... | 9 |
| 5.3 | Experimento No. 3: Densidad del aire..... | 9 |
| 6 | Análisis. Caracterización del túnel..... | 13 |
| 7 | Conclusiones..... | 14 |
| 8 | Siguientes pasos..... | 15 |
| 9 | Bibliografía..... | 15 |
| | Apéndice: Comparativo de valores con algunos túneles de viento similares para tomar decisiones en torno a los valores y parámetros de nuestro túnel..... | 17 |

1 Introducción

En el artículo anterior, “Construcción y caracterización de túnel de viento a bajas velocidades I: Aspectos teóricos”, hemos intentado acercar la teoría que existe para túneles, aerodinámica y fluidos, a la construcción de un túnel de viento. Aquel artículo, junto con la bibliografía que usa, buscaba señalar aspectos que fundamentan los túneles de viento; el presente artículo constituye, en cambio, una prueba de concepto de carácter práctico, y se basará en fuentes más empíricas sobre otros túneles pequeños construidos en otras partes del mundo, como Chile [4], Eslovenia [14], Nigeria [10] y Estados Unidos [2], [5], [15]. Posteriormente, incluso, sirvió de referente un túnel de viento de mayores dimensiones realizado también aquí en Colombia [16].

2 Diseño del túnel completo. Discusión y construcción.

Los valores o parámetros de los cuales nosotros podemos partir al construir el túnel de viento son las limitaciones de potencia y caudal del motor para un tamaño de túnel esperado, una velocidad de viento deseada, y un tamaño máximo deseado para el túnel. El diseño global del tamaño se ha subyugado a estos criterios esenciales. Después de ello se introducen otros criterios, como el hecho de que para el ángulo de difusor se recomienda un valor entre 5° y 10° [7] para evitar un desprendimiento de capa límite cuando el aire sale de la sección de prueba. Para elegir el valor exacto de ese ángulo, se observa que en algunas fuentes utilizan un ángulo de 8° en el difusor [15] y en otras llegan hasta 13° [10]. A nosotros nos interesaba conocer estos límites angulares por dos razones: 1. una variación de tan solo 3° en nuestros tamaños podía costarnos más de 20 cm en el largo del túnel; 2. un túnel demasiado largo tenía el consiguiente incremento en la masa de aire interna que ahora el ventilador se vería obligado a desplazar. Este último argumento también limitaba la apertura y tamaño final de la sección para el ingreso de aire en el contructor, pues esta área puede estar en relación de 7:1 con el área de la sección de prueba, pero ello implica un mayor trabajo para el ventilador movilizar una mayor cantidad de aire.

Al diseñar el túnel se buscaba una velocidad en la zona de prueba de alrededor de 100 km/h, y durante el diseño se tomó un factor de pérdida de alrededor del 50%, así que se esperaba tener una velocidad máxima de 50 km/h. El ventilador proporcionado por el proveedor se veía por debajo de otros ventiladores para túneles similares y era todo lo que nos ofrecía el mercado. El inicio del diseño fue altamente alimentado por otros túneles similares (ver Tabla 6), por la teoría de guías y documentación formal como la que se encuentra en [7], [11]. De esa manera, si bien en la literatura formal se recomendaba una relación de áreas con el difusor de 2:1, en los túneles de un tamaño parecido se encontraba a menudo una relación de 4:1, así que se eligió esta proporción, con el fin de que la cantidad de aire a mover dentro de la sección de prueba fuera menor. Estos riesgos se corrían revisando lo que habían hecho en otros túneles pues

debido a nuestro presupuesto, los riesgos debían tomarse con sumo cuidado.

Tenemos una velocidad esperada para el aire dentro de la sección de prueba, y que calculamos con la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} \text{Velocidad del aire en la entrada del} \\ \text{ventilador} = \\ \text{Caudal del ventilador} / \text{área del ventilador} \end{aligned}$$

Pero el área de entrada del ventilador no es exactamente el cuadrado de salida del difusor, sino solamente la parte circular del ventilador, cuyo radio es de 0.25m. Así¹,

$$V_1 = \frac{2.93m^3/s}{\pi(0.25m)^2} = 14.92m/s \quad \text{Ec. 1}$$

Es decir, una velocidad bastante por debajo de 0.3 Mach, o sea 100m/s. Esto justifica suponer que el aire dentro del túnel se comporta como un fluido incompresible², y podemos aplicar la siguiente ecuación de conservación de la masa suponiendo que la densidad es constante (que $\rho_1 = \rho_2$):

$$V_2 = \frac{\rho_1 A_1 V_1}{\rho_2 A_2} = \frac{A_1 V_1}{A_2} = \frac{2.93m^3/s}{(0.3m)^2} = 32.56m/s \quad \text{Ec. 2}$$

Obsérvese que, si bien la relación entre el área de la salida del difusor y el área transversal de la sección de prueba, es de 4:1, realmente la relación entre las áreas por las que fluye el aire es bastante menor, debido a que A_1 es el área del círculo del ventilador:

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{\pi(0.25)^2 m^2}{(0.3m)^2} = 2.18 = \frac{V_2}{V_1} \quad \text{Ec. 3}$$

Por lo tanto en condiciones ideales, y todavía sin tener en cuenta las pérdidas, se espera que la

¹ Si se quisiera ser más precisos, incluso se le debería restar el tamaño del motor, que se encuentra tapando parte del flujo del aire. Pero esa información no la teníamos hasta comprar el motor, por lo que nuestros valores teóricos omiten esa precisión, situación que ocurrirá también al diseñar futuros túneles en donde tampoco se tenga el dato del tamaño del motor.

² Esto se puede justificar con un poco más de rigor. Ver la parte I: Aspectos Teóricos de este artículo,

velocidad promedio en el área de prueba se relacione de esta manera con la velocidad que tiene el aire cuando atraviesa el ventilador. El caudal de $2.93 \text{ m}^3/\text{s}$ es un caudal nominal máximo para el ventilador, así que en realidad nuestro valor de $V_2=32.56 \text{ m/s}$ representa la velocidad promedio más optimista posible que podríamos llegar a esperar en la sección de prueba del túnel. Al tener un promedio de velocidad en la sección de prueba, tendremos un factor estimado de corrección a este valor, cuando se aplica en la realidad con las caídas de presión y pérdidas en general que existan.

2.1 Sección de prueba

La sección de prueba es un ortoedro o prisma rectangular en acrílico de 8 mm de espesor, formado por una sola lámina doblada con calor para obtener

el ángulo de 90° en cada esquina. Su sección transversal es de 30 cm y su largo es de 45 cm.

2.2 Difusor y contractor

El difusor tiene una sección transversal cuadrada, como un tronco de pirámide, con un cuadrado de 60 cm de lado en su base, y truncado en un área de 30 cm para que empate con la sección de prueba. Ese empate se hace con sellamientos de caucho, y luego se refuerzan con resortes que aprisionen las dos piezas. La relación de áreas entre el difusor y la sección de prueba es de 4:1, aunque no se está teniendo en cuenta que el aire realmente pasa sólo por el anillo libre que hay en la zona de las aspas del ventilador.

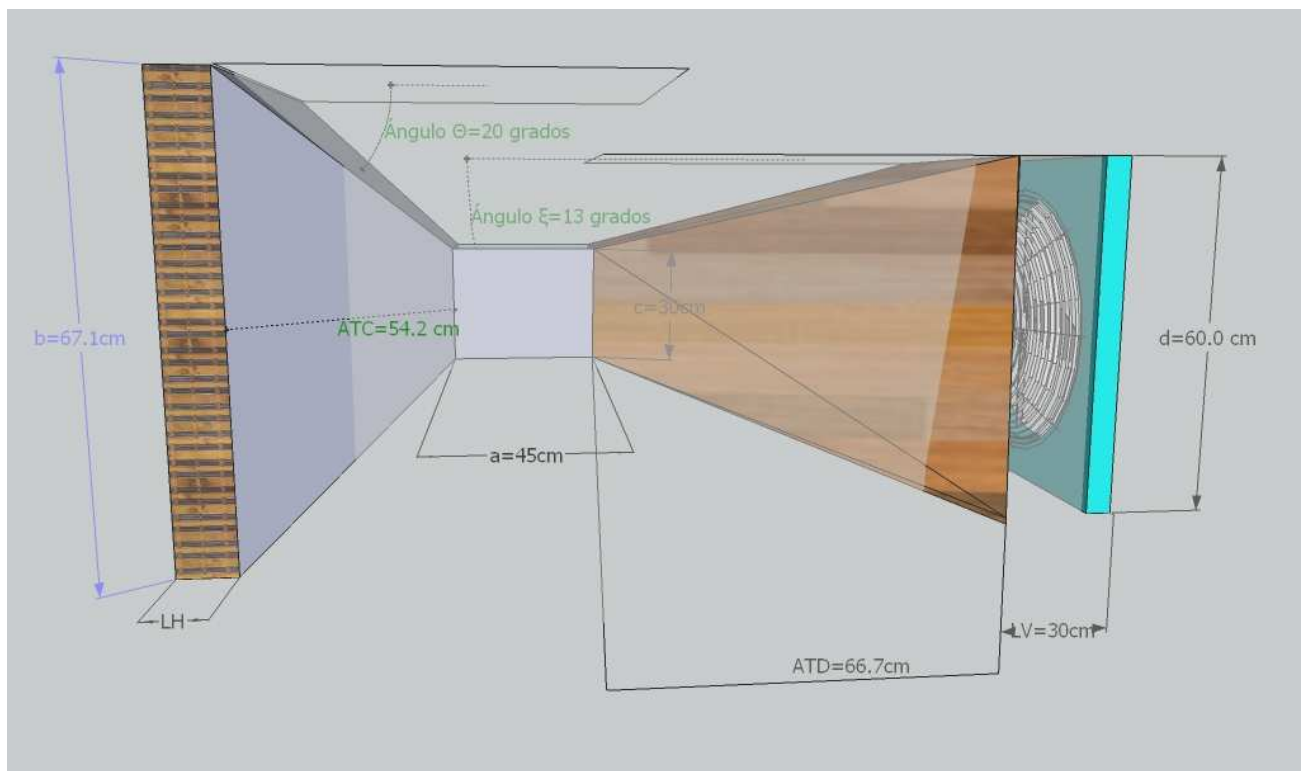


Fig. 1 Diseño original del túnel

En la literatura es usual encontrar una proporción de alrededor de 2 para las áreas entre difusor la sección de prueba, pero existen túneles que llegan más allá, a proporciones como 3.6, o incluso algunos llegan a tener una relación de 5:1 entre estas dos áreas 9.

El contractor, por su parte, está en una relación de 5:1 con al área de prueba, y el lado de su cuadrado en la zona para el ingreso del aire es de $67.1 * 67.1 \text{ cm}^2$.

Para conocer el largo del túnel, el ángulo θ se toma de 10° . En una versión previa se había tomado de 7.5° , es decir la mitad entre 5° y 10° , debido a que estos dos valores son óptimos por efectos diferentes: baja turbulencia por un lado, y baja caída de presión, respectivamente [7]. No obstante, debido a la baja potencia de nuestro motor, nos hemos cuestionado si la cantidad de aire contenida en el interior del túnel contribuye a determinar la velocidad que tendrá el aire en la zona de prueba, que es una de nuestras preocupaciones iniciales. La respuesta a esto no es evidente, pensando en que un túnel abierto es, a la larga, un túnel cerrado con un pobre camino de retorno, de manera que conceptualmente podría tenerse la óptica de que el ventilador está moviendo todo el aire contenido en una habitación. Si por otra parte nos olvidamos de que el aire dentro del túnel abierto debe provenir del aire de la habitación, y nos concentramos en el *caudal* que es movido por el ventilador, ya sea en m^3/s , o en kg/s , tenemos que *dentro del túnel* se está moviendo una cantidad de aire específica, a causa de la potencia del ventilador. Pero el caudal movido por el ventilador depende de la velocidad de rotación del motor, y de la forma de las aspas, de manera que si estos aspectos se mantienen constantes, la cantidad de aire movida dentro del túnel no parecería depender del volumen contenido en el mismo. NO OBSTANTE, surge una dificultad al intentar creer que la pérdida de energía a lo largo del túnel es independiente de la cantidad de aire que se esté moviendo. Es decir, la pérdida de energía debe depender del área interna de las paredes del túnel, y asimismo, debido a que microscópicamente cada partícula de aire tiene una probabilidad de ceder energía a las paredes del túnel, parece razonable pensar que un menor volumen dentro del

túnel ofrecerá una menor pérdida de energía, a pesar de que el valor nominal del caudal del ventilador sea el mismo.

2.3 Honeycomb

Construcción del honeycomb: se pegaron tubos de PVC con soldadura para tubos PVC, y luego se sellaron los agujeros dentro de los tubos con silicona de vidrio. Se pegaron 700 tubos, más un conjunto de tubos que se partieron por la mitad para completar el área de ingreso al contractor.

Existían varias alternativas para construir el honeycomb. Se pensó en el *colado* y fabricar un molde, pero ello requería hacer machos para cada hueco; se pensó en la perforación por láser de una resina, pero el costo por hueco era demasiado alto; se pensó en hacerlos con papel, pero el diámetro de los tubos habría sido diferente uno de otro por no tener un sistema estandarizado para producir tubos con papel en forma confiable; así que finalmente se eligieron tubos PVC conduit³. Estos eran tubos para electricidad, estandarizados bajo la norma colombiana NTC 979.

Las medidas de estos tubos eran⁴: El diámetro interno de estos tubos era 23 mm, y su diámetro externo 27 mm. De esta manera, podemos saber el número de Reynolds que esperamos para cada tubo, según los valores de parámetros de la Tabla 4, *Parámetros de construcción del túnel*, tenemos:

³ En fuentes como [4] utilizaron una cuarta posibilidad, y eran “planchas de zinc aluminio de las que se usan para los techos de las viviendas; (...) pegadas con neopren”.

⁴ Es de notar que estos tubos se venden como de $\frac{3}{4}$ in, lo que correspondería a poco más de 19mm. Sin embargo, en realidad son de 23 mm, ello es, que en realidad son de $\frac{7}{8}$ in. Tal parece que la norma ha permitido un margen para la venta de estos tubos. También parece que esta diferencia del diámetro real de un tubo respecto al tamaño nominal con el que se vende comercialmente, ha sido también advertida por otros en varios casos más como algo normal ([8], p. 150, aunque en esta fuente se concentran en tabular estas diferencias para tubería metálica).

$$Re = \frac{\rho D_{int} v_{avg}}{\mu}$$

$$Re = \frac{1.226(kg / m^3) * 0.023m * 4.75(m / s)}{1.79 * 10^{-5} Pa \cdot s} \quad \text{Ec. 4}$$

Obsérvese, por ejemplo, que al calcular las pérdidas en el honeycomb no se tuvo en cuenta la distribución de las celdas una junto a la otra, y por lo tanto el hecho de que el flujo de aire cambiaba de forma antes y después del honeycomb.

2.4 Ventilador

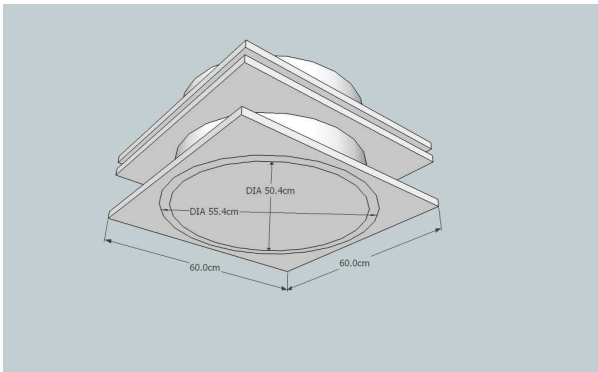


Fig. 2 Soporte para el ventilador

El ventilador está rodeado por un “casing” construido con *cold rolled steel*⁵, que presenta un relieve que permite sujetarlo en sentido axial. De esa manera fue posible agregar otra tabla para soportar el ventilador y reduciendo por lo tanto el área adicional al círculo del ventilador (es decir, se distribuye el peso del ventilador en más tablas y con ello podemos disminuir el tamaño de todo ese cuadrado).

La construcción fue así: el tamaño interno del ventilador es de 504 mm, y la parte del relieve incluyendo el armazón que lo soporta, tiene 518 mm

⁵ El personal de Siemens así lo ha manifestado. Es común encontrar que los *casing* de los ventiladores en diferentes fábricas están construidos en acero con el proceso de *rolling* a bajas temperaturas, ello es, *cold rolling steel*. Otra fábrica que también elige esta opción, es Southern Magnetics.

diámetro. Para mayor resistencia, debido al peso del ventilador, se tomaron aprox. 5 cm adicionales en cada lado, de forma que el lado del cuadrado de salida del difusor era de 60 cm. El fondo de la caja de madera que contiene al ventilador es de 30 cm, que es el largo de la carcasa del ventilador junto con su motor, que tiene una potencia de: 0,66 kW – o sea aprox 0,9 HP; corriente máxima de 3,0 A, y voltaje de alimentación debe ser de 220 Volt, para obtener, en nuestro modelo, una velocidad de 1800 rpm. Las aspas de nuestro ventilador son plásticas; tiene un caudal nominal de 2.93 m³/s, diámetro de las aspas de 500mm. Con esto, la velocidad teórica en la sección de prueba es de 2,93 m³/s / (0,3 m²)³ = 32,5 m/s, que es la velocidad ideal deseada.

3 Pérdidas

3.1 Malla

Las dimensiones son: 0.8 mm de grosor del alambre; diámetro interno de 0.75 cm, para los agujeros de la malla. Con esto se puede calcular la porosidad β , que es el área abierta dentro de la malla sobre el área total enmallada:

$$\beta = \frac{0.75^2}{0.84^2} = 0.797$$

Calcularé el K usando la ec. 6 del artículo de teoría:

$$K = 0.52 \frac{1 - 0.797^2}{0.797^2} = 0.3 \quad \text{Ec. 5}$$

3.2 Contractor

Según [7], la relación de áreas con el contractor es más recomendable entre 6 y 9. Para que deba mover menos aire en el túnel para el mismo ángulo de 20°, se tomará el factor más pequeño, 6. El lado del cuadrado de entrada del contractor será pues de 67.1 cm.

Debido a que la sección transversal es un cuadrado, el diámetro hidráulico es igual a un lado del cuadrado. Las dimensiones son: diámetro de entrada, $d_2 = 67.1$ cm; diámetro de salida, $d_1 = 30$ cm. Para calcular K usaré la ec. 10 del artículo de teoría:

$$K_L = \frac{0.5 \left(1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^2 \right) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4} \quad \text{Ec. 6}$$

$$K_L = 0.03$$

3.3 Sección de prueba

Es usual encontrar que la relación recomendada entre el diámetro y la longitud, sea de 1:2 [11] (p. 42), pero esa distancia no es suficiente para tener un flujo desarrollado, lo que se ha evidenciado en las mediciones que se harán aquí. Como se dijo en la parte de teoría, la *longitud de entrada* para el régimen laminar es del orden de $0.05ReD$, y para régimen turbulento es del orden de $10D$.

3.4 Difusor

Usando la ec. 13 del artículo de teoría, se puede tener un estimativo para la K del difusor como de que debe ser menor a:

$$K = \left(1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right) \right)^2 = \left(1 - \left(\frac{30 * 30}{60 * 60} \right) \right)^2$$

Es decir, K_{difusor} tiene un valor menor a 0.56. Utilizo este valor máximo porque se ignora el valor de la f de darcy para otras fórmulas propuestas que sí incluyen el ángulo.

4 Mediciones e instrumentación

Las mediciones se realizaron con un anemómetro Pitot, de marca Extech y referencia HD350. En la versión teórica de este artículo se explica por qué

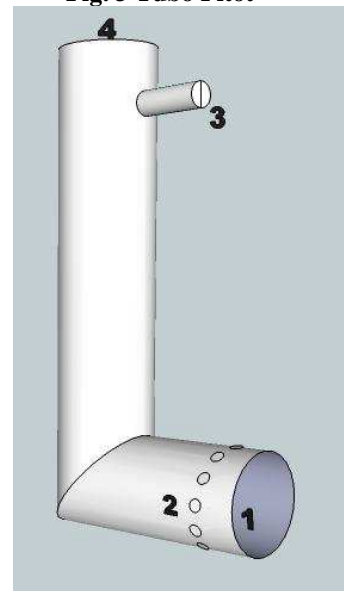
debía usarse un tubo Pitot, y a continuación explicaremos cómo entenderlo correctamente. El tubo está esencialmente basado en la ecuación de Bernoulli, que enuncia, basada en la conservación de energía, que a lo largo de un circuito hidráulico o neumático, se tiene que

$$\begin{aligned} \text{Presión de estancamiento} \\ &= \text{presión dinámica} + \text{presión estática} \\ &= \text{constante a lo largo del circuito} \end{aligned}$$

En la Fig. 3, el aire ingresa por el área transversal del tubo en la zona 1, en donde dicha área transversal es perpendicular a la coordenada de velocidad que se desea medir. Allí se pretende medir la presión de *estancamiento*, es decir la presión *total*. Al ingresar al tubo, el aire empuja una columna de fluido interna hasta que la velocidad dentro del aire en el punto 1 se hace cero. Dentro del tubo, por lo tanto, se está empujando a esta columna de fluido con una presión dada por:

$$P_{tot} = P_1 + \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 = P_1 \quad \text{Ec. 7}$$

Fig. 3 Tubo Pitot



En la zona 2, el aire va todavía casi con la misma velocidad que tendría en la zona 1 si no hubiera sido frenado por el interior del tubo, así que allí se miden las presiones alrededor de la zona 1, y se miden en toda la circunferencia alrededor de la zona 1, de forma que pueda sacarse un promedio de presiones. En la zona 2 sólo se está midiendo la presión *estática*, debido a que los huecos en la zona 2 están dispuestos sobre la superficie del tubo en forma paralela a la superficie del tubo, es decir que son paralelos a la coordenada de velocidad que se desea medir. Debido a la disposición que tienen todos los huecos en la zona 2, que están alrededor de la zona 1, se considera en la medición que las presiones estáticas recogidas y luego promediadas en la zona 2, corresponden a la misma presión estática de la zona 1. De esa manera, por la ley de Bernoulli,

$$P_{tot} = P_1 = P_2 + \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 \quad \text{Ec. 8}$$

Las dos mediciones están siendo comparadas por un manómetro diferencial que hace parte del tubo Pitot, que compara las dos presiones, restándolas entre ellas, para obtener:

$$P_{tot} - P_2 = P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 \quad \text{Ec. 9}$$

El tubo está conectado herméticamente a dos mangueras en los puntos 3 y 4 por las que salen los flujos de aire que han ingresado por los puntos 2 y 1, respectivamente, y que llegan a un computador de mano (handheld device) con pantalla LCD en donde se muestran las lecturas. De acuerdo al manual del aparato [3], y como se verificó en la práctica, las lecturas de presión que se miden son el resultado de la *comparación* entre los valores de presión obtenidos en el punto 4, menos los obtenidos en el punto 3. Es decir, no arroja ninguno de los dos valores en detalle, sino la *diferencia* entre los dos. La ausencia de comprensión de este punto puede generar errores de interpretación y predicciones incorrectas, pues en efecto, a menudo se escucha la frase: “*cuando la presión velocidad aumenta, la presión disminuye*”, con lo cual deberían tenerse para la presión curvas o perfiles de comportamiento opuesto a los obtenidos para la velocidad: pero éste no es el caso para las lecturas que se están obteniendo con el aparato descrito, porque allí se está midiendo el componente de

presión que corresponde a la Ec. 9, es decir, $\frac{1}{2}\rho v^2$, o sea que en este caso las lecturas de presión deberán *crecer* con el cuadrado de velocidad, lo que no corresponde a la frase enunciada arriba de que “debe haber una relación opuesta entre la presión y la velocidad”, puesto que la “presión” normalmente referida en la frase citada, es la presión *estática*, no la presión *dinámica*, que es la que se mide aquí.

Esta referencia del tubo Pitot permite realizar simultáneamente mediciones de presión dinámica, velocidad del viento y temperatura del ambiente⁶, y enviarlas a un computador, de forma que la logística de *recogida* de los datos deje de ser un problema y se puedan tomar varias decenas o centenas de datos, como se hizo en el presente trabajo. De esta manera las dificultades de medición se desplazan a un mejor diseño experimental con mayor precisión para la ubicación de la sonda, y mayor estabilidad de la misma. La sonda, sin embargo, sí presentaba el pequeño problema de que el ángulo de la L no era tan recto como se mostró idealmente en la Fig. 3, sino que había allí un ángulo suave para reducir las pérdidas de presión a causa del viaje del aire dentro del mismo instrumento, y ese ángulo suave hacía que fuera difícil realizar una medición confiable en los bordes o fronteras del flujo cercano a las paredes del túnel.

5 Descripción de los experimentos realizados

Un excelente punto de partida para guiar los experimentos, es retomar los primeros dos cuestionamientos mencionados en el artículo I (parte teórica) de este trabajo, a la ecuación de Bernoulli [8]:

1. Esta ecuación supone que no hay pérdidas de energía debidas a fricción
2. Dicha ecuación supone también que no hay pérdidas de energía debidas a intercambio de calor. Se supone que no hay flujo de

⁶ En efecto es sólo temperatura *ambiente*: desafortunadamente la medición de temperatura no es local en el punto de medición de velocidad y presión, sino que es el termómetro se encuentra sobre el dispositivo electrónico que recoge los datos.

calor con el medio externo o con el contenedor del fluido

5.1 Experimento No. 1: caídas de presión

Deseamos medir inicialmente variaciones de la presión, con el fin de determinar las pérdidas de carga. El primer objetivo es determinar el K_i de cada sección:

$$\Delta \text{presión} = K \frac{1}{2} \rho v_{avg}^2 \quad \text{Ec. 10}$$

Sobre la obtención de los valores K_i , obsérvese que nosotros no contamos con valores *totales* de presión de estancamiento, ni tampoco tenemos valores de presión estática, de manera que ¿cómo obtendremos entonces los factores K_i ? Obsérvese que aún es posible con los datos que se tienen, si se hace un poco de álgebra. Queremos calcular la pérdida de presión entre dos puntos, llamados punto 1 y punto 2, pasando primero por el punto 1. En ambos puntos tenemos:

$$P_{1total} = \frac{1}{2} \rho v_1^2 + P_{1_est}$$

$$P_{2total} = \frac{1}{2} \rho v_2^2 + P_{2_est}$$

Pero la presión en el punto 2 tiene un valor teórico y un valor real. De la diferencia entre el valor teórico y el valor real, se obtiene la caída. ¿Cómo obtener, sin embargo, el valor teórico de la velocidad, si, nuevamente, nos faltan datos de presión estática o presión de estancamiento? Puede pensarse que la solución es utilizar otra ecuación teórica, la ecuación de continuidad, para deducir con base en el valor de velocidad v_1 , y el área en el punto 2, la velocidad teórica v_2 , y con ese valor de velocidad calcular la presión dinámica teórica en el punto 2. Pero esto arrojaría información sobre el carácter compresible del fluido –que es la única explicación a que la ecuación de continuidad basada sólo en geometría no se cumpla-, pero no información acerca de pérdidas.

Incluso para determinar las pérdidas en un área constante, como es la sección de prueba, ocurre lo mismo: si se extrae la diferencia entre las presiones dinámicas, aún no se conoce qué variación tuvo la presión estática entre esos mismos puntos, así que se ignora la variación total de presión con los datos actuales.

Por lo tanto, pienso que contando sólo con la información de presiones dinámicas no es posible recoger las caídas de presión a lo largo del túnel. Quisiera ser corregido sobre este punto, en el caso de que yo haya omitido algo, pero no encuentro un argumento riguroso para identificar mi error en esta parte.

Para tener, de todas formas, un cálculo de caídas, se podrían utilizar los caudales para comparar los caudales *que hay* en los diferentes puntos, *respecto de los que debería haber*, con lo cual tendríamos un indicador de pérdidas comparando con la teoría punto a punto. Sin embargo, obsérvese las dos tablas de caudales que se han obtenido:

Tabla 1 Ventilador a 20 Hz. Caudales obtenidos para diferentes puntos dentro del túnel, observando que la punta del Pitot está a 20 cm axialmente de los huecos en donde entraba la sonda.

| | Velocidad promedio (m/s) | Caudal (m ³ /s) |
|---|--------------------------|----------------------------|
| En el Contractor. Posición de punta de Pitot en un área de 0.28 m ² | 4.51 | 2.03 |
| En el Contractor. Posición de punta de Pitot en un área de 0.21 m ² | 10.145 | 2.21 |
| Entrada a sección de prueba. Posición de punta de pitot en un área de 0.09 m ² | 9.9 | 0.891 |

Tabla 2 Ventilador a 60 Hz. Caudales obtenidos para diferentes puntos dentro del túnel, observando que la punta del Pitot está a 20 cm axialmente de los huecos en donde entraba la sonda.

| | Velocidad promedio (m/s) | Caudal (m ³ /s) |
|---|--------------------------|----------------------------|
| Entrada a sección de prueba de 0.09 m ² | 19.7 | 1.773 |
| Salida de sección de prueba de 0.090 m ² | 20 | 1.88 |
| Difusor, en área de 0.094, cercana a la anterior | 13.4 | 1.206 |

Es decir, los caudales no sólo no se conservan, sino que además parecen tener variaciones demasiado graves, como disminuciones de caudal después de un punto, lo que no tiene sentido bajo la hipótesis de que la densidad es constante.

Así, este indicador tampoco sirve para tener un estimativo para las caídas de presión. Se tomarán como caídas, por lo tanto, los valores calculados con base en las dimensiones geométricas.

5.2 Conocer los perfiles de velocidades

Sin embargo, en este punto del experimento no tenemos aún el valor de la velocidad promedio v_{avg} , que es necesario para verificar las demás ecuaciones y leyes. Para determinar este valor promedio correctamente, necesitamos determinar el perfil de velocidades, ello es, el conjunto de valores de velocidad de las láminas de flujo en una sección transversal. Este valor promedio será útil para aplicarlo en varias ecuaciones:

1. La ecuación para determinar K_i arriba, es decir la Ec. 10.
2. Determinación experimental del número de Reynolds Re :

$$Re = \frac{\rho D v_{avg}}{\mu} \quad \text{Ec. 11}$$

3. Determinación experimental del factor f de Darcy⁷:

$$\Delta p_{presión} = P_L = f \frac{L}{D} \frac{1}{2} \rho v_{avg}^2$$

Para las mediciones 2 y 3, tenemos un valor teórico con el cual compararlas, y que se calcula utilizando los parámetros del túnel resumidos en la Tabla 4: *Parámetros de construcción del túnel*.

Por otra parte, teniendo el perfil de velocidades, es posible verificar qué forma tiene el mismo en la sección transversal. , ello es, si el flujo es laminar, se espera un perfil de velocidades dado por la ecuación

$$U(r) = 2v_{avg} \left\{ 1 - \left(\frac{r}{r_0} \right)^2 \right\}$$

donde r es la distancia desde el centro del conducto, y r_0 es el radio del tubo. Si el flujo es laminar, se espera un perfil de velocidades parabólico en las secciones rectas. [8], (cap. 8 pág. 225). Si el flujo es turbulento, se espera un perfil según la ecuación:

$$U = v_{avg} \left[1 + 1.43\sqrt{f} + 2.15\sqrt{f} \log_{10} \left(\frac{y}{r_0} \right) \right]$$

donde y es la distancia medida desde la frontera del tubo.

5.3 Experimento No. 3: Densidad del aire

Se promediaron 319 datos de presión y velocidad para tener un estimado de la densidad del aire. Recuérdese que, por la teoría explicada en la sección 4, *Mediciones e instrumentación*, el valor de

⁷ En ocasiones se encuentran estas pérdidas expresadas en términos de la pérdida de carga (que es como a veces se traduce la expresión "head loss") h_L que se define como la pérdida de presión dividida entre el peso específico, es decir P_L/γ , con lo cual a veces puede haber confusión con las unidades. Aquí utilizaremos unidades de presión siempre.

presión que arroja el Pitot es el de la presión *dinámica*, de manera que, como también tenemos la velocidad, podemos despejar la densidad del aire:

$$\rho = \frac{2P}{v^2} = 1.19 \frac{kg}{m^3} \pm 0.14\%$$

que es muy cercano (diferencia del 1.1%) al valor teórico que teníamos, de 1.204 kg/m³.

Tabla 3 Gráficas obtenidas de los perfiles de velocidad.

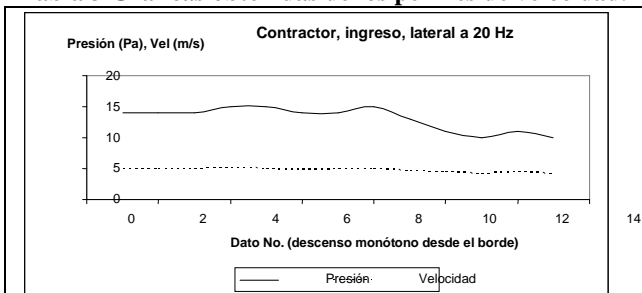


Fig. 4 Obsérvese que en el ingreso al túnel hay un comportamiento extraño, al comparar una curva tomada lateralmente con una curva tomada verticalmente (Fig. 5).

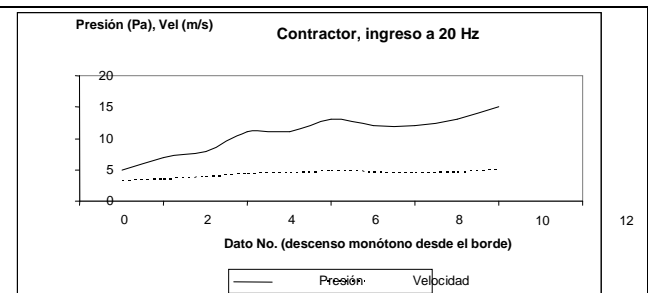


Fig. 5 Sugiere, al comparar con la Fig. 4, que en esta zona la velocidad es menor en el centro pegado a las tablas, que en las esquinas, y que sin embargo, hacia el centro del área transversal la velocidad es tan alta como la que se tiene en las esquinas.

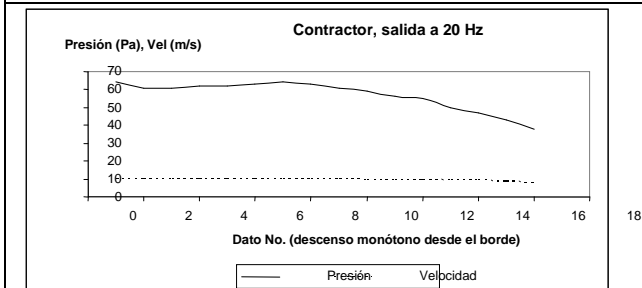


Fig. 6 Esta gráfica es casi saliendo del contractor. Obsérvese que al acercarse al centro, la velocidad debería aumentar pero lo que hace es descender.

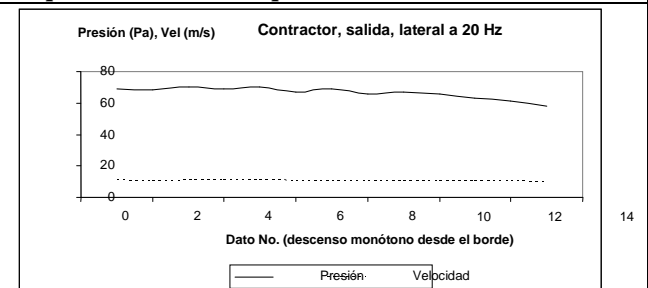


Fig. 7 Esta gráfica lateral es más coherente con la Fig. 6, pues ambas son decrecientes. Esto sugiere que hacia el centro del túnel, a medida que se acerca a la zona de prueba, la velocidad descende. Es probable que haya un contraflujo de aire regresando por el choque con la entrada a la zona de prueba.

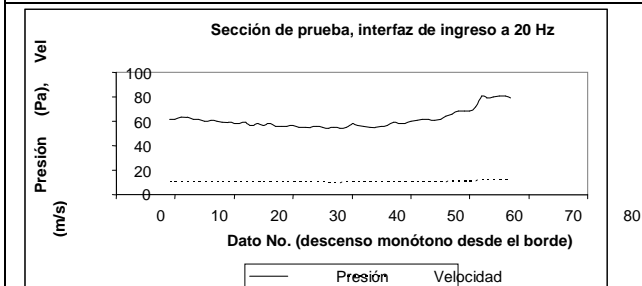


Fig. 8 Compárese esta gráfica con la Fig. 9: están a diferentes velocidades, en la sección de prueba.,

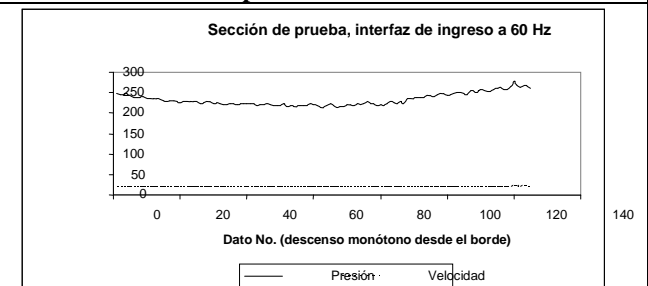


Fig. 9 Aún a diferentes velocidades se obtiene una curva con una concavidad opuesta al perfil esperado.

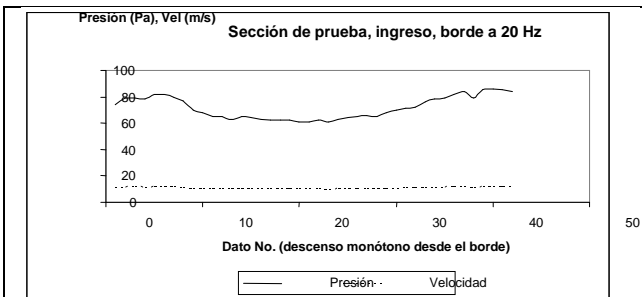


Fig. 10 Al acercarse al centro de la pared a baja velocidad, la viscosidad parece ser más importante.

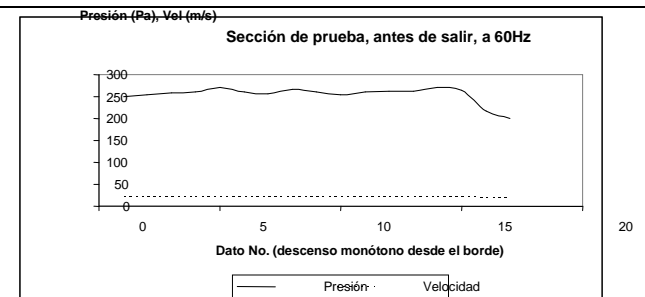


Fig. 11 A medida que la velocidad aumenta, la viscosidad se hace menos importante y las variaciones de velocidad a lo largo de la pared verticalmente, disminuyen.

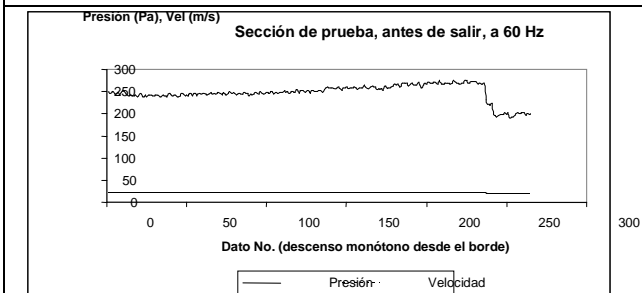


Fig. 12 Hay un descenso lateral que está por explicarse parece como si en el borde hubiera una corriente en sentido opuesto.

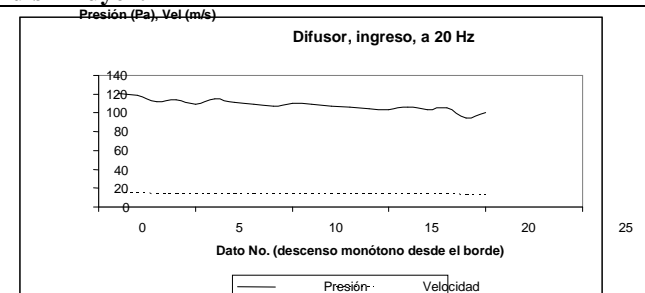


Fig. 13 El perfil general del ingreso al difusor a 20 Hz parece decreciente, mientras que a 60 Hz es creciente.

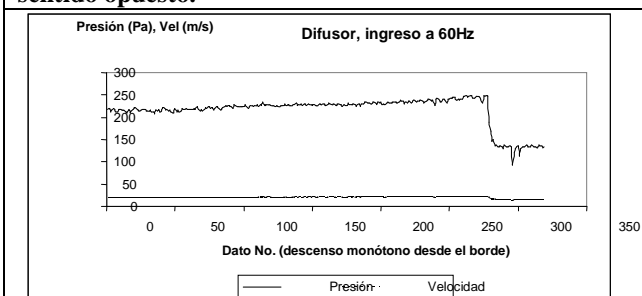


Fig. 14 Desprendimiento de capa límite al entrar al difusor.

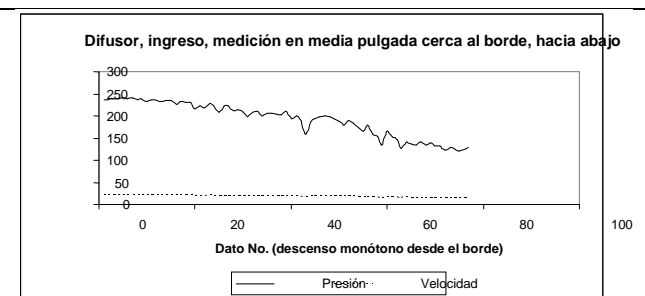


Fig. 15 Desprendimiento en más detalle.

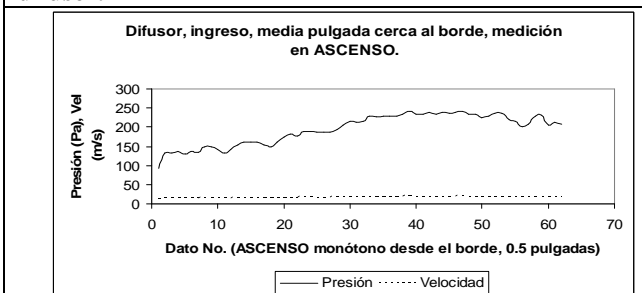


Fig. 16 Intentando hallar los límites del desprendimiento, midiendo en sentido opuesto.

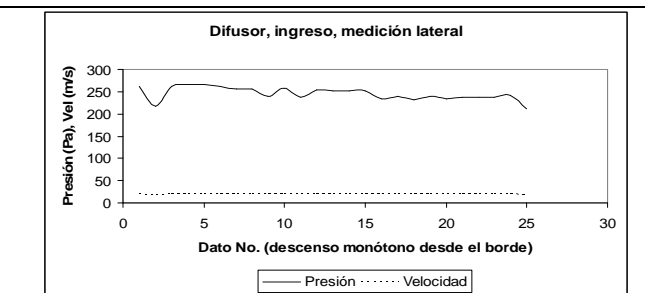


Fig. 17 Lateralmente sobre el borde, parece casi uniforme.

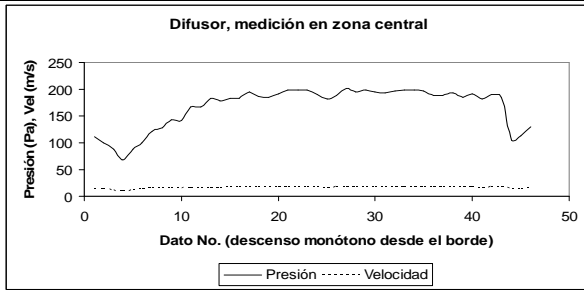


Fig. 18 En la zona central del difusor parece que el flujo es de forma parabólica, en el sentido que se esperaría.

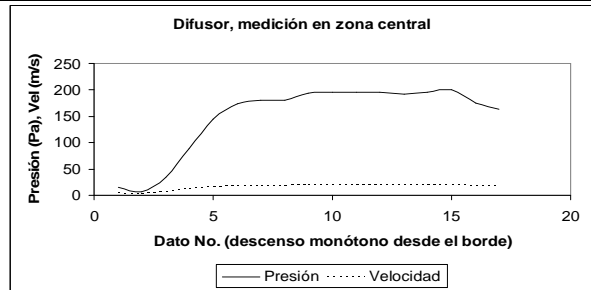


Fig. 19 De nuevo, una fisonomía parabólica finalmente, en el centro del difusor, a 60Hz

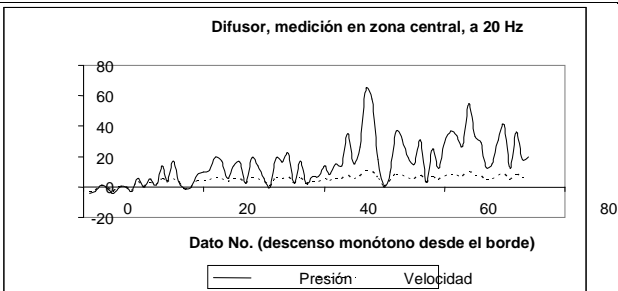


Fig. 20 Al reducir la frecuencia de la corriente y por lo tanto la potencia del motor, ese perfil parece reducir su calidad.

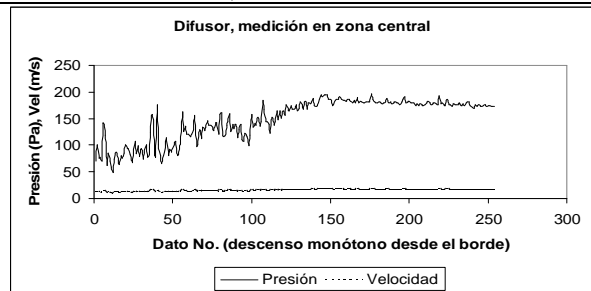


Fig. 21 Se repite la medición en un mayor número de datos, a 60Hz. Esta vez de nuevo se obtuvieron picos como a 20 Hz, pero un carácter marcadamente creciente.

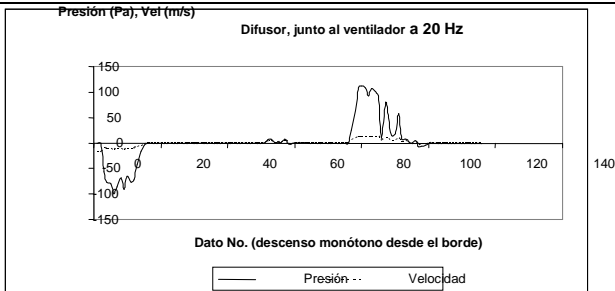


Fig. 22 Las mediciones no son confiables en el extremo del difusor junto al ventilador.

Obsérvense algunas cosas de las figuras anteriores: la Fig. 14 y la Fig. 15 y muestran un desprendimiento de capa límite, pues en una distancia de sólo una pulgada la velocidad y la presión dinámica caen notablemente. En la Fig. 22 se ve el carácter aleatorio de medir junto al ventilador, al punto de que el promedio de la velocidad obtenida allí era cercano a cero (!).

Se repitieron medidas a 20 Hz y a 60Hz para verificar que el comportamiento fuera cualitativamente similar y, cuando era distinto, se intentaba repetir el experimento.

Tabla 4 Parámetros de construcción del túnel

| Nombre del parámetro | Valor |
|---|--------------------------------------|
| Diámetro tubos honeycomb | Interno: 2.32 cm Externo: 2.67 cm |
| Largo tubos honeycomb | Largo: 14 cm |
| Temperatura del ambiente a la cual se realizaron las mediciones | 23° C |

| | |
|---|------------------------------|
| Densidad del aire ⁸ a 20° C | 1.204 kg/m ³ |
| Viscosidad dinámica del aire ⁹ a 20° C | 1.81 * 10 ⁻⁵ Pa.s |
| Ancho alambre de la malla | 0.08 cm |
| Lado interno de la malla | 0.75 cm |
| Lado externo de un cuadrado de la malla | 0.92 cm |
| Relación entre el diámetro de los tubos y el largo de los tubos en el Honeycomb | 6:1 |
| Distancia entre tubos y primera malla: | 8 cm |
| Largo total del túnel | 244 cm |

Tabla 5 Valores medidos o calculados según los parámetros

| | Teórico | Experimental |
|---------------------|------------------------|---|
| Densidad del aire | 1.19 kg/m ³ | 1.204 kg/m ³ |
| K contractor | 0.03 | ----- |
| K difusor | <0.56 | |
| K de área de prueba | Falta el f de darcy | ----- |
| K honeycomb | Falta el f de darcy | Gran variación de medida antes de ingresar al honeycomb: un estimado es que se obtuvo una velocidad de entrada de 1.7 m/s con un error del 66%. La logística de medición en ese punto necesita diseñarse mejor. |
| K malla | 0.3 | No cabe el Pitot en el sitio de medición |

⁸ Tomando una temperatura promedio en Bogotá de 14.5, la densidad del aire la he interpolado entre la densidad a 10° C y la densidad a 20° C, valores suministrados en [8], p. 545, tabla E.1.

⁹ La viscosidad también está interpolada de entre los valores a temperatura de 10° C y a 20° C de [8], p. 545, tabla E.1.

6 Análisis. Caracterización del túnel

Es posible, además, contar con un indicador adicional para, cualitativamente, saber si el flujo es turbulento, y es el detector de humo. Al hacer correr humo por el túnel, se tenía un chorro bastante homogéneo, no se evidenciaron turbulencias.

El ventilador presentaba precesión del aspa a bajas velocidades, de manera que las tablas que conformaban las secciones del difusor y las láminas de acrílico de las paredes de la sección de prueba, presentaban también una vibración que golpeaba afectaba el aire interior.

La vibración de las paredes es en sentido perpendicular al flujo del aire, así que es difícil pensar que ello contribuya a explicar por qué el perfil de velocidades era inverso al esperado, ello es, que en lugar de obtener que la velocidad fuera mayor en el centro de la sección de prueba, se hubiera obtenido que era mayor.

El siguiente análisis es consciente de que todavía se aplican varias suposiciones asumiendo valores teóricos de variables físicas, pero nos permite acercarnos a describir con mayor precisión cualitativa el comportamiento del túnel.

Estuvimos intentando tener un valor experimental del caudal del ventilador con base en la velocidad de salida luego de atravesar las aspas, pero esta medida es altamente fluctuante. Así que propongo aquí otro indicador diferente de tomar directamente la eficiencia del ventilador, y es tener un factor de corrección para la velocidad esperada según los valores nominales.

Para ello se revisa la relación entre la velocidad promedio *medida* dentro de la sección de prueba, con respecto a la velocidad promedio *ideal máxima*, donde esa velocidad ideal se calculó usando valores nominales del ventilador. Recordemos que la velocidad promedio ideal en la sección de prueba era de $V_2=32.56$ m/s. Como puede verse en el Anexo I, en la zona de prueba hemos medido una velocidad promedio de 19.71 m/s con una desviación estándar de 0.6 m/s.

$$\eta_{\text{velocidad}} = \frac{\text{velocidad promedio medida}}{\text{velocidad ideal}} \quad \text{Ec. 12}$$

$$\eta_{\text{velocidad}} = \frac{19.71 \text{ m/s}}{32.56 \text{ m/s}} = 61\%$$

Durante el diseño de un túnel de viento se siente la necesidad de tener un indicio sobre qué factor usar para que, multiplicado por la velocidad *ideal*, nos permita tener un valor más confiable aproximado de velocidad a esperar ahora teniendo en cuenta las caídas. De acuerdo a lo dicho arriba, ese factor es de 0.61.

Número de Reynolds

Recordemos la definición del número de Reynolds Re de la Ec. 11. El valor de la viscosidad cinemática es un valor teórico que hemos sacado de una tabla de características del aire a temperatura de 20° C. Pero el diámetro y la velocidad promedio v_{avg} sí son valores recogidos experimentalmente. Sabemos que el diámetro interno de los tubos del honeycomb es de 2.32 cm, y la velocidad promedio que hemos medido en la entrada del contructor para una frecuencia de 20 Hz en la corriente de alimentación, es de 4.7 m/s. De esta manera, para esa baja velocidad del motor tenemos un Reynolds de

$$Re = \frac{\rho D v_{\text{avg}}}{\mu} \quad \text{Ec. 13}$$

que arroja un número de Reynolds de 7300, todavía alto. Este número puede intentar reducirse bajando aún más la frecuencia del motor, de forma que la velocidad de aire dentro del túnel sea mucho más baja. ¿Es posible que, a pesar de tener este número de Reynolds tan alto, a pesar de ello, se tenga un flujo laminar? ¿Es absurda esta pregunta? El número de Reynolds es en realidad un indicador de estabilidad [12], y sus cotas o intervalos característicos son transiciones entre niveles de estabilidad, que se encontraron empíricamente. Por otra parte existen experimentos con régimen laminar a pesar de tener números de Reynolds aún en el orden de 100.000 [11]. Más aún, el intervalo de valores críticos del número de Reynolds en su experimento original fueron encontrados para agua

o para líquidos, y es en líquidos en donde son verificados en muchos experimentos¹⁰. Sin embargo, al ver los valores que mencionan en [11], ¿no será posible que para aire se tengan otros márgenes? Pues bien, en [1] (p. 496), mencionan que un valor crítico de Reynolds para flujos menores que 500.000, y en [9] se refieren a “números de Reynolds bajos” a valores por debajo de 200.000. Así que al retomar la pregunta de si, para nuestro número de Reynolds, no podríamos tener un flujo laminar, la respuesta parece ahora ser otra.

Factor de Darcy:

Debe observarse que el número de Reynolds Re , y por lo tanto el factor de Darcy f , se calcularon en teoría utilizando el valor de velocidad arrojado por la ecuación de continuidad, y utilizando el caudal nominal del motor. La ecuación de continuidad, por un lado, arroja una velocidad promedio sin tener en cuenta las pérdidas de presión a lo largo del circuito. Por otro lado, el caudal nominal del ventilador, estando éste inmerso dentro del túnel de viento, puede necesitar un factor de eficiencia para el ventilador.

7 Conclusiones

En la comunidad científica es una costumbre y un paradigma, el que se procure evitar publicar resultados negativos. Sin embargo, en temas en donde no existe la suficiente literatura, algunos piden *a gritos* que se publiquen también esos resultados [7], con el fin de saber qué esperar de montajes similares, verificar si otros montajes experimentales han obtenido los mismos errores respecto del modelo, y qué sugerencias existen para mejorar lo que se tiene. En las diferentes fuentes para túneles pequeños [2], [4], [5], [10], [14], se nota la ausencia de resultados experimentales,

¹⁰ Me refiero a los márgenes e intervalos que comúnmente se encuentran en los textos de fluidos, es decir, que si está por debajo de 2300 entonces el flujo es más probablemente laminar, que si está entre 2300 y 4000 está en un régimen de transición, y que por encima de este margen crítico, el régimen es más probablemente turbulento.

excepto en el túnel más grande en [15]. Por ello se consignan aquí para la comunidad científica.

Por otra parte, pienso que un diagnóstico experimental, puede hacerse de una forma un tanto metódica, para lo cual he encontrado que el orden de los cuestionamientos experimentales puede ser algo como lo siguiente:

1. Listar las suposiciones del montaje
2. Cuestionar la precisión de la toma de datos: ¿la sonda estaba correctamente ajustada, o por sostenerla manualmente hubo alguna agitación y se afectaron los datos? ¿Cuál era el tiempo de respuesta del aparato? ¿Tal vez algunas de las lecturas correspondían a una fase en la que aún se estaba agitando el aire debido al movimiento del aparato? ¿Y si se tomaran datos con mayores intervalos entre las tomas, y una mayor cantidad de datos?
3. Cuestionar la construcción del montaje: cuáles suposiciones se ven afectadas por limitaciones del montaje. “No hay total libertad de perturbaciones, porque hay rebabas en la entrada de los tubos del honeycomb”; “efectivamente hay una gran variación de velocidad en la pared de suelo en el ingreso al difusor, lo que sugiere un desprendimiento de capa límite, aún a pesar de estar dentro de los 10° permitidos”. Dentro de los cambios al montaje, se priorizan inicialmente los más sencillos, económicos y rápidos de hacer. Cuando estos se muestran insuficientes, entonces se pasa a pensar en cambios radicales, reemplazo de piezas para el montaje, nuevos equipos, etc.
4. Cuestionar las mediciones experimentales: cuáles suposiciones se ven afectadas por limitaciones de los instrumentos¹¹. ¿Se tuvieron en cuenta las caídas de presión dentro del tubo Pitot y luego debidas a las mangueras que van desde la sonda de tubo Pitot hasta el computador de mano?

¹¹ Pienso que en cualquier trabajo de experimentación, un físico tiene que conocer el funcionamiento del aparato, y sus posibles puntos de fallo. No basta con *saber utilizar* un instrumento de medición: además, debe saberse en qué principios y suposiciones está basado.

5. Cuestionar las suposiciones: ¿las suposiciones listadas son correctas, o son sostenibles?¹²

8 Sigüientes pasos

Los diagnósticos en el orden de las conclusiones sugieren los pasos más inmediatos, tales como mejorar el método de desplazamiento del Pitot para precisar las curvas obtenidas al variar la altura; revisar la posibilidad de estabilizar el ventilador, porque, como se ha dicho antes, las aspas y el motor están generando alguna forma de vibración del aire dentro del túnel; realizar una limpieza al honeycomb, pues parece que los tubos del honeycomb aún tenían una rebaba del sellante que se usó, lo cual perturbaba nuevamente el aire al salir de los tubos; agregar una nueva malla con menor área interna; realizar nuevas mediciones con otro Pitot, simultáneamente, pero ello requiere primero mejorar el sistema de variación de altura de ambos Pitots, para que sus alturas estén controladas al realizar las mediciones.

En el artículo de teoría hemos mencionado que una situación en que el fluido no pudiera tomarse como compresible, sería si su velocidad no fuera subsónica; sin embargo, existen otras razones por las cuales la densidad podría variar en el túnel, por ejemplo un gradiente de temperatura que generara por lo tanto variaciones en la densidad, que siempre hemos considerado constante. No hemos realizado mediciones de temperatura dentro del túnel.

Esto, por ahora, con lo que ya tenemos, mientras se abre la posibilidad de realizar otras mejoras al montaje.

9 Bibliografía

- [1]. ANDERSON, *Fundamentals of Aerodynamics*, Mc Graw Hill Book Company, USA (1984).
- [2]. Centenary College of Louisiana, *Wind Tunnel*, como parte de las experiencias pedagógicas del profesor Troy C. Messina, publicado en la página del profesor, en <http://www.centenary.edu/physics/tmessina/>. Acceso en mayo de 2011.

¹² Para estos cuestionamientos, en ese orden, diferentes personas aportaron con sus observaciones.

- [3]. EXTECH INSTRUMENTS-A FLIR COMPANY, *User Guide – Heavy Duty Pitot Tube Anemometer and Differential Pressure Manometer – Model HD350*, Copyright de 2010.
- [4]. FERRER, Rodrigo, *Construcción de un túnel de viento subsónico*, Departamento de Física de la Universidad de Chile, 2005. Disponible en la url <http://macul.ciencias.uchile.cl/~rferrer/aerotot/index.html> Acceso en mayo de 2011.
- [5]. HODANBOSI, Carol, BUXTON, Todd, FLEET, Todd, et. al., *The Wandering Wind Tunnel*, proyecto en conjunto de la NASA Lewis Research Center con el Barberton High School en el verano de 1994. (1995)
- [6]. KURZ, Jerry, *Effect of Internal Flow Circulation on Self-Averaging Pitot Tube Arrays*, Kurz Instruments Inc, 1996.
- [7]. MEHTA, R, & BRADSHAW, P., *Wind Tunnel Design*, guía publicada por el profesor Peter Bradshaw en el sitio web de la Universidad de Stanford, en la URL <http://www-htgl.stanford.edu/bradshaw/tunnel/index.html> (versión de 2002-2003. Acceso en mayo de 2011).
- [8]. MOTT, Robert L., *Mecánica de Fluidos Aplicada*, PEARSON-Prentice Hall, 4ª Edición, México, 1996.
- [9]. MUELLER, Thomas J., *Aerodynamic Measurements at Low Reynolds Numbers for Fixed Wind Micro-Air Vehicles*, Hessert Center for Aerospace Research, University of Notre Dame, USA, 1999.
- [10]. NASRDA, *Design and Development of a Subsonic Wind Tunnel*. Disponible en el sitio web de National Space Research & Development Agency NASRDA, como parte del Ministerio Federal de Ciencia y Tecnología de Nigeria, disponible en el sitio web de <http://www.nasrda.net> (acceso en mayo de 2011).
- [11]. POPE, A. y RAE, W, *Low-Speed Wind Tunnel Testing*, John Wiley & Sons, USA (1984).
- [12]. REYNOLDS, Osborne, *An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinuous and of the law of resistance in parallel channel*, Philosophical Transactions of the Royal Society, 174, P. 935-982. Recibido y publicado en 1883.
- [13]. SIEMENS, Ventiladores Industriales. Catálogo de Siemens, publicado en el sitio web de Siemens, www.siemens.com.co (Acceso en abril/2011)
- [14]. STIROLAB Material Testing Technology, *WT.3000 Subsonic Wind Tunnel*, catálogo de la empresa Stirolab de Sezana, Eslovenia, con dimensiones del túnel de viento. Disponible en la URL <http://www.stirolab.com/en/subsonic-wind-tunnel.html> (Acceso en mayo de 2011)
- [15]. TATMAN, Nathan, *Wind Tunnel Design and Operation*, investigación apoyada por el Dr. Rhett Herman. Descargado del sitio web de Radford University, Virginia, USA (publicado entre 2006 y 2008. Acceso en mayo de 2011).
- [16]. VARGAS, Andrés Alejandro, *Ingeniería del túnel de viento*, tesis de maestría de la Universidad de Los Andes, 2007.

Apéndice: Comparativo de valores con algunos túneles de viento similares para tomar decisiones en torno a los valores y parámetros de nuestro túnel

Tabla 6 Comparativo de cinco túneles

| | Túnel construido en Chile [4] | Túnel en Eslovenia [14] | Túnel en Nigeria [10] | Estados Unidos [5] | Nuestro túnel |
|---|--|-------------------------------|-----------------------|---|--------------------------------------|
| Forma de la sección transversal del difusor | Cuadrada | Cónica | Cuadrada | Cuadrada | Cuadrada |
| Forma de la sección transversal del contractor | Cuadrada | Cónica | Cuadrada | Cuadrada, pero no es un plano, sino con una curva | Cuadrada |
| Salida del difusor en cm | ---- | ---- | 63x63 | 55 | 60 x 60 |
| Relación entre el área del difusor y el área de la sección de prueba | 4:1 | ---- | Casi 4:1 | 3.36:1 | 4:1 |
| Relación entre el área del contractor y el área de la sección de prueba | ---- | 10:1 | 5:1 | 12:1 | 5:1 |
| Dimensiones sección de prueba en cm | 40 x 40 | 30 x 30 | 30 x 30 | 30 x 30 | 30 x 30 |
| Largo de la sección de prueba en cm | 120 | 45 | 45 | 60 | 45 |
| Largo de los tubos del honeycomb en cm | 30 | ---- | ----- | 2.54 cm, y el diámetro es de 0.3 cm | 14 |
| Descripción motor | Trifásico, 10 hp, llega hasta 3200 rpm | 2.2 kW (3 hp), 380 Volt, 50Hz | 1.3 hp | 1 hp | Trifásico 1 hp, llega hasta 1800 rpm |
| Largo del túnel | 3.408 m | 3.100 m | 1.76 m | | 2.44m |