



Ventiladores para secadores de café

Diagnóstico, diseño y construcción económica de ventiladores centrífugos

Jhony Mauricio Gutiérrez Flórez - Juan Rodrigo Sanz Uribe
Carlos Eugenio Oliveros Tascón - Carlos Alberto Orozco Hincapié



FoNC
Fondo Nacional del Café



Ventiladores para secadores de café

**Diagnóstico, diseño y construcción económica
de ventiladores centrífugos**

Jhony Mauricio Gutiérrez Flórez*

Juan Rodrigo Sanz Uribe**

Carlos Eugenio Oliveros Tascón**

Carlos Alberto Orozco Hincapié***

* Investigador asociado a la Disciplina de Ingeniería Agrícola desde febrero 2007 hasta julio de 2009.

** Investigador Principal e Investigador Científico II, Investigador Asociado, respectivamente, Ingeniería Agrícola. Centro Nacional de Investigaciones de Café, Cenicafé. Manizales, Caldas, Colombia.

*** Profesor Titular, Facultad Ingeniería Mecánica, Universidad Tecnológica de Pereira



**Federación Nacional de
Cafeteros de Colombia**

Ministro de Hacienda y Crédito Público

Juan Carlos Echeverry Garzón

Ministro de Agricultura y Desarrollo Rural

Juan Camilo Restrepo Salazar

Ministro de Comercio, Industria y Turismo

Sergio Díaz Granados

Director del Departamento Nacional de Planeación

Mauricio Santa María

COMITÉ NACIONAL

Período 1° enero/2011- diciembre 31/2014

Álvaro Peláez Gómez

Mario Gómez Estrada

Carlos Alberto Gómez Buendía

Carlos Roberto Ramírez Montoya

Luis Javier Trujillo Buitrago

Darío James Maya Hoyos

Jorge Julián Santos Orduña

Fernando Castro Polanía

Fernando Castrillón Muñoz

Javier Bohórquez Bohórquez

Crispín Villazón de Armas

Iván Pallares Gutiérrez

Jorge Cala Roballo

Carlos Alberto Eraso López

Alfredo Yáñez Carvajal

Gerente General

LUIS GENARO MUÑOZ ORTEGA

Gerente Administrativo

LUIS FELIPE ACERO LÓPEZ

Gerente Financiero

JULIÁN MEDINA MORA

Gerente Comercial

ANDRÉS VALENCIA PINZÓN

Gerente Comunicaciones y Mercadeo

LUIS FERNANDO SAMPER GARTNER

Gerente Técnico

RICARDO VILLAVECES PARDO

Director Programa de Investigación Científica

FERNANDO GAST HARDERS

Los trabajos suscritos por el personal técnico del Centro Nacional de Investigaciones de Café son parte de las investigaciones realizadas por la Federación Nacional de Cafeteros de Colombia. Sin embargo, tanto en este caso como en el de personas no pertenecientes a este Centro, las ideas emitidas por los autores son de su exclusiva responsabilidad y no expresan necesariamente las opiniones de la Entidad.

6E 6Ea 6Eaf - G87
GUTIÉRREZ F., J.M.; SANZ U., J.R.; OLIVEROST., C.E., OROZCO H.,
C.A. Ventiladores para secadores de café: Diagnóstico, diseño y
construcción económica de ventiladores centrífugos. Chinchiná:
FNC: CENICAFÉ, 2012. 56 p.

1. Procesamiento 2. Beneficio 3. Secado

UNA PUBLICACIÓN DE CENICAFÉ

Editor:

Sandra Milena Marín López, I.A.

Diseño y Diagramación:

Oscar Jaime Loaiza Echeverri

Fotografía:

Gonzalo Hoyos

Jhony Mauricio Gutiérrez Flórez

Imprenta:

Espacio Gráfico Comunicaciones S.A.

ISBN: 978-958-8490-11-3

Editado en febrero de 2012

500 ejemplares

©FNC- Cenicafé 2012

Este libro está dedicado a las familias cafeteras colombianas que con su dedicación, esfuerzo y visión han hecho posible la existencia de una institución como Cenicafé, que es ejemplo para el país y vital para la industria cafetera.



Contenido

Prólogo	9
1. Introducción	12
Importancia del secado	13
El secado mecánico del café en Colombia	14
El ventilador	16
Generadores de aire caliente	17
2. Selección de ventiladores para el secado de café	20
Comportamiento del sistema de secado	20
Determinación del caudal y la presión en un sistema de secado de café	22
3. Diagnóstico y solución de problemas	26
Montaje	27
Formato	28
Procedimiento	29
Resultados, análisis y posibles soluciones	29
Aumento de velocidad de giro en los ventiladores	30
4. Programa para el diseño de los ventiladores	34
5. Procedimiento para la construcción de los ventiladores	35
Construcción de la carcasa	36
Construcción del rotor	36
Otras partes	37
6. Desempeño de los ventiladores construidos	38
7. Balanceo de los rotores	40
8. Anexos	42
Anexo 1	42
Anexo 2	47
9. Literatura citada	54

Prólogo

Pocas veces en nuestra sociedad se encuentran ejemplos más representativos de la investigación científica puesta al servicio de un sector productivo como esta publicación. Pero no solamente es destacable ese hecho sino además la participación de investigadores, del sector académico y del sector industrial para aportar su esfuerzo en busca de soluciones a problemas prácticos.

La industria cafetera colombiana tiene muchas particularidades que la hacen única y ejemplar. Desde sus albores, la calidad ha sido su principal objetivo y gracias a ello ha logrado mantener a través de los años una demanda creciente por parte del mercado mundial.

Es bien sabido, que la calidad del café colombiano en primer lugar se le debe atribuir a la especie cultivada. La especie *Coffea arabica* L. está genéticamente dotada de las características de calidad que permite que sus atributos de sabor, cuerpo, aroma y acidez en forma balanceada sean reconocidos por los consumidores como la de mejor calidad organoléptica. Sin embargo, esos atributos genéticos de la especie pueden perfectamente ser alterados por las condiciones ambientales y por la actividad humana. Desde el punto de vista de suelos y clima, Colombia posee en sus distintas regiones productoras las mejores ofertas para que el café arábigo exprese su potencial genético. Entonces son las prácticas de cosecha y postcosecha las que pueden en últimas hacer la diferencia y producir una serie de defectos que alteran la calidad de la bebida.

La cosecha en Colombia se hace manualmente por personal con gran experiencia y tradición que hace los mejores esfuerzos por seleccionar exclusivamente los frutos maduros que son garantía inicial de la calidad. A partir de la cosecha, se inicia el proceso del beneficio húmedo del grano, el cual debe concluir en las fincas con la producción del café pergamino seco, que es la forma de comercialización en la mayoría de las regiones productoras.

La Federación Nacional de Cafeteros de Colombia, por intermedio de su Centro de Investigaciones, Cenicafé, ha desarrollado los conocimientos prácticos, basados en la investigación científica para que el proceso de beneficio húmedo se haga de tal manera que no afecte la calidad del grano y además ha contribuido significativamente a solucionar los problemas relacionados con el consumo de agua, uso de energía y manejo de los subproductos, con importantes economías en el uso de los recursos naturales e incremento en la eficiencia de todo el proceso.

No obstante que las contribuciones de Cenicafé en el secado utilizando energía solar son reconocidas y han sido adoptadas por un gran número de caficultores, también el secado mecánico ha sido objeto de los avances tecnológicos desarrollados por los investigadores del Centro.

Ese es el tema de este libro, que nos presenta las contribuciones científicas de un grupo de ingenieros, estudiantes universitarios y profesores que a través de los últimos 25 años han producido resultados que permitieron la adopción del secado mecánico que fue fundamental cuando el país pasó de producir ocho millones de sacos por año a volúmenes de hasta 18 millones anuales, sin que se produjeran cuellos de botella por falta de capacidad de secado, dada la duración del proceso cuando se realiza al sol.

El secado del café, es un proceso aprendido en forma tradicional por los pioneros de la industria y que se basó casi exclusivamente en el uso de la energía solar o las guardiolas importadas por los mayores productores y que cumplieron su objetivo hasta cuando se introdujo el denominado “silo secador Cenicafé” en los años 70 cuando las tecnologías de producción desarrolladas por Cenicafé con la introducción de la variedad Caturra y los sistemas intensivos de producción llevaron a multiplicar la productividad nacional en más del 40% en tan solo diez años.

Esta tecnología fue posible que se adoptara en muchas fincas, gracias a los programas de electrificación rural, fomentados por la Federación y con la decisión de los distintos Comités Departamentales de Cafeteros que hicieron con ello una verdadera revolución en el campo colombiano.

No obstante, los investigadores de Cenicafé como podemos ver en este libro, de la mano con el Servicio de Extensión, identificaron algunos de los problemas que los caficultores adoptantes del sistema de secado mecánico enfrentaban. Uno de ellos, la desuniformidad del secado en capa estática fue afrontado con soluciones sencillas como la adopción del presecado y el aumento de las compuertas para facilitar la circulación de las corrientes de aire a través de la masa de café. El secado del café como lo registran los investigadores es un proceso diferente al que afronta el secado de otros granos como los cereales. Los silos de secado se cargan con café pergamino con más del 50% de humedad y deben llevarse a un rango alrededor del 12% de humedad. Para ello no se debe elevar la temperatura de secado a más de 50 grados celsius con el fin de no producir daños físicos en el grano que alteran la calidad. Los caficultores recurren generalmente a talleres artesanales para la construcción del sistema de secado mecánico. Dichos talleres no siempre tienen los equipos o el conocimiento para diseñar correctamente una pieza fundamental en el sistema: el ventilador. Por esa razón los investigadores de Cenicafé se dieron a la tarea de investigar acerca de los conceptos físicos fundamentales para el diseño de los silos, incluyendo los factores básicos como el volumen y velocidad de la corriente de aire, la uniformidad de su producción y el grosor ideal de la capa de café para aumentar la eficiencia del proceso.

El resultado publicado en el presente libro consiste en una metodología de fácil adopción que permite evaluar los ventiladores en las fincas para solucionar los problemas debidos al deficiente funcionamiento. Además, desarrollaron un programa que con los datos de la presión y el caudal de aire requerido se pueden obtener los planos para diseñar los ventiladores. También los autores entregan en forma descriptiva

y gráfica la forma práctica y económica para construir correctamente los ventiladores y para balancearlos utilizando máquinas existentes en la mayoría de las poblaciones como lo son los equipos para el balanceo de llantas de carros, con gran eficiencia y muy bajo costo.

Es por lo tanto esta publicación una verdadera contribución desde la Ingeniería, al servicio de los caficultores colombianos para que su labor de secado del café se pueda hacer correctamente, sin afectar la calidad y de forma muy económica.

Este sencillo libro, estoy seguro, se convertirá en un libro de texto en nuestras universidades y es a su vez una demostración palpable de la ciencia puesta al servicio de la solución de problemas prácticos de un importante sector productivo de nuestro País.

Es además un ejemplo de la integración entre la Universidad y los Centros de Investigación que trae beneficios innegables para la formación de los futuros profesionales.

Gabriel Cadena Gómez



1 Introducción

En la etapa de secado se reduce el contenido de humedad del café pergamino lavado desde aproximadamente 53% hasta el rango del 10% al 12%, con el fin de obtener un producto que pueda almacenarse en las condiciones naturales de las bodegas, conservando su calidad física, sensorial e inocuidad. En Colombia, el secado del café es realizado por medios naturales (energía solar) y por medios mecánicos.

En los secadores solares desarrollados en Cenicafé (Ramírez *et al.*, 2003; Oliveros *et al.*, 2008) se aprovecha la radiación directa, difusa y la energía del aire, permitiendo el secado entre 4 y 7 días, con capas de café de 2 cm de altura, en Chinchiná (Caldas). Sin embargo, en regiones con condiciones climáticas menos favorables para el secado solar el proceso puede prolongarse, disminuyendo la capacidad de secado y, en ocasiones, afectando la calidad e inocuidad del café.

En el secado mecánico en equipos de capa estática se incrementa la temperatura del aire ambiente hasta 50°C, disminuyendo su humedad relativa a valores inferiores del 20%, con los cuales se obtienen condiciones que permiten secar café en tiempo de alrededor a 20 h, cuando se emplea el caudal específico recomendado por Cenicafé (Parra *et al.*, 2008). Debido a que la cosecha de café en Colombia coincide con la temporada de lluvias, las cuales han presentado gran impacto en los últimos años, el secado mecánico en equipos con capacidad estática desde 50 kg de café pergamino seco (c.p.s.), fabricados por la industria nacional, se ha incrementado notoriamente, al punto que se estima que el 70% del café que se produce en el país se seca en equipos mecánicos (Federacafé, 2009).

El secado mecánico es una respuesta tecnológica para tener control del proceso, independientemente de las condiciones ambientales, disminuir el tiempo de secado y aumentar la capacidad. El sistema más utilizado en Colombia consta básicamente de un cuarto con 2 a 3 cámaras, donde se deposita el producto a secar, un equipo para el calentamiento del aire, llamado intercambiador de calor o generador de aire caliente, y un ventilador para hacer pasar el aire a través del intercambiador de calor y, una vez caliente, a través del café pergamino.

Personal técnico del Servicio de Extensión de la Federación Nacional de Cafeteros, de Almacafé, investigadores de Cenicafe y personal vinculado a Cooperativas de Caficultores, reportan defectos recurrentes de calidad del grano relacionados con malas prácticas de secado de café, los cuales obedecen principalmente a secadores con insuficiencias de aire, inadecuado control de la temperatura del aire de secado o mal manejados. Los defectos más comunes son café pergamino fuera del rango de humedad entre el 10% y el 12% bh (base húmeda), sobresecado por debajo del 10% y flojo por encima de 12%, desuniformidad en el secado, el defecto cardenillo debido principalmente a secados demasiado prolongados y el defecto cristalizado ocasionado por las altas temperaturas en el aire de secado.

La insuficiencia de aire de secado, caudal y presión estática, es generalmente la principal falla observada en los secadores, atribuible al empleo de ventiladores inadecuados, por fallas en su diseño, en su selección o en su operación. Por su alto costo, generalmente los ventiladores son fabricados en talleres con recursos modestos, sin utilizar metodologías que permitan obtener el equipo más adecuado para una determinada aplicación (Gutiérrez, 2008).

Este libro tiene como finalidad informar sobre técnicas para diagnosticar el funcionamiento de los secadores ya existentes, proponer posibles soluciones a los problemas de secado y entregar metodologías para que los ventiladores sean seleccionados, diseñados y construidos con herramientas disponibles en las zonas cafeteras, cumpliendo las especificaciones técnicas para el secado eficiente del café, con estándares de calidad aceptables.

Importancia del secado

El café pergamino se almacena en la finca, generalmente desde pocos días hasta varias semanas, luego se almacena en los sitios de compra, en bodegas o en silos, durante varias semanas, hasta que es trillado, empacado en contenedores, enviado al puerto para su exportación y transportado en buques hasta los países compradores. En cada una de las etapas de la cadena del café, se requiere que el producto conserve su calidad física, sensorial e inocuidad. El secado, con empleo de buenas prácticas, es clave para lograr lo anterior.

Al igual que sucede con otros granos, la manera más práctica para conservar el café pergamino es reducir su contenido de humedad hasta niveles que disminuyan

la actividad del agua y metabólica, lo cual sucede en el rango del 10% al 12% bh. Una vez seco, el grano interactúa con la humedad del ambiente donde se almacena, y dependiendo de las condiciones de presión de vapor del aire que lo rodea en la bodega o silo, puede conservar su contenido de humedad en el rango anterior, durante un tiempo determinado (Roa *et al.*, 1999). Sin embargo, si la presión de vapor del aire es mayor que la del agua en el grano, éste puede rehumedecerse y comprometer su calidad e inocuidad.

Dado que el café pergamino recién lavado posee un contenido de humedad alto, del orden de 53% bh, se requieren cantidades considerables de energía eléctrica y térmica para reducirla al rango del 10% al 12%, que representa una merma de 47,2% de su peso. Lo anterior, sumado al hecho que en secadores de capa estática obliga a utilizar temperatura de aire de secado de solamente 50°C, hace que el proceso de secado de café sea más prolongado, de mayor requerimiento energético (> 7.000 kJ/kg de agua evaporada), y más exigente en control y supervisión que el secado de otros granos.

El secado mecánico del café en Colombia

El aumento de las productividades en las fincas cafeteras por la adopción de tecnologías agronómicas desarrolladas en Cenicafé, trajo como consecuencia la necesidad de utilizar el secado mecánico. Al principio, se utilizaron secadores de cilindro rotatorio tipo guardiola y, posteriormente, tal vez con el ánimo de disminuir partes móviles, el costo de adquisición y de operación, se pasó a secadores de capa estática. Para mitigar la desuniformidad propia de los secadores de este tipo, debida a que los granos en las capas se secan con aire con diferentes condiciones de temperatura y humedad relativa, en la década de 1960, Cenicafé introdujo el Silo Secador Cenicafé, el cual contaba con dos cámaras con pisos perforados, donde se depositaba el café lavado, un túnel central distribuidor de aire y ocho compuertas, para cambiar el sentido del aire de tal manera que el frente de secado avanzara unas veces arriba y otras veces abajo en cada capa. Así, ambas cámaras recibían aire caliente y con baja humedad relativa (en paralelo) y el aire que salía de cada una de ellas era descargado al ambiente. El Silo Secador Cenicafé tuvo gran acogida entre los caficultores, hasta el punto que pasó más de una década antes que otras modificaciones fueran introducidas.

Al observar que el aire que salía de cada cámara de secado aún poseía baja humedad relativa, especialmente en la segunda mitad del secado, el Silo Secador Cenicafé fue modificado para que las cámaras de secado trabajaran en serie, es decir, que una cámara estuviera en secado mientras la otra estaba en presecado, aumentando así la eficiencia y capacidad del equipo. El Silo Secador Cenicafé quedó entonces con el túnel distribuidor en la parte trasera y se tuvo que aumentar a diez el número de compuertas para realizar el cambio del sentido del aire, como se mencionó anteriormente.

La industria nacional ha hecho importantes contribuciones a la oferta tecnológica del secado, con el fin de reducir los costos a través de construcciones verticales. Inicialmente, se introdujeron los secadores de dos pisos, cada capa con altura de grano

de 0,35 m, con inversión de aire de secado en la capa más baja, y posteriormente secadores de tres pisos sin inversión de flujo y tres capas de 0,25 m cada una. La uniformidad de la humedad final en estos secadores, se logra con un paso ordenado de los granos de una capa a la que está por debajo, sin embargo, se requiere mano de obra para realizar esta labor, incrementando los costos de secado.

En Cenicafé, se han determinado parámetros que hacen el secado más eficiente, manteniendo la calidad del café. Una de las condiciones para no dañar la calidad del café es que la temperatura del aire de secado no debe ser mayor de 50°C, debido a que por encima de este valor, la estructura de los granos se vuelve irreversiblemente cristalina, con consecuencias negativas para el sabor de la bebida. Otros parámetros de importancia son el caudal de aire específico, que debe pasar a través de los granos, y la altura de la capa. El valor de caudal específico de aire y altura total de las dos capas recomendados antes de 2004 eran de 0,066 m³/min/kg de café pergamino seco (c.p.s.) y de 0,8 m, respectivamente (Roa *et al.*, 1999), para un tiempo total de secado entre 28 y 36 horas.

A partir de la reunión para unificación de criterios en beneficio ecológico de café (Cenicafé, 2004) y basados en los resultados obtenidos por Parra *et al.* (2008), en la actualidad se recomienda un caudal específico de (q_0) = 0,10 m³/min/kg de c.p.s. y dos capas de 0,35 m o tres capas de 0,25 m, para obtener un tiempo de secado entre 18 y 24 horas y una uniformidad de secado aceptable. Caudales superiores al recomendado conducen a requerimientos innecesarios de combustible y energía eléctrica, y caudales menores traen consigo tiempos prolongados de secado y mayor desuniformidad de la humedad final del café.

Con el fin de determinar el caudal de aire que pasa a través de una capa de café, Oliveros y Roa (1986) desarrollaron la ecuación semiempírica (Ecuación <<1>>), en la cual se encuentra el caudal de aire por unidad de área en función de la pérdida de presión estática, la altura de la capa y la humedad del café pergamino. Esta ecuación puede usarse no solamente para diagnosticar el funcionamiento de un secador ya existente, con herramientas tan sencillas como un manómetro en U de manguera transparente y una cinta métrica (o papel milimetrado), sino también para determinar las pérdidas de presión que debe vencer el ventilador que se esté seleccionando.

$$\frac{Q}{A} = (9,523 - 0,0476M) \left| \frac{\Delta P_c}{L} \right|^{0,676}$$

Ecuación <<1>>

Donde:

Q : Caudal de aire en m³/min

A : Área transversal al flujo de café en m²

M : Contenido de humedad del café en % bh

ΔP_c : Caída de presión causada por el café en secciones distantes en cm c.a.¹

L : Distancia entre mediciones de la pérdida de presión en m

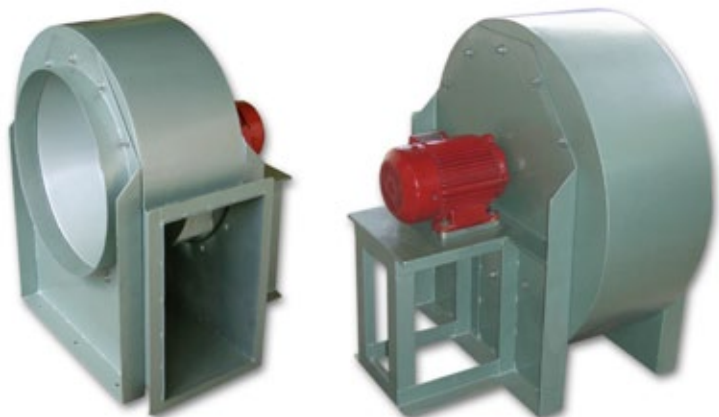
¹ cm c.a.: Unidad de medida de pequeñas presiones relativas, que significa la diferencia de presión entre dos sitios. Quiere decir, centímetros de columna de agua, y es utilizada cuando se usa un manómetro en "U" con agua como instrumento de medición.

El ventilador

Es el componente más importante del sistema de secado mecánico, porque es el dispositivo encargado de entregar el aire a las condiciones requeridas en el proceso, con aprovechamiento eficiente de la potencia suministrada por la fuente de energía mecánica, casi siempre está constituido por un motor eléctrico. En su diseño o selección deben tenerse en cuenta el caudal de aire necesario que debe entregar y las pérdidas de presión totales del sistema, conformadas por las caídas de presión a través del intercambiador de calor, la capa de granos, las compuertas, los cambios bruscos de dirección y los ductos, en general. La inadecuada selección del ventilador conduce a tiempos excesivos de secado, los cuales pueden poner en riesgo la calidad de la bebida, si éstos son muy prolongados, así como la desuniformidad en la humedad final del café y el alto consumo de combustible, el cual se traduce en altos costos de secado, entre otros. Adicionalmente, en la selección de un ventilador existen otros factores a tener en cuenta, como la eficiencia mecánica y el nivel de ruido, para lo que es importante el balanceo estático y dinámico de los rotores y su configuración.

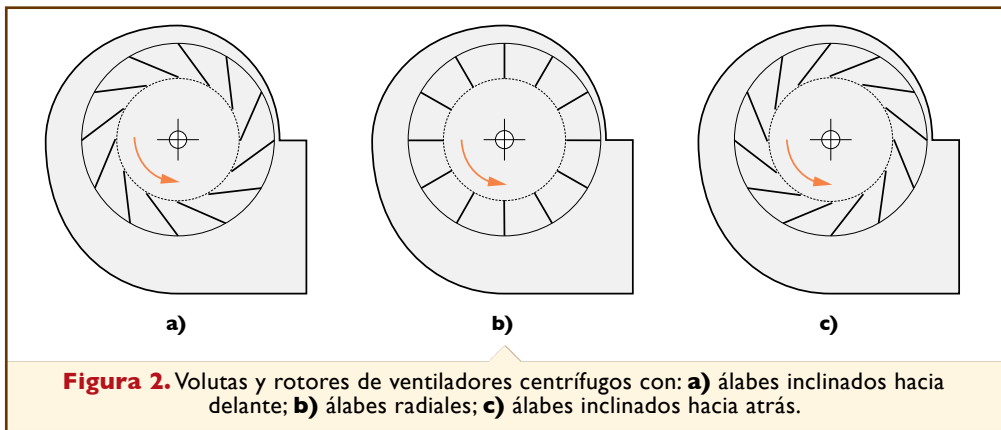
Un ventilador es una turbomáquina, que convierte la energía mecánica de un motor en energía neumática (presión y caudal), a través de un rotor con aspas o álabes, que le imprimen energía cinética al aire. Los ventiladores centrífugos, que son aquellos en los que el aire entra paralelo al eje del rotor y sale expulsado de manera perpendicular (Figura 1), son los más usados en el secado de granos. Los ventiladores axiales son menos usados en secado de granos, en aplicaciones donde las capas son muy delgadas, por la imposibilidad de suplir el caudal de aire suficiente para secado a las presiones propias de capas más gruesas. En este documento sólo se tratará sobre ventiladores centrífugos.

Figura 1.
Ventilador
centrífugo.



El ventilador centrífugo consiste en un rotor con álabes, contenido dentro de una carcasa de forma espiral o envolvente (Figuras 1 y 2). Cuando el rotor gira, el aire entra a través de la abertura central de la carcasa, paralelo al eje del rotor, por efecto de la presión

negativa que se genera en la base de los álabes por su movimiento. Posteriormente, los álabes le entregan cada vez mayor velocidad al aire (energía cinética), a medida que se alejan del centro del rotor hasta que sale de su dominio, expulsado a alta velocidad. Después, la carcasa se encarga de orientar las moléculas para que la salida del aire sea perpendicular al eje del rotor. La carcasa también cumple la labor de convertir toda esa energía cinética en presión estática, para usar más adelante en el secado. Esta clase de ventiladores son de alto rendimiento y trabajan a un rango amplio de presiones. Se clasifican según la curvatura y disposición de los álabes en ventiladores centrífugos de álabes inclinados hacia delante, de álabes radiales y de álabes inclinados hacia atrás (los de mayor eficiencia estática: 60% - 80%), como se observa en los rotores de la Figura 2, los cuales giran en sentido antihorario.



Los álabes inclinados hacia delante poseen gran variedad de caudales (hasta 2.300 m³/min), operan a presiones bajas, tienen niveles de ruido bajos, se sobrecargan cuando vencen bajas presiones y tienen operación inestable. Los álabes inclinados hacia atrás son más eficientes que los anteriores, no se sobrecargan, poseen gran variedad de caudales (hasta 8.000 m³/min), son de alto rendimiento, los álabes son autolimpiables, son más silenciosos que otros ventiladores y operan dentro de un rango amplio de presiones (hasta 35 cm de c.a.). Finalmente, los álabes radiales son también autolimpiables, presentan sobrecarga cuando trabajan a altas presiones y la potencia aumenta con el caudal.

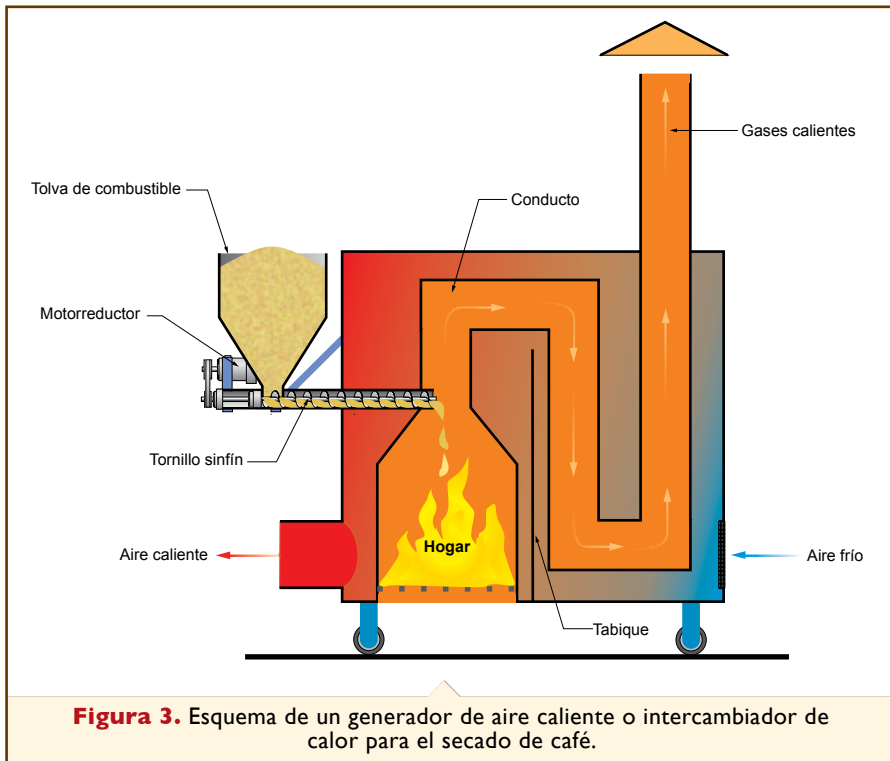
Los ventiladores que se van a tratar en este documento son los centrífugos de álabes inclinados hacia atrás, porque presentan mayores ventajas en el secado de café.

Generadores de aire caliente

El generador de aire caliente o intercambiador de calor es un sistema por medio del cual el aire aumenta su temperatura al entrar en contacto con las superficies calentadas por la quema de un combustible, sea sólido, líquido o gaseoso. El aire que se está calentando no debe entrar en contacto con los productos de la combustión, para que

no haya contaminación del producto al secarse, por lo que el intercambio de calor debe ser lo más eficiente posible, con el fin de que el gasto de combustible sea el menor. Teniendo en cuenta que los combustibles más económicos para el secado mecánico del café son la cascarilla de café (cisco) y el carbón mineral (Oliveros *et al.*, 2009) en este libro se hablará solo de esos combustibles. Sin embargo, los conocimientos presentados son aplicables cuando se utilizan otros combustibles.

La Figura 3 presenta un esquema de un generador de aire caliente y sus principales partes y la Figura 4 una fotografía de uno de ellos. El intercambiador de calor del esquema tiene una tolva de almacenamiento de combustible sólido, un alimentador de tornillo sinfín, el hogar donde se efectúa la combustión, un conducto para los productos de la combustión, una entrada y una salida de aire caliente hacia el ventilador. Los productos de la combustión no entran en contacto con el aire que se está calentando. El sistema mostrado, técnicamente es de tipo pirotubular, porque los gases calientes van conducidos en tubos, en este caso un solo tubo, y de tipo contracorriente porque el flujo de los gases calientes es en sentido contrario al flujo del aire. Para aumentar el área de transferencia de calor, el intercambiador debe tener aletas soldadas a las superficies calientes. Además, es recomendable incluir elementos como el tabique mostrado en la Figura 3, para promover la turbulencia del aire y así hacer aún más eficiente el intercambio.



El generador de aire caliente y el ventilador contribuyen con más del 70% del costo inicial de un secador mecánico de café (Gutiérrez, 2008). Por esta razón, buscando economía, los caficultores adquieren los intercambiadores de calor fabricados en talleres rurales, sin emplear metodologías que aseguren alta eficiencia térmica, baja resistencia al flujo del aire y larga vida útil.



Figura 4. Intercambiador de calor para secado de café.



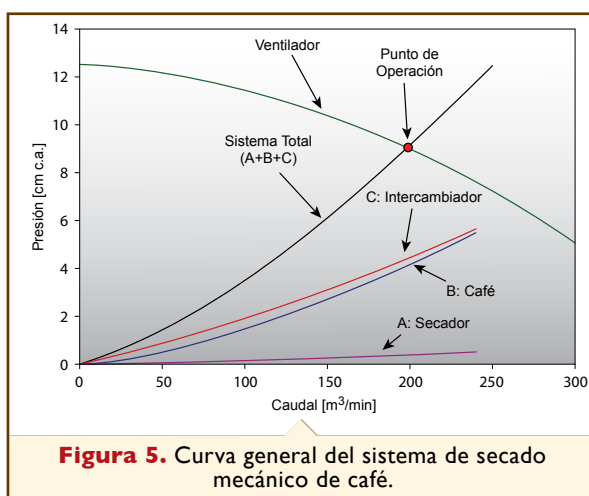
2 Selección de ventiladores para el secado de café

En esta sección se muestra la forma para determinar el caudal y la presión que debe suministrar el ventilador para que el secado de café demore un tiempo aceptable y la humedad final del producto sea suficientemente uniforme.

Comportamiento del sistema de secado

Un ventilador centrífugo básicamente se comporta de la manera como se representa en el diagrama de la Figura 5. Presenta su mayor presión cuando el caudal es prácticamente cero, lo que correspondería a tener la salida completamente cerrada y caudal cero, y el caudal aumenta a medida que disminuye la resistencia al paso del aire.

Las pérdidas de presión en el sistema, en cambio, presentan un comportamiento cuadrático, que depende del caudal que pasa a



través de los elementos que conforman el sistema de secado, de la manera que se presenta en la Figura 5, y es igual a la suma de las pérdidas de las partes que lo conforman, en este caso el generador de aire caliente o intercambiador de calor, la capa de café que tiene que atravesar y el secador como tal. El café presenta mayor resistencia al paso de aire cuando está húmedo que cuando está seco.

Cuando se acopla un ventilador a un secador, el sistema en general funciona en el punto común a la curva característica del ventilador y a la suma total de pérdidas de presión en el sistema, como se presenta en la Figura 5, y marcado como punto de operación. Si el café, el intercambiador de calor o el secador ocasionaran menor resistencia al paso del aire, el ventilador entregaría un caudal mayor, debido a que el punto de corte entre las curvas se correría hacia la derecha. Si se genera mayor resistencia al paso del aire, el punto de corte se correría hacia la izquierda haciendo que el ventilador obligue a pasar menor cantidad de aire a través del café y las partes del sistema de secado.

Otra variable a considerar cuando se selecciona o diseña un ventilador es la eficiencia neumática, la cual se define como la fracción de energía mecánica suministrada por el motor, que es convertida en energía neumática o de presión y caudal de aire. La eficiencia neumática está dada por la Ecuación <<2>>.

$$\eta_N = \frac{p Q}{P_M} \text{ Ecuación <<2>>} \img alt="plus icon" data-bbox="415 485 465 525"/>$$

Donde

η_N : Eficiencia neumática

p : Presión estática del ventilador en kPa

Q : Caudal en m³/s

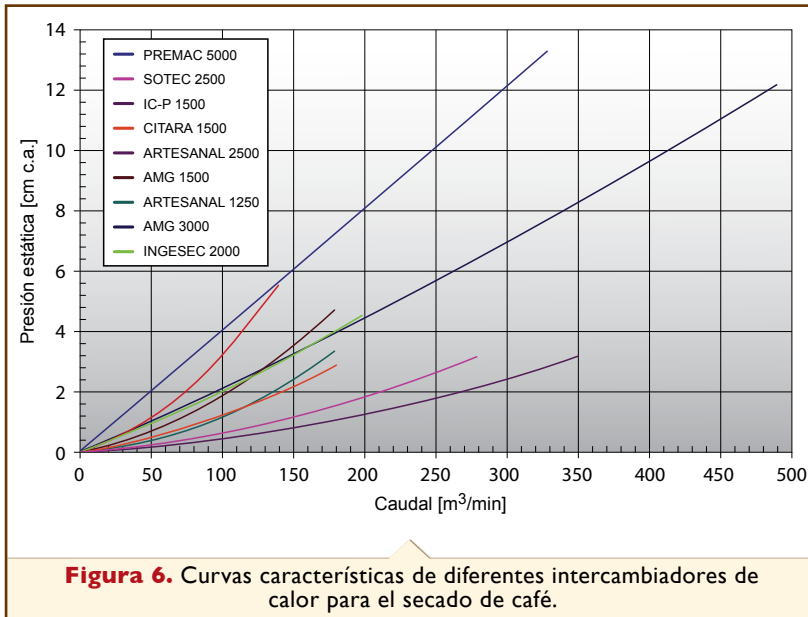
$p Q$: Potencia fluida o neumática adquirida por el aire

P_M : Potencia mecánica del motor en kW

En general, la curva característica de los ventiladores es válida para la velocidad nominal del motor que los acciona, y en ella existe sólo un punto de máxima eficiencia estática. Lo que se requiere cuando se selecciona un ventilador para el secado de café y, en general, para cualquier aplicación de ingeniería, es que el punto de operación del sistema de secado coincida con el punto de mayor eficiencia estática (neumática) del ventilador, que en la práctica, quiere decir, en el punto donde el requerimiento de energía neumática sea mínimo y, por ende, el requerimiento de energía eléctrica, que es la que finalmente interfiere en los costos de producción.

Gutiérrez (2008), realizó una investigación donde determinó las curvas características de diferentes intercambiadores de calor, con el fin de generar información para que los fabricantes la entreguen cuando venden estos dispositivos. La Figura 6 muestra las curvas características de generadores de aire caliente de

diferentes marcas, capacidades y modelos, obtenidas por Gutiérrez (2008). En el eje x está el caudal de aire, en m^3/min , y en el eje y las pérdidas de presión, en cm c.a. La información incluida en la Figura 6, sirve principalmente para comparar el comportamiento de los diferentes intercambiadores de calor. Para efectos de selección de intercambiadores de calor en aplicaciones específicas de secado, en el Anexo 1 se incluyen las curvas particulares y especificaciones adicionales.



Determinación del caudal y la presión en un sistema de secado de café

El caudal que debe entregar el ventilador es un parámetro que puede ser determinado fácilmente usando el caudal específico $q_0=0,1 \text{ m}^3/\text{min}/\text{kg}$ de café pergamino seco, una vez se tenga la masa de café a secar, como se aprecia en la Ecuación <<3>>. Esta característica debe ser calculada con la masa de café pergamino seco (m_{cps}), lo que garantiza que el caudal específico entregado cuando el café está húmedo es mayor que el recomendado, dado el comportamiento de los ventiladores centrífugos.

$$Q = q_0 m_{cps} = 0,1 \frac{\text{m}^3}{\text{min kg}_{cps}} m_{cps} \text{ Ecuación } \langle\langle 3 \rangle\rangle$$

La presión que debe suministrar el ventilador es una característica que se obtiene sumando las pérdidas causadas por el café que se está secando, el intercambiador de calor y el secador, como se expresa en la Ecuación <<4>>.

$$p = \Delta p_c + \Delta p_i + \Delta p_s \text{ Ecuación } \langle\langle 4 \rangle\rangle$$

Donde:

p : Presión total que debe entregar el ventilador

Δp_c : Pérdida de presión causada por el paso del aire a través del café

Δp_i : Pérdida de presión a través del intercambiador de calor

Δp_s : Pérdida de presión a través del secador

Para calcular la pérdida de presión causada por el paso del aire a través del café, Oliveros y Roa (1986) desarrollaron la Ecuación $\langle\langle 5 \rangle\rangle$, la cual está basada en la Ecuación $\langle\langle 1 \rangle\rangle$, despejando $\Delta p_c/L$, para calcular las pérdidas causadas por el café depositado en el secador.

$$\frac{\Delta p_c}{L} = \left(\frac{Q/A}{9,523 - 0,0476 M} \right)^{1,4793} \text{ Ecuación } \langle\langle 5 \rangle\rangle$$

Al calcular para Δp_c con café pergamino lavado (caso más crítico) y reemplazar el área en función de la altura L , lo mismo que el caudal específico ($q_0 = Q/m = 0,1 \text{ m}^3/\text{min}/\text{kg}$ de c.p.s.), y teniendo $M=53\%$, se obtiene la Ecuación $\langle\langle 6 \rangle\rangle$.

$$\Delta p_c = 12,49875 L^{2,4793} \text{ Ecuación } \langle\langle 6 \rangle\rangle$$

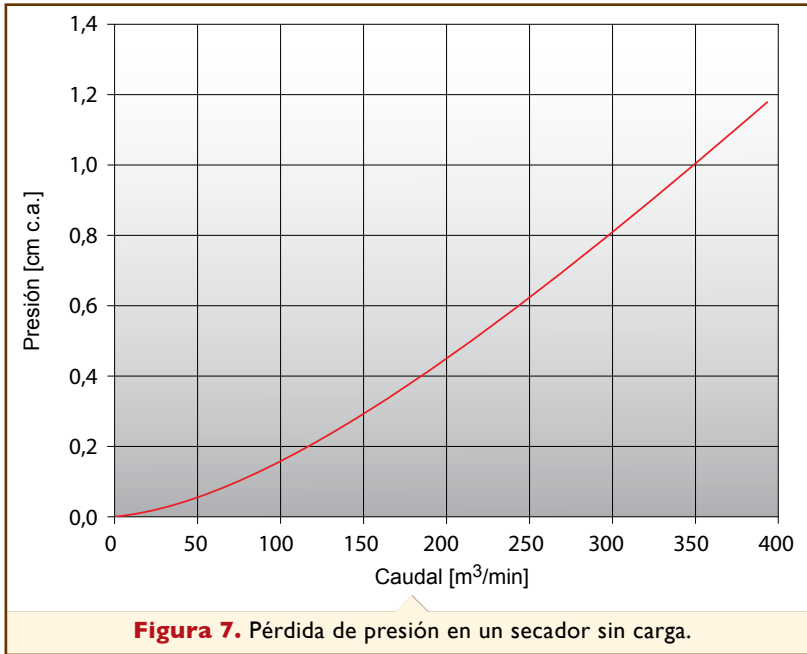
La pérdida de presión causada por el intercambiador de calor se obtiene de la Figura 6, en el punto vertical, donde se corta el caudal hallado a través de la Ecuación $\langle\langle 3 \rangle\rangle$, con la curva característica del intercambiador de calor en cuestión. En la Tabla 1 se muestran, a manera de ejemplo, las pérdidas de presión de los intercambiadores de calor de la Figura 6, cuando el caudal de trabajo es de $100 \text{ m}^3/\text{min}$.

Cuando se diseñan las cámaras de secado, la estructura y la distribución

Tabla 1. Pérdidas de presión para nueve intercambiadores de calor con caudal de $100 \text{ m}^3/\text{min}$.

Intercambiador de calor	Δp_i (cm c.a.)
Artesanal 2500	0,40
Sotec 2500	0,59
Artesanal 1250	1,13
Citará 1500	1,17
AMG 1500	1,81
Ingesec 2000	1,95
Premac 5000	2,13
IC-P 1500	3,15
AMG 3000	3,99

del secador, lo mismo que los ductos y transiciones, deben seguirse algunas recomendaciones para que no se causen pérdidas considerables de presión. Las compuertas internas y externas del secador deben tener un área al menos de 1,5 veces el área de la succión del ventilador, la velocidad del aire en los ductos debe ser menor o igual a 7,0 m/s, el área perforada de la malla sobre la que se deposita el café debe ser mayor o igual a 40% y las transiciones deben tener ángulos menores a 15°. Gutiérrez (2008) evaluó las pérdidas de presión en un secador que sigue las recomendaciones mencionadas, y en la Figura 7 muestra la curva característica de este secador sin carga, la cual debe ser similar para cualquier secador diseñado siguiendo estas recomendaciones.

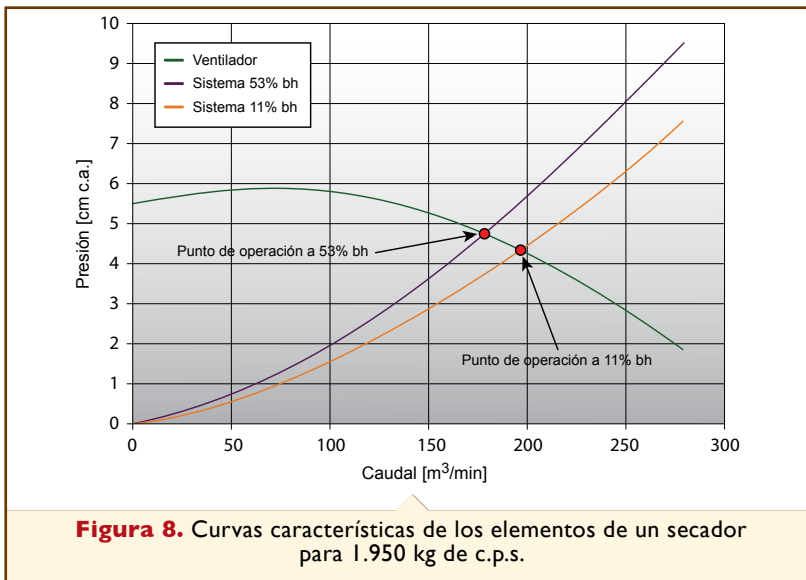


Ejemplo

En el caso de tener un secador de 1.000 kg de c.p.s., con una carga total de café de 0,75 m, en tres capas iguales, un intercambiador de calor de la empresa Agrometálicas Gallego, de la referencia AMG 1500, y un secador diseñado siguiendo las recomendaciones técnicas, la pérdida de presión debida al café sería $\Delta p_c = 12,49875 (0,75 \text{ m})^{2,4793} = 6,13 \text{ cm c.a.}$, la pérdida de presión debida al intercambiador de calor sería $\Delta p_i = 1,81 \text{ cm c.a.}$, y la pérdida de presión debida al secador sin carga sería $\Delta p_s = 0,15 \text{ cm c.a.}$, lo que daría una presión total a suministrar por el ventilador de $p = \Delta p_c + \Delta p_i + \Delta p_s = 8,09 \text{ cm c.a.}$ Con esa información, las especificaciones a cumplir por el ventilador tendrían que ser de un caudal de aire de 100 m³/min, y una presión de 8,09 cm de c.a.

La pérdida de presión cuando el café está húmedo se da en la intersección entre la curva característica del sistema y la del ventilador, lo cual por el comportamiento del último, garantiza entre un 45% y 65% más del caudal necesario. La Figura 8 presenta un caso real de un secador para 1.950 kg de c.p.s., donde se muestran las curvas características del ventilador, del sistema total cuando el café está húmedo (53% bh) y del sistema total cuando el café está seco (11% bh).

El punto de corte entre la curva característica del ventilador y el sistema con café a 11% de humedad es ideal, porque se cumple exactamente con el caudal específico óptimo.





3 Diagnóstico y solución de problemas

En esta sección se describe una metodología sencilla en la que se utiliza el café como medio para determinar el caudal de aire, con la cual se puede diagnosticar cuándo un secador está fallando por falta de aire y determinar si la causa de esa insuficiencia es por pérdidas exageradas de presión en uno de sus componentes o por una equivocada selección o diseño del ventilador.

Montaje

Para realizar la prueba y obtener los datos que servirán como base para hacer el diagnóstico del secador, es necesario establecer un montaje experimental sencillo, que consiste en hacer una ranura en el ducto que conduce el aire caliente entre el ventilador y el secador, con el fin de permitir la instalación de una lámina corrediza que sirva de compuerta tipo guillotina, para causar diferentes niveles de pérdidas de presión en ese lugar. Como elemento de medición de presión se utiliza un manómetro en “U” (Figura 9), que puede construirse fácilmente

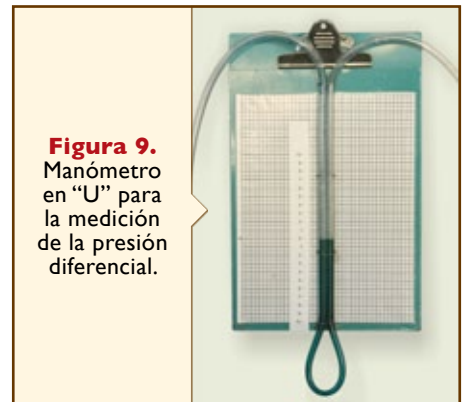
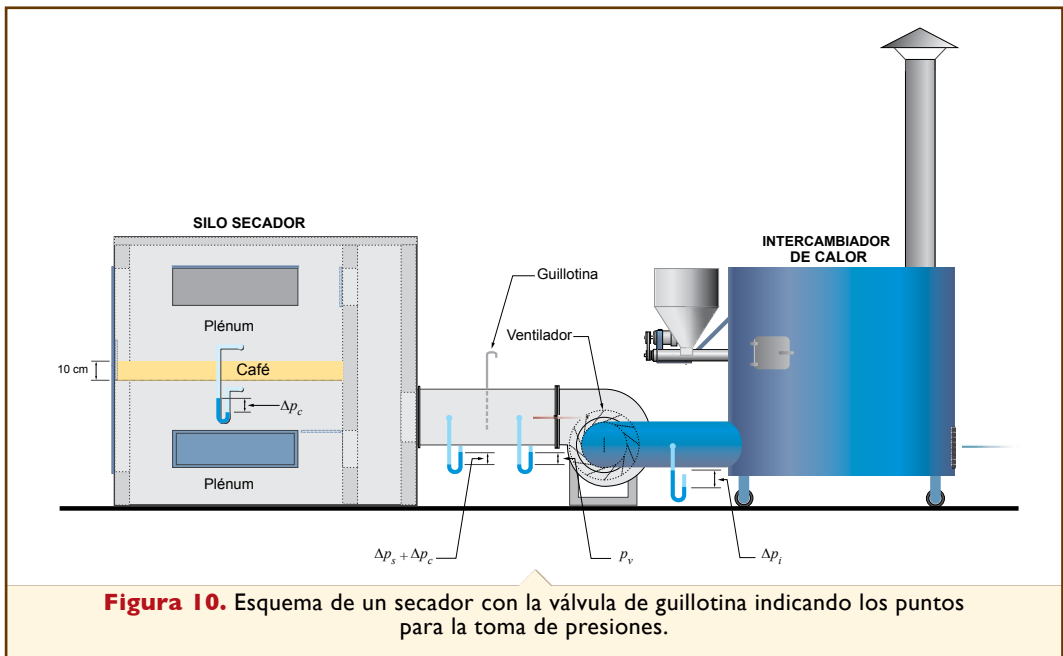


Figura 9. Manómetro en “U” para la medición de la presión diferencial.

en la finca, con manguera transparente de 6 mm de diámetro ($\frac{1}{4}$ "), un poco de agua y una tabla con papel milimetrado, para determinar la pérdida de presión en centímetros de columna de agua (cm de c.a.).

A la guillotina se le realizan tres marcas que equivalen a obstrucciones de $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{2}$ y $\frac{3}{4}$ del área total del ducto, las cuales corresponden a las posiciones 1, 2 y 3, respectivamente. La posición 4 es con la compuerta totalmente cerrada. También es necesario hacer al menos dos perforaciones diametralmente opuestas, de 6 mm de diámetro ($\frac{1}{4}$ "), en el ducto que conduce el aire entre el intercambiador de calor y el ventilador, dos perforaciones entre la descarga del ventilador y la guillotina, dos perforaciones después de la guillotina, dos perforaciones en un lugar inmediatamente antes de pasar a través de la capa de café y otras dos inmediatamente después de ella, como se muestra en la Figura 10 en cada sitio donde están dibujados los manómetros. Los secadores normalmente poseen amplios espacios por encima y por debajo de la capa de café, los cuales técnicamente se denominan cámaras plénum, en las cuales pueden realizarse las dos últimas mediciones. La Figura 10 muestra un esquema de un secador con las modificaciones y perforaciones que se deben realizar para correr la prueba.



Formato

Para la toma de datos se recomienda el formato presentado en la Tabla 2, donde la posición 0 corresponde a la compuerta totalmente abierta, la posición 1 a $\frac{1}{4}$, la posición 2 a $\frac{1}{2}$ y la posición 3 a $\frac{3}{4}$ del área del ducto, mientras que la posición 4 corresponde a la compuerta totalmente cerrada. La presión Δp_i que corresponde a las pérdidas de

Tabla 2. Formato para la toma de datos de diagnóstico de secadores.

Posición	Δp_v [cm c.a.]	Δp_i [cm c.a.]	Δp_c [cm c.a.]	$\Delta p_s + p_c$ [cm c.a.]	Q [m ³ /min]	Δp_s [cm c.a.]	Δp_T [cm c.a.]
0							
Promedio							
1							
Promedio							
2							
Promedio							
3							
Promedio							
4							
Promedio							

presión del intercambiador de calor, es medida antes del ventilador y es negativa, porque es inferior a la presión atmosférica. La presión p_v corresponde a la presión del ventilador y se mide a la salida de éste. La presión Δp_c corresponde a la diferencia entre la presión antes y después de la capa de 10 cm de café pergamino seco y la presión $\Delta p_s + \Delta p_c$ corresponde a la pérdida de presión causada por la capa de café más la del secador, medida inmediatamente después de la compuerta de guillotina. La variable Q corresponde al caudal de aire calculado utilizando la Ecuación 1, con el valor de Δp_c , $M=11\%$ (si se trabaja con café pergamino seco), $L= 0,1$ m y con el área A de la cámara de secado del secador, en metros cuadrados (m²). La variable Δp_s se obtiene restando la tercera columna a la cuarta columna. La presión Δp_c corresponde a la pérdida de presión que se causaría con el total de la carga total de café, usando la Ecuación <<5>>

y reemplazando, $M=11\%$, con la altura total de la capa L en m (0,75 m si son tres capas de 0,25 m ó 0,7 m si son dos capas de 0,35 m) y con el área A de la cámara de secado, en metros cuadrados.

Procedimiento

Se carga el secador con una capa de café pergamino seco de 10 cm de altura, la cual sirve como medio para determinar el caudal de aire a través del uso de la Ecuación 1. Se esparce uniformemente el café en el secador, corroborando que la capa tenga una altura de 10 cm y se enciende el motor del ventilador sin introducir la guillotina. En ese punto se toman con el manómetro en “U”, en cuatro ocasiones, las cuatro presiones mencionadas y se registran en el formato explicado en el numeral anterior (columnas 1 a 4). Esas mediciones corresponden al caudal que se puede lograr con esa pequeña carga y es el máximo de la prueba. Posteriormente, se introduce la guillotina hasta la marca de la primera posición y se repite el proceso de toma y registro de datos en el formato.

El procedimiento se repite para las posiciones 2, 3 y 4. Los datos tomados en la posición 4, con la compuerta totalmente cerrada, corresponden a una resistencia muy alta y un caudal de aire casi nulo.

El siguiente paso consiste en calcular el caudal para cada medida por medio de la Ecuación <<1>> (quinta columna), obtener la pérdida de presión en el secador Δp_s restando Δp_c a la presión $\Delta p_s + \Delta p_c$ y, posteriormente, obtener la presión total del sistema Δp_T con la Ecuación <<7>>.

$$\Delta p_T = \Delta p_s + \Delta p_i + \Delta p_c \text{ Ecuación } \langle\langle 7 \rangle\rangle$$

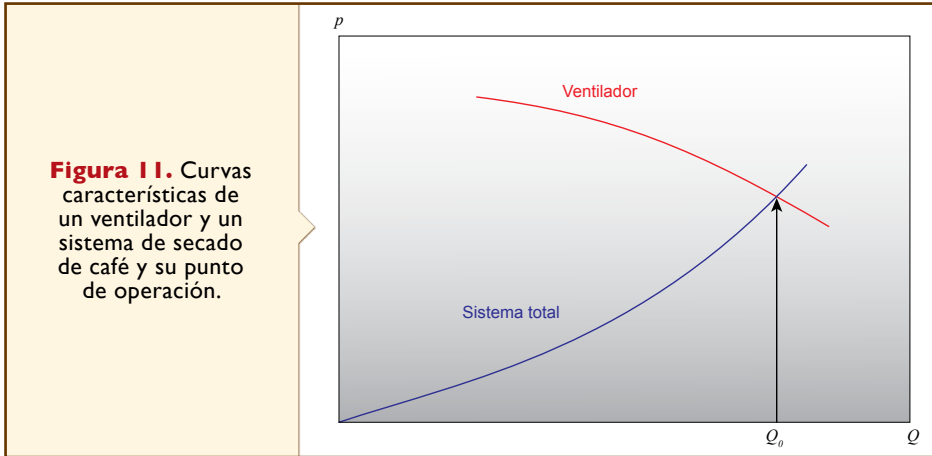


Resultados, análisis y posibles soluciones

Inicialmente se calculan los promedios de cada una de las variables y con ellos se procede a graficar Q vs. p_v y Q vs. Δp_T , en una sola gráfica, obteniendo el caudal de aire Q_0 , donde se cortan las dos curvas características, como se observa en la Figura 11. Con la capacidad del secador se calcula el caudal óptimo, haciendo uso de la Ecuación <<3>>. Si el caudal real Q_0 es menor que el caudal calculado, el secador tiene deficiencias de aire. Se tolera una deficiencia de aire hasta de 10% menos.

Si se tiene deficiencia de aire, este análisis se puede complementar determinando el porcentaje de participación de cada uno de los componentes en las pérdidas de presión. Una buena medida para determinar la magnitud de las pérdidas en el intercambiador de calor y el secador mismo, son las pérdidas de presión expresadas de manera relativa a las pérdidas causadas por el café (pergamino seco). Se pueden considerar aceptables

pérdidas de presión del intercambiador de calor cuando son menores o iguales a las pérdidas causadas por el café y se pueden considerar aceptables las pérdidas en el secador hasta un valor correspondiente al 15% de las pérdidas causadas por el café.



Cuando $\Delta p_i > \Delta p_c$ significa que el intercambiador está ofreciendo una pérdida de presión exagerada. En este caso, la solución más drástica sería cambiar el intercambiador de calor por uno que ofrezca menor resistencia al paso del aire; sin embargo, existe una solución con la cual se reduce la eficiencia térmica del intercambiador de calor, la cual se traduce en un ligero aumento en el consumo de combustible, y que consiste en realizar una abertura cuadrada de 25 x 25 cm en el ducto antes del ventilador, con una compuerta de guillotina, con la que se pueda graduar la apertura de la misma. Para diferentes posiciones de la guillotina se repiten las pruebas descritas previamente, cuantas veces sea necesario, hasta que el caudal real de aire se acerque aceptablemente al caudal teórico.

Una solución intermedia consiste en intervenir la forma en que está construido el intercambiador de calor, ampliando los lugares estrechos por donde pasa el aire dentro de él. Para los sistemas que tienen avivador, éste se debe suspender en el momento de tomar los registros de presión, debido a que allí fluye aproximadamente entre 7% y 9% del caudal de aire total del sistema.

Aumento de velocidad de giro en los ventiladores

Una solución a la insuficiencia de aire, la cual puede resultar riesgosa, consiste en aumentar la velocidad de giro del ventilador. **Para realizarla es necesario estar completamente seguros de que el ventilador esté balanceado para las posibles velocidades y que el motor tiene una suficiente disponibilidad adicional de potencia.**

Con el fin de conocer la velocidad a la que debería girar el rotor del ventilador, se propone la siguiente metodología basada en las leyes de los ventiladores, de las cuales

hacen parte las Ecuaciones <<8>>, <<9>> y <<10>>, las cuales aplican solamente para cambios de velocidad, manteniendo la misma eficiencia neumática.

$$\frac{Q_1}{Q_0} = \frac{N_1}{N_0} \quad \text{Ecuación <<8>>} \quad \text{+}$$

$$\frac{p_1}{p_0} = \left(\frac{N_1}{N_0}\right)^2 \quad \text{Ecuación <<9>>}$$

$$\frac{P_1}{P_0} = \left(\frac{N_1}{N_0}\right)^3 \quad \text{Ecuación <<10>>}$$

Donde

Q_1 : Caudal necesario

Q_0 : Caudal obtenido en la prueba

N_0 : Velocidad de giro empleado durante la prueba

N_1 : Velocidad de giro esperada

p_1 : Presión requerida

p_0 : Presión de la prueba

P_1 : Potencia con la nueva velocidad

P_0 : Potencia inicial

Sin embargo, debido a que las curvas de los sistemas de secado de café no se obtienen con igual eficiencia, las anteriores ecuaciones tienen que ajustarse para obtener una velocidad de giro que se aproxime con mayor exactitud a las especificaciones requeridas, siguiendo el procedimiento que se describe a continuación:

- Con el caudal que se necesita (Q_1), se calcula N_1 , a través de la Ecuación <<8>> y se denomina N_Q
- Con la presión que se requiere (p_1), se calcula N_1 a través de la Ecuación <<9>>, y se denomina N_p
- Después se emplea la Ecuación <<11>> para estimar la velocidad de giro final (N_f)

$$N_f = \frac{(3N_p + N_Q)}{4} \quad \text{Ecuación <<11>>} \quad \text{+}$$

Una vez obtenida la velocidad de giro final que se requiere (N_f), se diseña la transmisión para lograr esta velocidad. Si el rotor del ventilador no está bien balanceado se pueden tener vibraciones destructivas en el ventilador, que pueden desprender los

álabes como proyectiles. Se recomienda balancear el rotor a la velocidad obtenida, o superior, en máquinas especializadas para esa labor.

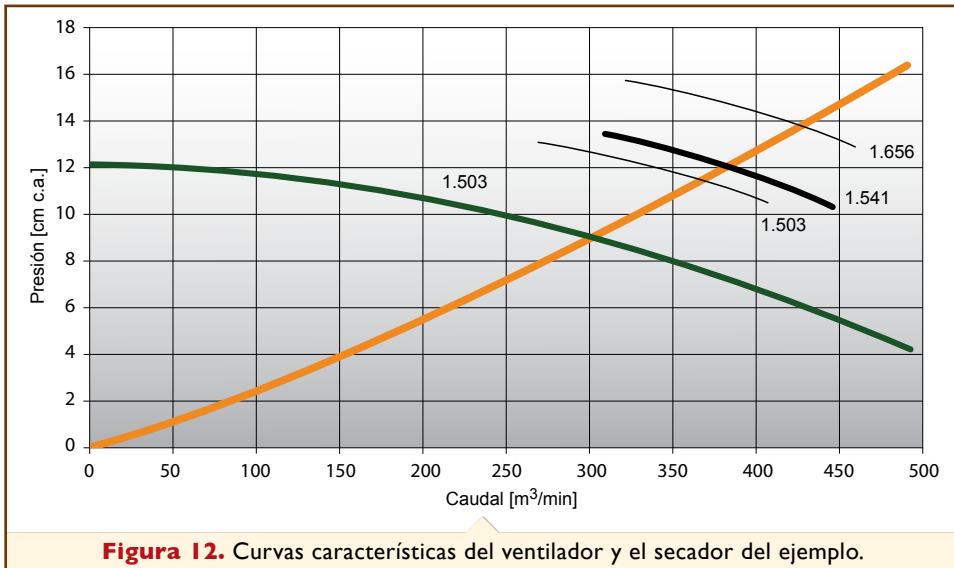
Para determinar si la potencia del motor es suficiente, se obtiene P_1 mediante el uso de la Ecuación <<12>>, la cual es igual a la Ecuación <<10>> con la velocidad de giro final obtenida.

$$\frac{P_1}{P_0} = \left(\frac{N_f}{N_0} \right)^3 \quad \text{Ecuación <<12>>}$$

Si no se tiene disponibilidad de potencia adicional en el motor, se debe adquirir otro que sea suficiente, traduciéndose este cambio en un gasto adicional posiblemente muy grande.

Ejemplo

Después de realizar la evaluación al secador de una finca que tiene una capacidad de 3.850 kg de café pergamino seco, se determinó que tenía una insuficiencia de aire como se observa en la Figura 12, donde se lee que en lugar de suministrar 385 m³/min de aire requerido, solamente se suministra un caudal de 300 m³/min, a una velocidad de giro de 1.291 rpm, con un motor eléctrico de 8,2 kW.



Para que el ventilador cumpla con las especificaciones requeridas (caudal de aire de 385 m³/min y una presión de 12,2 cm de c.a.) se propone aumentar la velocidad de giro. Con esa finalidad se sigue el procedimiento mencionado para obtener la velocidad de giro final, como sigue:

$$N_Q = N_0 \left(\frac{Q_1}{Q_0} \right) = 1.291 \text{ rpm} \left(\frac{385 \text{ m}^3/\text{min}}{300 \text{ m}^3/\text{min}} \right) = 1.656 \text{ rpm}$$

$$N_p = N_0 \sqrt{\frac{p_1}{p_0}} = 1.291 \text{ rpm} \sqrt{\frac{12,2 \text{ cm c.a.}}{9 \text{ cm c.a.}}} = 1.503 \text{ rpm}$$

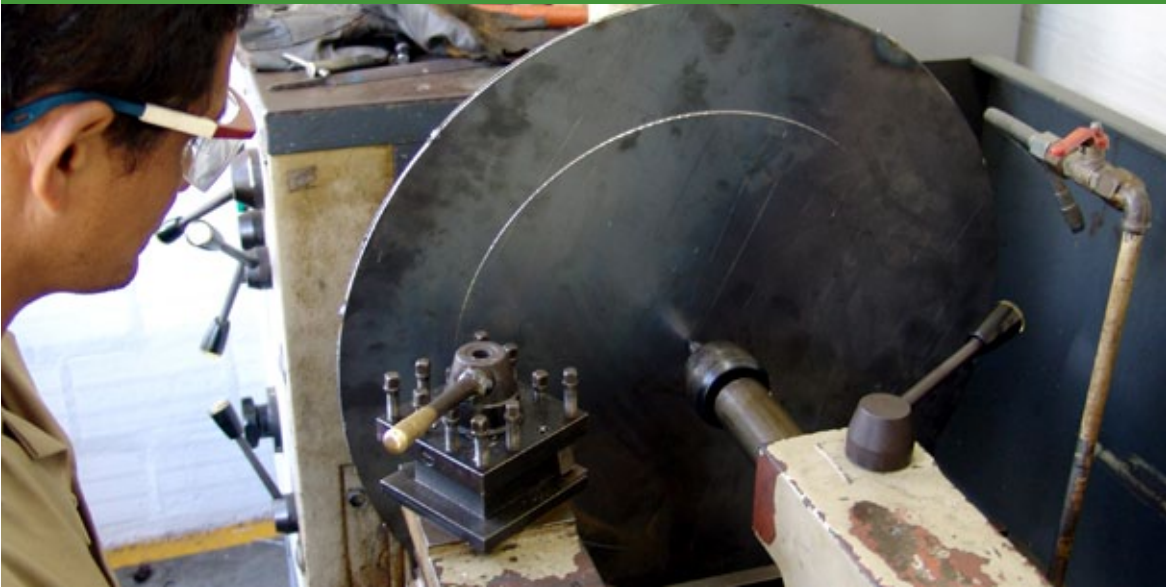
$$N_f = \frac{(3N_p + N_Q)}{4} = \frac{3(1.503 \text{ rpm}) + 1.656 \text{ rpm}}{4} = 1.541 \text{ rpm}$$

En la Figura 12 también se muestra que la curva a la velocidad final de giro obtenida pasa muy cerca del punto que cumple con las especificaciones ideales para ese secador.

Para determinar el aumento de potencia, ésta se calcula a esa nueva velocidad de giro, usando la Ecuación <<12>>:

$$P_1 = P_0 \left(\frac{N_f}{N_0} \right)^3 = 8,2 \text{ kW} \left(\frac{1.541 \text{ rpm}}{1.291 \text{ rpm}} \right)^3 = 13,95 \text{ kW}$$

Lo cual significa que se debe cambiar el motor por uno que suministre dicha potencia y cambiar el sistema de transmisión para lograr la velocidad deseada. Adicionalmente, el rotor debe ser revisado en su construcción, para que no tenga fallas en sus soldaduras y uniones, y debe estar balanceado para una velocidad de giro de 1.600 rpm o superior.



4 Programa para el diseño de los ventiladores

Con el fin de diseñar ventiladores centrífugos para el secado de café, Bedoya (2007) desarrolló una herramienta computacional, que integra el programa de hoja de cálculo Excel®, el programa de dibujo Inventor® y el programa para análisis de esfuerzos Visual Nastran®, basada en el algoritmo desarrollado por Orozco (1994). El algoritmo consiste en un método iterativo que arroja como resultados las dimensiones principales del rotor y la carcasa, lo mismo que detalles de potencia, velocidad de giro y eficiencia, entre otros, solamente con ingresar los datos de presión y caudal de aire.

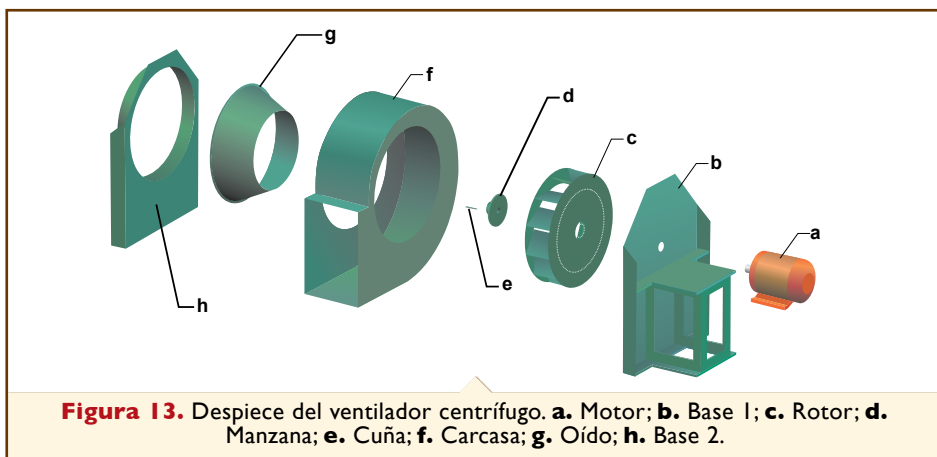
Posteriormente, Gutiérrez (2008) desarrolló una metodología basada en la experiencia anterior, para simplificar el diseño de los ventiladores haciéndolos con alabes rectos inclinados hacia atrás, para facilitar la construcción, pues es más sencillo fabricar álabes rectos que curvados. Adicionalmente, se desarrolló un programa de computador con los algoritmos mencionados, el cual tiene como entrada la presión y el caudal a utilizar y entrega los planos con las dimensiones del ventilador, con los cuales se puede construir. En el Anexo 2 se puede observar el algoritmo implementado.

Para correr el programa se requiere previamente realizar los cálculos de presión y caudal. Una vez obtenidos se corre la aplicación **ventiladores** en el CD que acompaña esta publicación y se ingresan los datos de presión de columna de agua (cm) y de caudal de aire (m^3/min), cuando el programa lo requiera. Posteriormente, se obtienen los planos de las partes del ventilador que cumple con esas especificaciones, los cuales pueden ser impresos o guardados en formato PDF. Además, el programa tiene un video que sigue el orden de la construcción, para ayudar en la fabricación de las partes que conforman el ventilador.



5 Procedimiento para la construcción de los ventiladores

Cada ventilador consta principalmente de ocho partes: Motor, base 1, rotor, manzana, cuña, carcasa, oído y base 2 (Figura 13, de derecha a izquierda). Las partes en las que más se hará énfasis serán en la construcción de la carcasa y del rotor, pues las otras partes no requieren la exactitud en la fabricación para el buen funcionamiento de la turbomáquina. La única parte que requiere de máquinas o herramientas de exactitud media, como el torno, es la manzana.



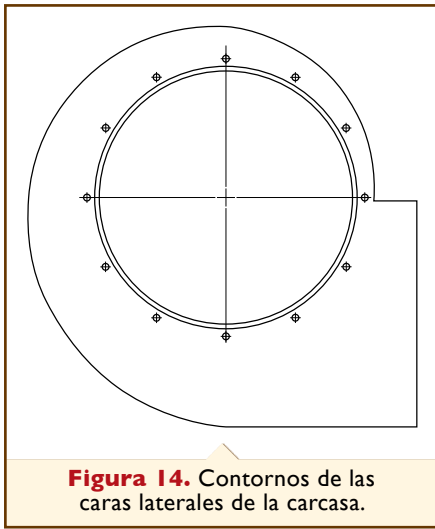


Figura 14. Contornos de las caras laterales de la carcasa.

Construcción de la carcasa

La carcasa la conforman dos caras laterales en forma de caracol o evolvente, y una lámina de forma rectangular, que se suelda al contorno de las dos, de manera que queden paralelas y alineadas, formando así la cavidad dentro de la cual se mueve el rotor. Las caras se diseñan con una pequeña diferencia en el diámetro de la abertura circular interior. El documento que arroja como resultado el programa, tiene el plano de las dos caras laterales en una sola figura, en caso que algún fabricante prefiera construir plantillas, para facilitar el trazado en producción en serie. La abertura circular de mayor diámetro es la que queda hacia el lado del motor del ventilador, la cual es lo suficientemente amplia

para permitir el ingreso del rotor, cuando se hace el montaje y el desmontaje del ventilador. La Figura 14 muestra un ejemplo de caras laterales.

Para la fabricación de la carcasa, se cortan las dos caras laterales en lámina “Cold Rolled” calibre 14 ó 16, y en ella se hacen todos los agujeros y formas que aparecen en los planos. Para tal fin, se debe trazar el contorno sobre la lámina con un rayador de punta dura, utilizando herramientas como compás, regla, transportador, flexómetro y escuadra, lo mismo que las marcas de los centros que son necesarios para los agujeros. Después se utilizan cortadores de metal como son las cizallas, caladoras y cortadores de plasma o láser para seguir los trazos. Los agujeros pequeños se hacen con taladro. Se debe tener en cuenta la ubicación de las piezas en la lámina para economizar material.

Posteriormente, se mide el perímetro y se recorta un rectángulo de la misma lámina que tenga de largo la misma longitud del perímetro de la carcasa y de ancho la dimensión del ancho de la carcasa del plano.

Las tres partes se unen con soldadura eléctrica, confirmando siempre con escuadra, que las caras estén paralelas y alineadas. Luego, se pulen las esquinas y filos vivos.

Construcción del rotor

El rotor es una pieza que tiene dos discos de igual diámetro exterior y diferente diámetro interior, los cuales en su interior, tienen

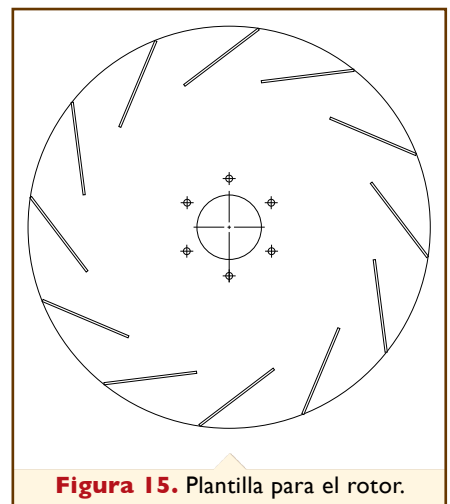


Figura 15. Plantilla para el rotor.

soldados los álabes. Para empezar la construcción del rotor, primero se debe recortar el disco con diámetro interior más pequeño, en una lámina de acero “Hot Rolled” calibre 10. A este disco se le hacen los agujeros que aparecen en el plano que arroja el programa y se le traza la ubicación de cada uno de los álabes, de acuerdo al resultado obtenido, debido a que hay ventiladores de 8, 10 ó 12 álabes, y utilizando las mismas herramientas de trazo descritas en el numeral anterior. **Se debe tener mucho cuidado en el trazado, porque los ángulos son muy importantes para el buen funcionamiento de la turbomáquina.** La Figura 15 muestra la disposición de los álabes en el disco de menor diámetro interior.

Posteriormente se cortan los álabes, se verifica que el peso de cada uno sea aproximadamente igual ($\pm 0,5$ g) y con un punto de soldadura eléctrica se sueldan al disco en el lugar que fueron trazados, utilizando una escuadra para que se conserven

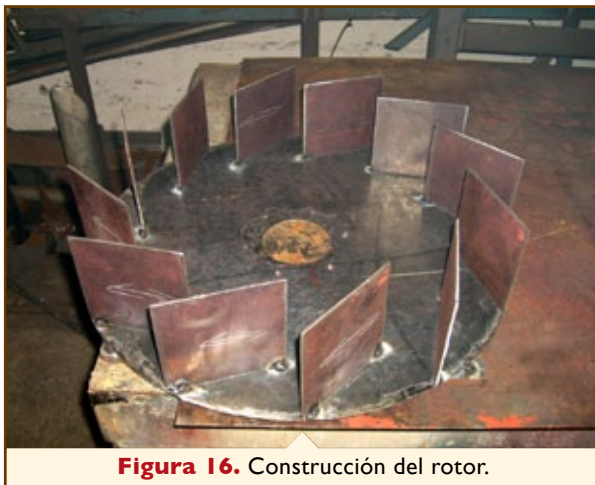


Figura 16. Construcción del rotor.

perpendiculares al disco y rectos. Luego, se corta el disco de mayor diámetro interno y se ubica exactamente encima de los álabes y se sueldan también con un punto. La Figura 16 muestra un rotor con los álabes ensamblados a los discos con puntos de soldadura.

Después de puntear con soldadura los álabes sobre las líneas trazadas, éstos se deben soldar definitivamente por ambos lados del álabe a cada uno de los discos, procurando depositar la misma cantidad de soldadura en cada cordón para evitar el

desbalanceo del rotor en la construcción. Se deben soldar los álabes diametralmente opuestos, alternando cordones de soldadura de 3 cm de largo cada uno. Cada álabe debe tener al menos 12 cordones de soldadura, seis al frente y seis atrás. Es recomendable utilizar soldaduras de las referencias E-7018 o ER-7056, las cuales son de alta penetración.

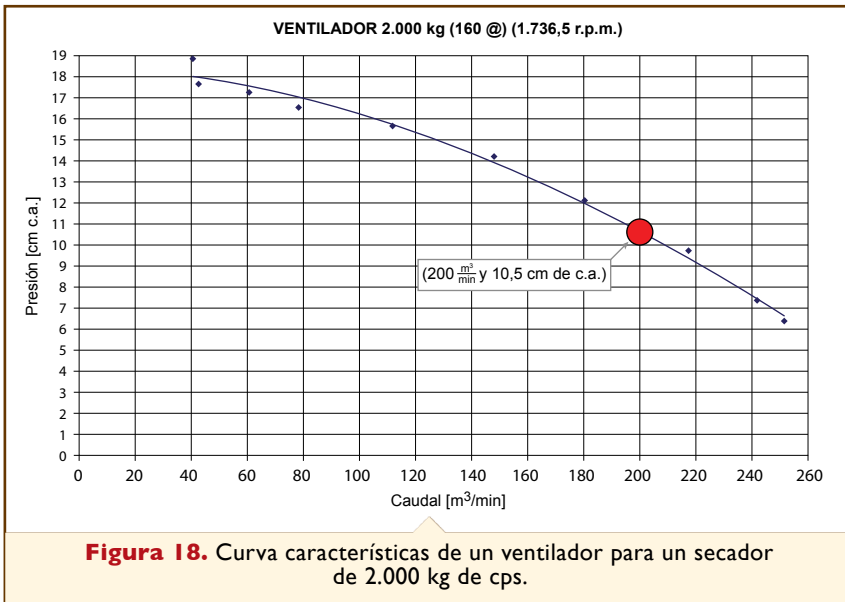
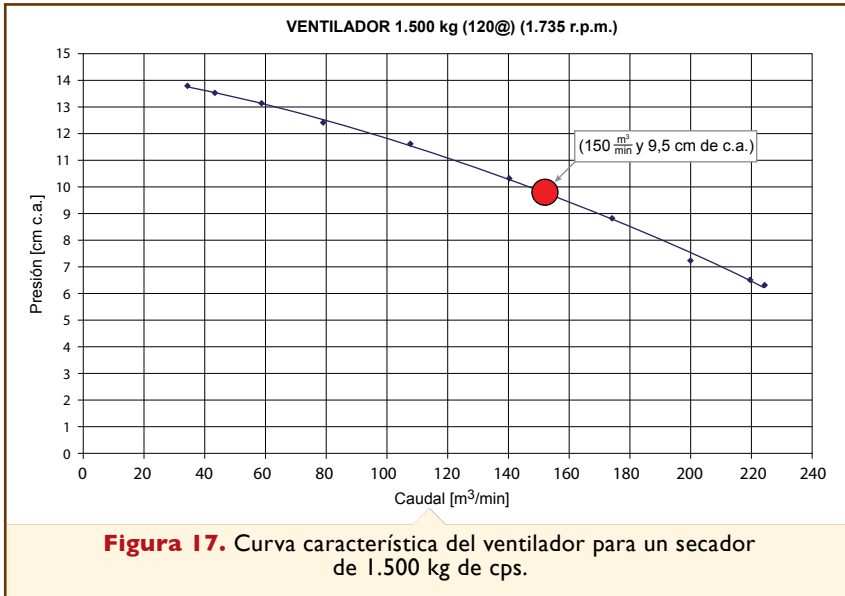
Otras partes

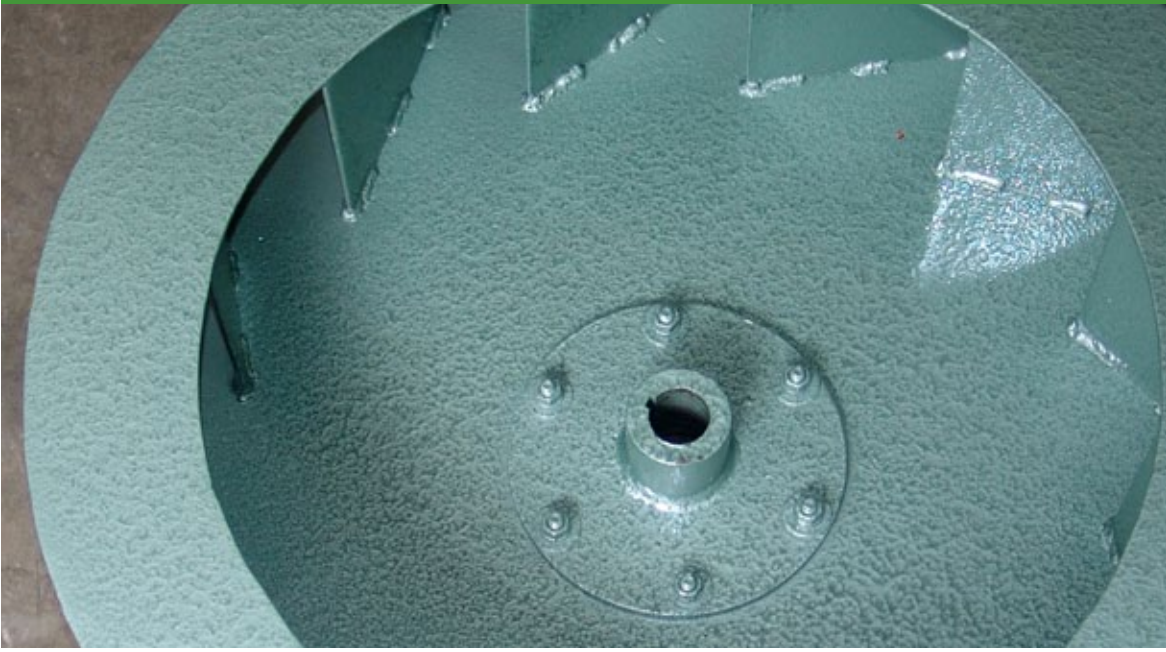
Posteriormente, se construyen las bases, el oído y la manzana. Las bases se deben construir siguiendo los planos entregados por el programa. El oído es un cono truncado, para el cual hay un desarrollo que se debe cortar y soldar a la base 2. La manzana es la única parte que necesita ser maquinada en un torno. En los planos se muestra cada pieza con todas sus medidas y los detalles de cada una de ellas, también se incluye la lista de materiales, en la cual se especifica el calibre de las láminas y el tipo de material en que se debe construir cada parte del ventilador.



6 Desempeño de los ventiladores contruidos

Gutiérrez (2008) diseñó dos ventiladores usando el programa que acompaña esta publicación. Después los construyó en un taller del municipio de Chinchiná, caracterizado por tener solamente herramientas básicas, en el cual los mecánicos siguieron las instrucciones de este libro y el video del programa. Una vez contruidos los ventiladores a satisfacción, éstos se evaluaron siguiendo la metodología descrita en el Capítulo 2. Diagnóstico y solución de problemas, para comprobar la exactitud del programa. Las Figuras 17 y 18 muestran las curvas características de un ventilador diseñado para un secador con capacidad para 1.500 kg y otro para 2.000 kg de café pergamino seco. Se puede observar la exactitud del programa de diseño, pues los puntos rojos que representan las especificaciones de caudal y presión que se deben alcanzar, están muy cerca de las curvas características de dichas turbomáquinas.





7 Balanceo de los rotores

Una de las preocupaciones más grandes en la fabricación de ventiladores, y una de las razones que hace costosos estos dispositivos, es el balanceo que deben tener los rotores, para que no se generen vibraciones durante su funcionamiento, las cuales a su vez causan deterioro mecánico de las piezas y el peligro de desprendimiento de algunas partes por fatiga en las soldaduras.

Por tal razón, Gutiérrez (2008) incluyó una manzana removible en el rotor, con el fin de realizar el balanceo en máquinas utilizadas para el balanceo de ruedas de vehículos, debido a que sin la manzana, el rotor puede fijarse con el cono estándar que allí se usa.

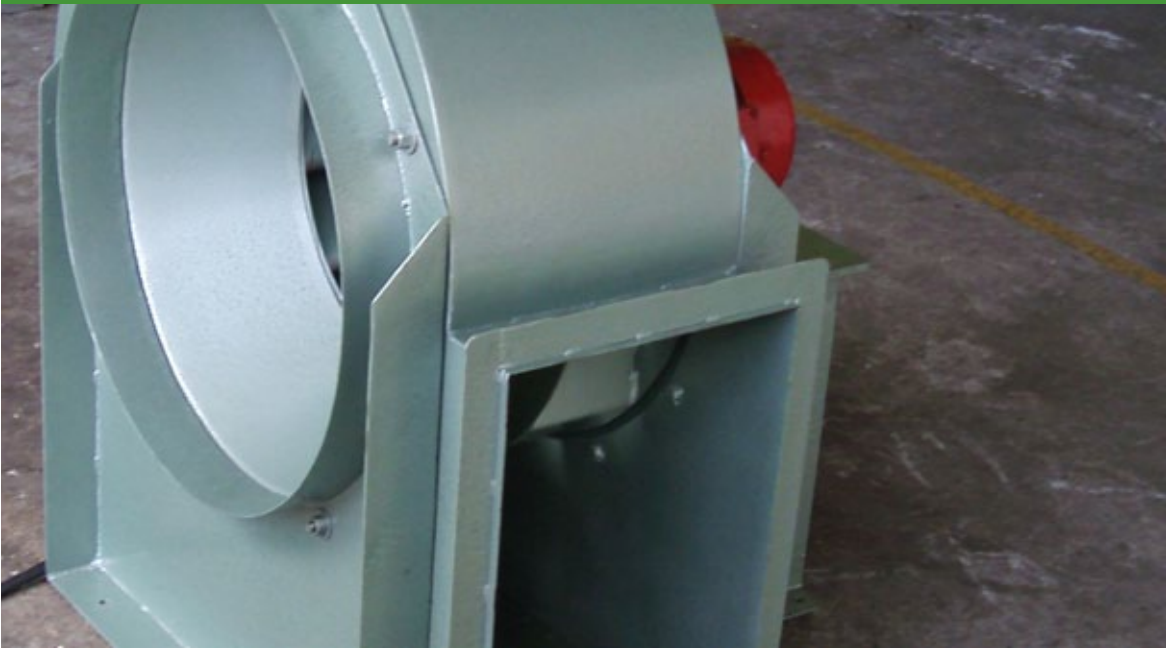
Con esa finalidad, se planteó un experimento donde los rotores que fueron balanceados en máquinas para balanceo de ruedas se evaluaron en máquinas especializadas para el balanceo de rotores, con el fin de determinar si cumplían con la norma ISO 1940, en la cual se definen los niveles permisibles de vibración residual y las tolerancias para el balanceo. Los balanceos de las ruedas se realizan a velocidades ligeramente inferiores a 800 rpm y las pruebas en la máquina especializada a 1.800 rpm. Por el tamaño de los rotores, los balanceos se realizaron en máquinas para balanceo de ruedas de camiones. La Figura 19 muestra un rotor de ventilador mientras es balanceado.

De las quince pruebas de balanceo realizadas al rotor para el secador de 1.500 kg de c.p.s., ninguna fue rechazada, debido a que el desbalanceo medido por la máquina especializada estaba dentro del límite permisible. Para el rotor del ventilador del secador con capacidad estática para 2.000 kg de c.p.s., de las quince pruebas de balanceo realizadas, sólo una fue rechazada, debido a que el desbalanceo medido por la máquina especializada estaba ligeramente fuera del límite permisible.

Con los resultados obtenidos de las pruebas de balanceo se concluye que la metodología utilizada para fabricar y balancear los ventiladores es accesible a los productores de café, con menores precios y excelente calidad.

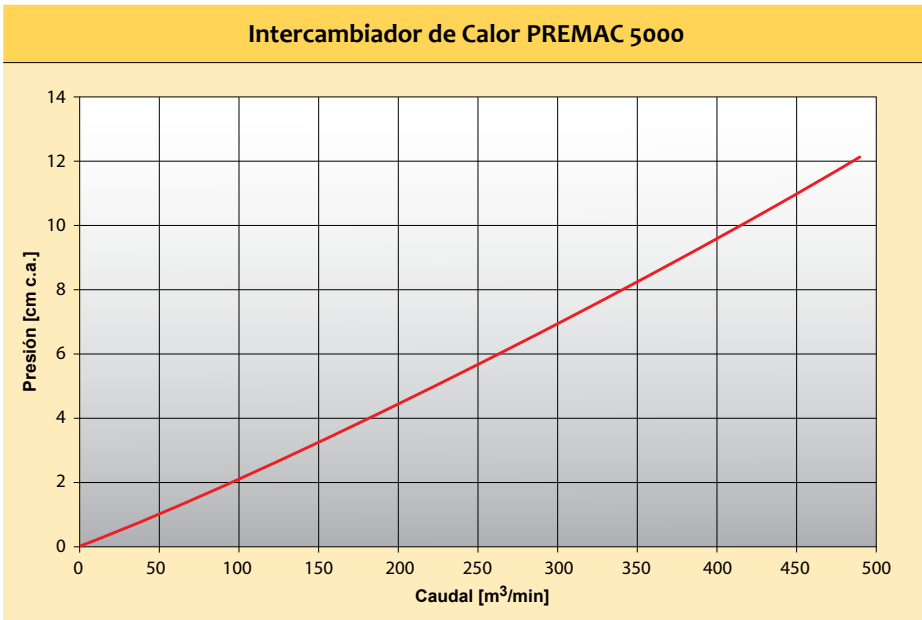


Figura 19. Balanceo de rotor del ventilador en máquina utilizada para ruedas de camiones.

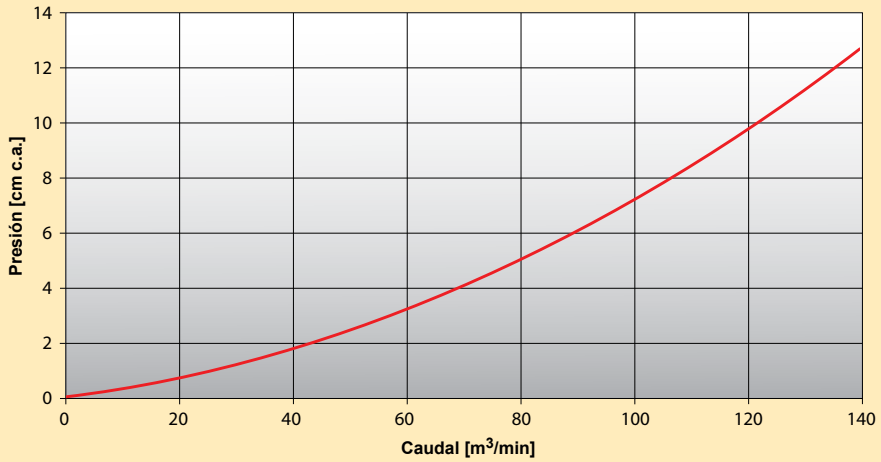


8 Anexos

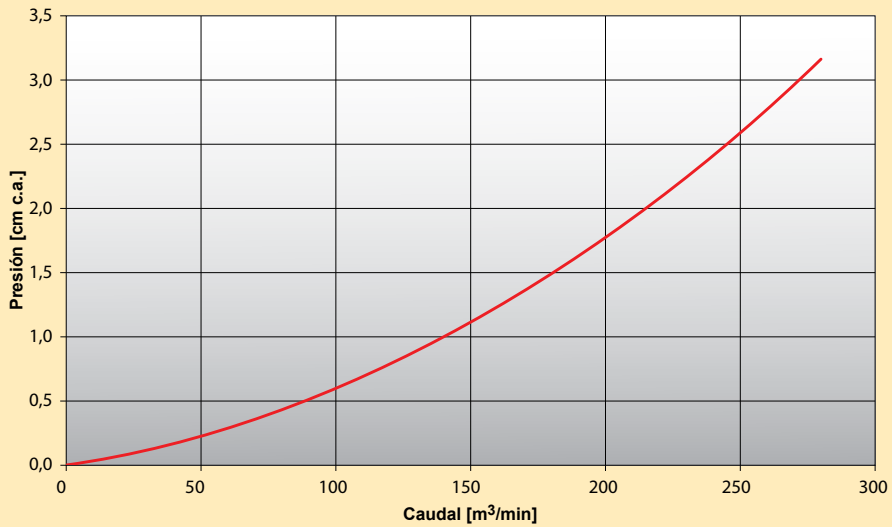
Anexo 1



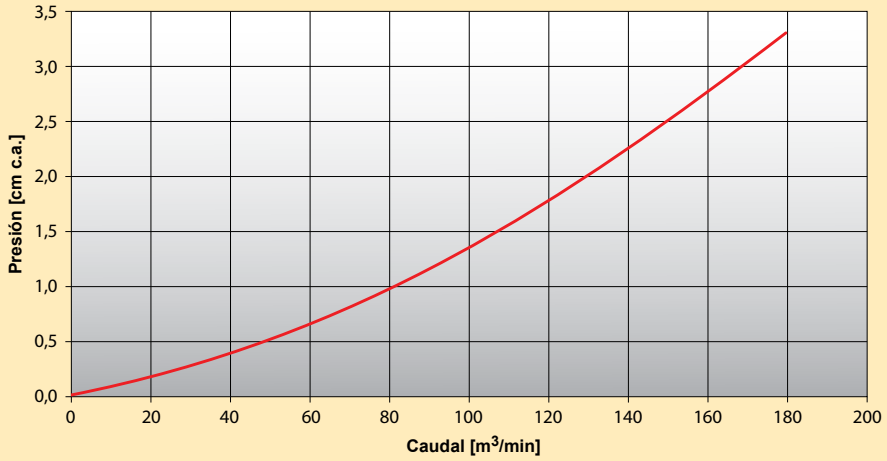
Intercambiador de Calor IC-P 1500



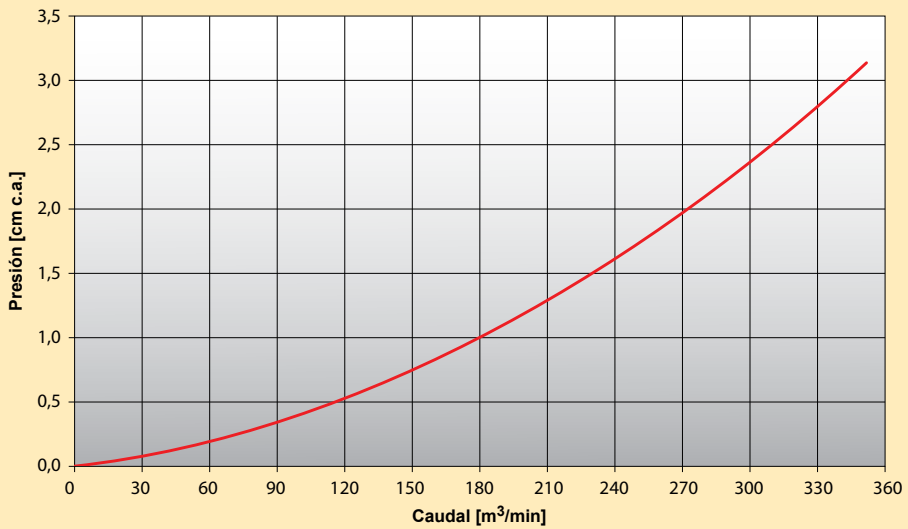
Intercambiador de Calor SOTEC 2500

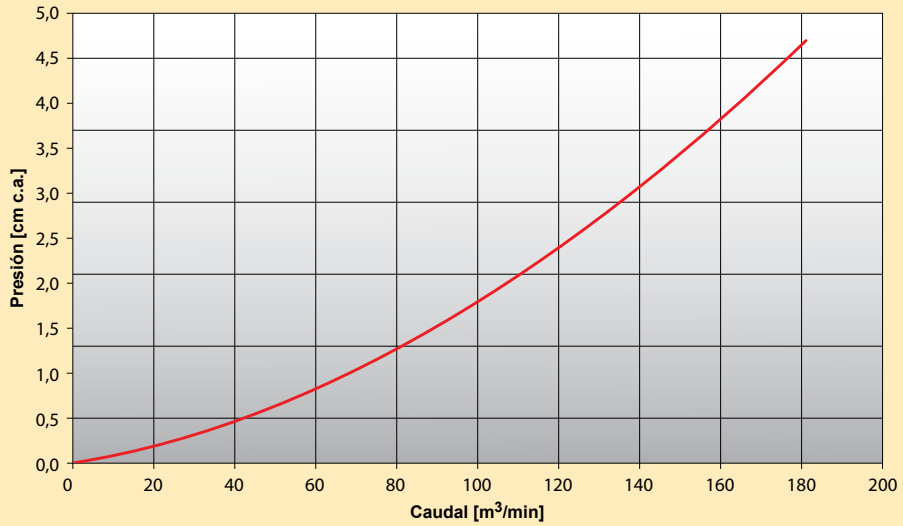
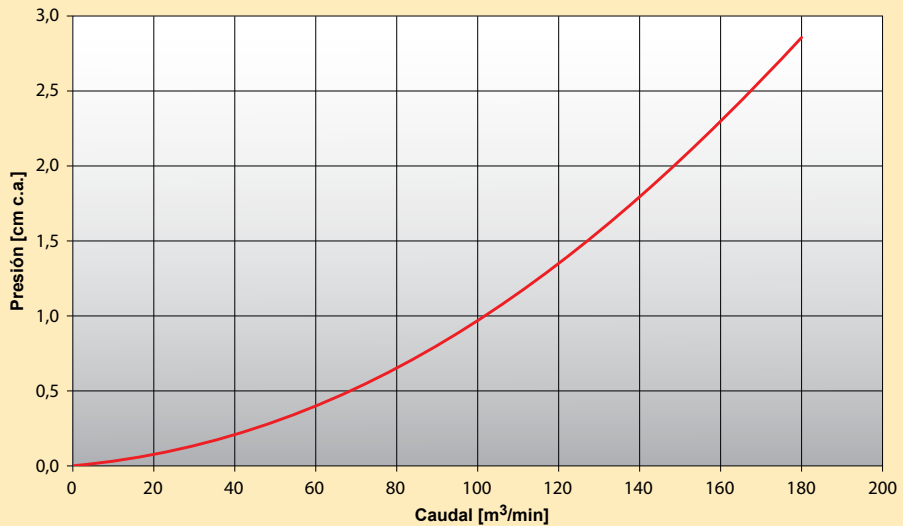


Intercambiador de Calor CITARA 1500

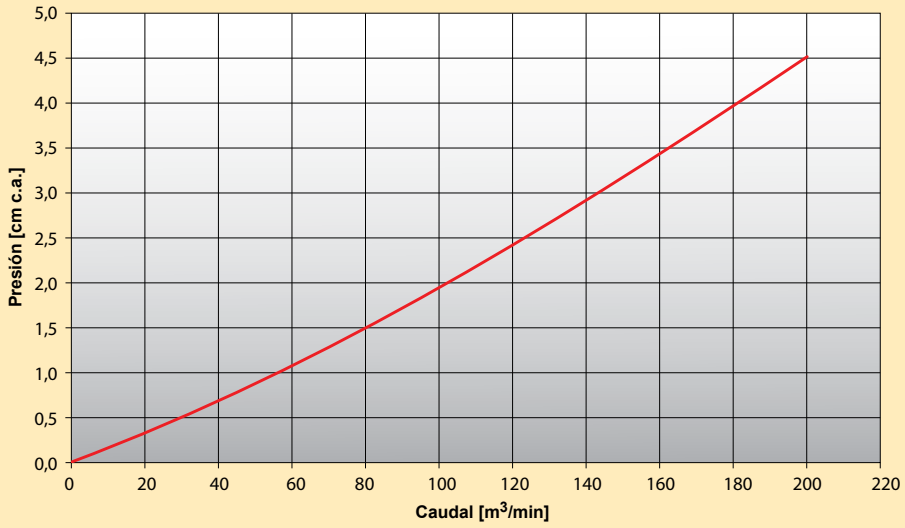


Intercambiador de Calor ARTESANAL 2500

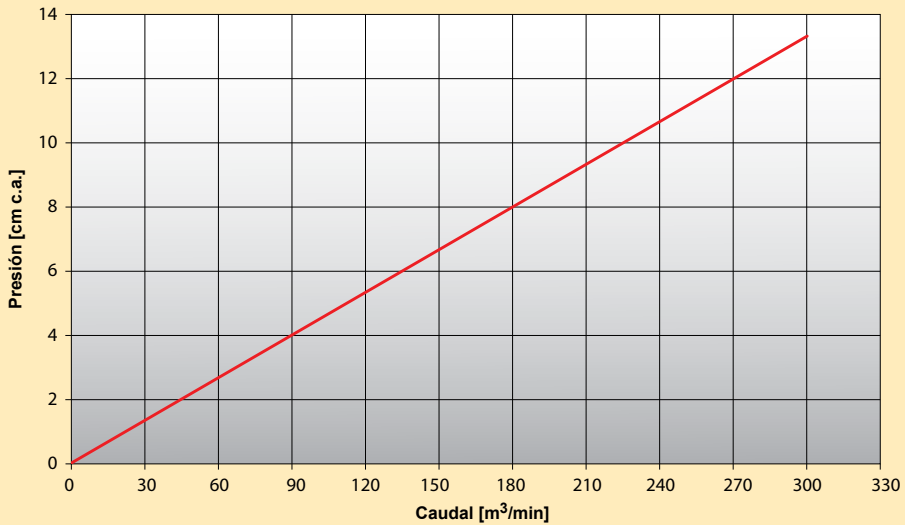


Intercambiador de Calor AMG 1500**Intercambiador de Calor ARTESANAL 1250**

Intercambiador de Calor INGESEC 2000

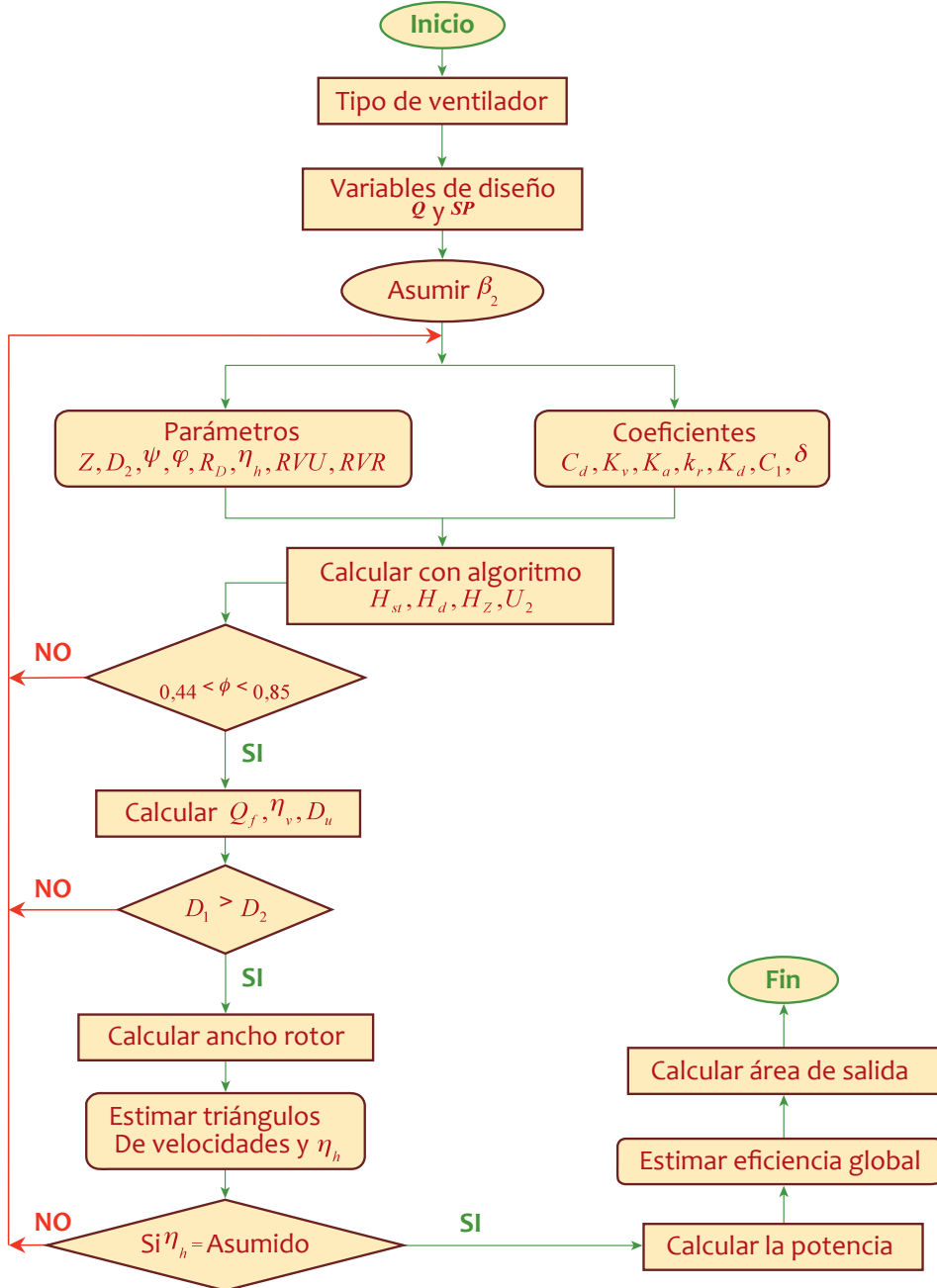


Intercambiador de Calor AMG 3000



Anexo 2

Diagrama de flujo para el diseño de ventiladores



A2.1 diseño de ventiladores centrífugos

Para el diseño de ventiladores centrífugos existen varias metodologías. Un método iterativo de diseño es el propuesto por Orozco (1994), el cual se describe a continuación:

1. Estimar caudal Q y cabeza estática de presión SP .
2. Asumir el valor del ángulo β_2 y de acuerdo a este último asumir las siguientes variables:
 - Número de alabes: Z
 - Coeficientes de Rateau: Φ, ψ
 - Coeficiente de velocidad: φ
 - Relación de diámetros: R_D
 - Relación de velocidades radiales
 - Relación de velocidades tangenciales
 - Eficiencia Hidráulica: η_h
3. Asumir los siguientes coeficientes acorde al rango de selección:
 - C_d . (0,6)
 - K_v . (0,25 – 0,5)
 - K_a . (0,5 – 0,8)
 - K_r . (0,2 – 0,3)
 - K_d . (0,4)
 - C_l . (0,01 alta presión, 0,05 baja presión)
 - δ . (Hasta 0,5 pulgadas)
4. Calcular de las variables a través del siguiente proceso iterativo

$$H_{st} = S SP \quad (\text{A2.1})$$

$$H_D = \frac{(RVU U_2)^2}{2g} \quad (\text{A2.2})$$

$$H = H_{st} + \frac{(RVU U_2)^2}{2g} \quad (\text{A2.3})$$

$$H_Z = \frac{H}{\eta_h} \quad (\text{A2.4})$$

5. A partir de la ecuación de diseño se obtiene:

$$U_2 = \sqrt{\frac{\frac{g H_{st}}{\eta_h}}{1 - \varphi \cot \beta_2 - \frac{\pi}{z} \operatorname{sen} \beta_2 - \frac{RVU^2}{2\eta_h}}} \quad (\text{A2.5})$$

6. Coeficiente de Rateau y número de revoluciones

$$\phi_R = \frac{4Q}{D_2^2 U_2} \quad (\text{A2.6})$$

$$N = \frac{U_2}{\pi D_2} \quad (\text{A2.7})$$

$$D_1 = \frac{D_2}{R_D} \quad (\text{A2.8})$$

7. Caudal de fugas y eficiencia volumétrica η_v

$$Q_f = C_d D_1 \delta \pi \sqrt{\frac{2}{3} g H_{st}} \quad (\text{A2.9})$$

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_f} \quad (\text{A2.10})$$

8. Velocidad y diámetro de aspiración

$$V_a = K_v \sqrt{2 g H_{st}} \quad (\text{A2.11})$$

$$D_a = \sqrt{\frac{4(Q + Q_f)}{\pi V_a}} \quad (\text{A2.12})$$

NOTA: Verificar que se cumple $D_1 > D_a$, sino cumple reasumir K_v hasta que se cumpla la condición señalada.

9. Cálculo de velocidades radiales

$$V_{r2} = \varphi U_2 \quad (\text{A2.13})$$

$$V_{r1} = \frac{V_{r2}}{RVR} \quad (\text{A2.14})$$

10. Ancho del rotor a la descarga

$$b_2 = \frac{Q}{\pi D_2 V_{r2}} \quad (\text{A2.15})$$

$$b_1 = \frac{b_2}{R_D} \quad (\text{A2.16})$$

$$U_1 = \pi D_1 N \quad (\text{A2.17})$$

$$\beta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{r1}}{U_1} \right) \quad (\text{A2.18})$$

11. Estimar los triángulos de velocidades

$$V_{r1} = V_1 \quad (\text{A2.19})$$

$$V_3 = RVU U_2 \quad (\text{A2.20})$$

$$W_1 = \sqrt{U_1^2 + V_{r1}^2} \quad (\text{A2.21})$$

$$W_2 = \sqrt{V_{r2}^2 + \left(\frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \right)^2} \quad (\text{A2.22})$$

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{r2}}{\tan \beta_2} \quad (\text{A2.23})$$

$$V_2 = \sqrt{V_{u2}^2 + V_{r1}^2} \quad (\text{A2.24})$$

12. Cálculo de las pérdidas

$$H_a = K_a \frac{V_a^2}{2g} \quad (\text{A2.25})$$

$$H_r = K_r \frac{(W_1 - W_2)^2}{2g} \quad (\text{A2.26})$$

$$H_d = K_d \frac{(V_2 - V_3)^2}{2g} \quad (\text{A2.27})$$

$$H_z = H + (H_a + H_r + H_d) \quad (\text{A2.28})$$

13. Estimativo de la eficiencia hidráulica

$$\eta_h = \frac{H}{H_z} \quad (\text{A2.29})$$

Dado que éste es un proceso iterativo, se debe comparar el valor obtenido de la eficiencia hidráulica con el valor que se asumió, si este valor no se encuentra dentro del margen de tolerancia establecido se debe repetir el proceso utilizando el valor de la eficiencia hidráulica que se obtuvo, de lo contrario, el valor de la eficiencia es correcto y se pueden seguir realizando los cálculos.

14. Estimar la eficiencia global del sistema

$$W_{md} = 0,049 \rho_{air} (0,01U_2)^3 (0,1D_2)^2 \quad (\text{A2.30})$$

$$WHP = \frac{CFM SP}{6356} \quad (\text{A2.31})$$

$$BHP = \left(\frac{WHP}{\eta_h + \eta_v} + W_{md} \right) \left(\frac{1}{1 - C_1} \right) \quad (\text{A2.32})$$

$$\eta_m = 1 - C_1 - \frac{W_{md}}{BHP} \quad (\text{A2.33})$$

$$\eta = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (\text{A2.34})$$

15. Área de salida

$$A_s = \frac{Q}{V_3} \quad (\text{A2.35})$$

$$B = \frac{b_2}{0,4} \quad (\text{A2.36})$$

$$A = \frac{A_s}{B} \quad (\text{A2.37})$$

Éstos son los parámetros requeridos en el diseño del rotor de un ventilador centrífugo de álabes inclinados hacia atrás, sin considerar su eje y carcasa.

A2.2 Nomenclatura

ψ, ψ_a, ψ_u : Diversas definiciones del coeficiente de energía

ψ_∞ : Coeficiente ideal de energía gH_∞/U^2

ψ_z : Coeficiente teórico de energía gH_z/U^2

Φ : Coeficiente de caudal, según Rateau

\varnothing : Coeficiente de velocidad

R_e : Número de Reynolds en turbomáquinas

τ : Coeficiente de potencia

K_a, K_r, K_d, K_v : Coeficientes de pérdidas

ρ_{air} : Densidad del aire

S : Relación de densidades agua / aire

\dot{V} : Caudal actual

g : Aceleración de la gravedad $9,81 \text{ m/s}^2$

γ : Peso específico

\dot{V}_f : Caudal de recirculación

W : Potencia de fluido o WHP

BHP : Potencia al freno

N : Velocidad de giro, rpm

H : Cabeza total actual (columnas de aire como las designadas por H_x)

H_{st} : Cabeza estática

H_d : Cabeza dinámica

H_a : Cabeza de pérdidas en la aspiración

H_r : Cabeza de pérdidas por separación

H_d : Cabeza de pérdidas por retardos

H_∞ : Cabeza ideal o de Euler

H_z : Cabeza teórica

TP : Cabeza total actual (columna de agua)

SP : Cabeza estática (columna de agua)

VP : Cabeza dinámica (columna de agua)

V_u : Velocidad tangencial
 V_r : Velocidad radial
 V_u : Velocidad absoluta
 U : Velocidad periférica
 W : Velocidad relativa

Subíndices:

1 : Succión del rotor
 2 : Salida del rotor
 3 : Salida de la voluta
 ΔV_u : Deslizamiento de la velocidad
 V_{u2} : Velocidad tangencial ideal a la salida del rotor
 V'_{u2} : Velocidad tangencial actual a la salida del rotor
 D_1, D_2 : Diámetros del rotor
 D_a : Diámetro de aspiración
 b_1, b_2 : Ancho del rotor
 δ : Separación entre el rotor y la tobera
 A_s : Área de salida en la voluta
 A : Ancho de la salida de la voluta
 K : Constante de la espiral logarítmica
 d_e : Diámetro del eje
 T : Momento torsor máximo
 M_f : Momento flector máximo
 σ_y : Límite de fluencia
 τ_w : Esfuerzo admisible en tensión
 η : Eficiencia global del prototipo
 η_m : Eficiencia global del modelo
 η_v : Eficiencia volumétrica
 η_h : Eficiencia hidráulica
 η_M : Eficiencia mecánica



9 Literatura citada

BEDOYA L., F. Metodología de diseño de un ventilador centrífugo utilizando programas computacionales (Excel, Inventor 7 y Visual Nastran. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira. Facultad de Ingeniería Mecánica, 2007.

FEDERACIÓN NACIONAL DE CAFETEROS DE COLOMBIA. Costos de producción de Café. FNC, 2009.

FEDERACIÓN NACIONAL DE CAFETEROS DE COLOMBIA. Unificación de criterios en el beneficio ecológico de café. Memorias primera reunión. Chinchiná: CENICAFÉ, 2004.

GUTIÉRREZ F., J.M., Metodologías para la construcción de ventiladores centrífugos para el secado de café en talleres rurales. Pereira: Universidad Tecnológica de Pereira. Facultad de Ingeniería Mecánica, 2008. Tesis Ingeniero Mecánico.

OLIVEROS T., C.E., RAMÍREZ G., C. A., [et al.]. Secador solar de túnel para café pergamino. Chinchiná: CENICAFÉ, 2006. 8p. (Avances Técnicos No. 353).

OLIVEROS T., C.E.; RAMÍREZ G., C. A.; [et al.]. Secador Parabólico Mejorado. Chinchiná: CENICAFÉ, 2008. 8p. (Avances Técnicos No. 376).

OLIVEROS T., C.E., SANZ U., J. R.; [et al.]. Aprovechamiento eficiente de la energía en el secado mecánico del café. Chinchiná: CENICAFÉ, 2009. 8p. (Avances Técnicos No. 380).

OROZCO H., C.A. Conceptos acerca del diseño de ventiladores centrífugos, Scientia Et Technica. v. fasc.1 p.60 - 70 ,1994.

PARRA C., A.; ROA M., G.; [et al.]. Secafé Parte I: Modelamiento y simulación matemática en el secado mecánico de café pergamino. Revista brasilera de engenharia agrícola e ambiental, 12(4):415-427. 2008.

PARRA C., A.; ROA M., G.; [et al.]. Secafé Parte II: Secafé: Recomendaciones para el manejo eficiente de los secadores mecánicos de café pergamino. Revista brasilera de engenharia agrícola e ambiental, 12(4):428-434. 2008.

RAMÍREZ G., C.A.; OLIVEROS T., C.E.; [et al.]. Construya el secador solar parabólico. Chinchiná, CENICAFÉ. 2002 (Avances Técnicos Cenicafé No. 305: 1-8p.).

ROA M., G.; OLIVEROS T., C.E. Pérdidas de presión por el paso del aire a través del café pergamino, variedad Caturra, dispuesto a granel. Chinchiná: CENICAFÉ 37(1):23-37. 1986.

ROA M., G.; OLIVEROS T., C.E.; [et al.]. Beneficio ecológico del café. Chinchiná: CENICAFÉ, 1999.

Agradecimientos

Los autores agradecen a:

- Dr. Hernando Duque Orrego, Líder Departamental de Extensión Rural, Comité Departamental de Cafeteros de Caldas.
- Ing. Christian Andrés González Salazar. Investigador asociado a la Disciplina Agrícola hasta noviembre 2008.
- Ing. Jorge Humberto Páez M., Coordinador Seccional del Comité Municipal de Cafeteros de Palestina y su equipo de trabajo.
- Ing. Alejandro Corrales, caficultor de Belén de Umbría (Risaralda), y su equipo de trabajo, fincas El Placer y Las Palmas.
- Sr. Alberto Arango E., caficultor de Palestina (Caldas), y su equipo de trabajo, finca La Romanza.
- Sra. Beatriz Villegas de Botero, caficultor de Palestina (Caldas), y su equipo de trabajo, finca El Labrador.
- Sr. Óscar Baena, caficultor de Manizales (Caldas), y su equipo de trabajo, finca Cascarero.
- Ing. Diego Montoya, Jefe Estación Paraguacito (Quindío), y su equipo de trabajo.
- Sr. Óscar José Ospina P., y su equipo de trabajo, Taller Metálicas Óscar Ospina.
- Personal del Taller y del Beneficiadero de Cenicafé.
- Personal de la Disciplina de Ingeniería Agrícola de Cenicafé.
- Ing. Alexander Díaz Arias, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad Tecnológica de Pereira.



Cenicafé

Ciencia, tecnología
e innovación
para la caficultura
colombiana

www.cenicafe.org