Teorías y productos de ventilación

Manual Técnico
Ventilación

systemair

Contenido

Prólogo 5
1. Por qué Ventilación 6
1.1 Salud 6
1.2 Comodidad 7
1.3 Productividad 7
1.4 Seguridad 8
1.5 Energía 9
1.6 Diseño sostenible (ECO) y aspectos medioambientales 10
2. Sistema de ventilación 11
2.1 Suministro 11
2.2 Escape 11
2.3 Balance 11
3. Física del flujo de aire 13
3.1 El medio incompresible 13
3.1.1 Ecuación del gas 13
3.1.2 Dependencias de la densidad del aire 13
3.2 Las variables de estado de un flujo ideal 14
3.2.1 Ecuación de Bernoulli 14
3.3 Ecuación de continuidad 14
3.4 Definición de las presiones 14
3.4.1 Presión estática 14
3.4.2 Presión dinámica 14
3.4.3 Presión total 14
3.5 Pérdida de presión 15
3.6 Curva del sistema (características del sistema) 16
3.7 Distribución de la velocidad en el conducto 17
3.8 Medición de la presión in situ 18
4. Acústica 19
4.1 Ruido 19
4.2 Los principios básicos del sonido 19
4.3 Fuentes de sonido 20
4.4 Ajuste en el oído 20
4.5 Varias fuentes de sonido 21
4.6 Leyes de similitud acústica para los ventiladores 21
4.7 Silenciadores 22
4.8 El sonido en las vías respiratorias 22
4.9 Nivel de potencia sonora y nivel de presión sonora in situ 24
5. Básico de los ventiladores 26
5.1 Qué es un ventilador 26
5.2 Tipos de ventiladores 26
5.3 Ventilador axial 27
5.3.1 Construcción y función 27
5.3.2 Tipos de ventiladores axiales 28
5.4 Ventilador radial 30
5.4.1 Construcción y función 30
5.4.2 Tipos de impulsores radiales 31
5.4.3 Configuración de ventiladores radiales 32
5.4.4 Diseño especial y construcciones especiales 33
5.4.5 Operación de desgaste y polvo 34
5.5 Ventilador diagonal 35
5.5.1 Construcción y función 35
5.6 Ventilador de flujo cruzado 36

5.6.1 Construcción y función ... 36
5.7 Instalación del ventilador y bloqueo giratorio ... 37

6. El ventilador del sistema ... 38
6.1 Diagramas característicos, generales ... 38
6.2 Sistema y curvas de ventilador ... 39
6.2.1 Perturbaciones de entrada y salida ... 39
6.2.2 Difusores ... 42
6.3 Las leyes de similitud ... 44
6.4 Parámetros adimensionales ... 45
6.4-01 Eficiencia ... 45
6.4-02 Coeficiente de presión ... 45
6.4-03 Coeficiente de flujo de aire ... 45
6.4-04 Coeficiente de potencia ... 46
6.4-05 Coeficiente de diámetro ... 46
6.4-06 Número de ejecución ... 46
6.4-07 Coeficiente de aceleración ... 46
6.5 Criterios de selección ... 46
6.6 Conexión en paralelo de ventiladores ... 48
6.7 Conexión en serie de ventiladores ... 50
6.8 Ventilador del sistema (vibraciones) ... 51
6.9 Medida de presión en el sistema ... 53
6.10 Medición del flujo de aire en el sistema ... 55
6.11 Influencia de densidad media ... 56

7. Control de los ventiladores ... 58
7.1 Observaciones, generales ... 58
7.2 Control de aceleración ... 59
7.3 Control de velocidad ... 59
7.4 Control de la paleta ... 60
7.5 Control de paletas ... 61
7.6 Control de derivación ... 62

8. Diseño de la unidad ... 64
8.1 Energía eléctrica y mecánica ... 64
8.2 Motores, accionamiento directo ... 66
8.3 Transmisión por correa trapezoidal ... 68
8.4 Acoplamiento ... 69
8.5 Control de velocidad ... 70
8.6 Tecnología de control ... 71

9. Sistema de monitoreo de controles ... 74
9.1 Monitoreo de la presión del sistema ... 74
9.2 Monitoreo del flujo de aire ... 74
9.3 Monitoreo del motor de accionamiento ... 76
9.4 Monitoreo de vibraciones ... 76
9.5 Monitoreo de temperatura y humedad del medio ... 77
9.6 Mediciones de sonido ... 77

10. Ventiladores especiales (dispositivos relevantes para la seguridad) ... 78
10.1 Equipo de seguridad contra incendios ... 78
10.2 Protección contra explosiones ... 80
10.3 Protección contra explosiones – protección contra gases agresivos ... 84

11. Fórmulas ... 87
12. Fuentes ... 91

Prólogo

La ventilación tiene un papel central y muy relevante en la sociedad moderna. Tanto las investigaciones nuevas como las existentes muestran que la calidad del clima interior desempeña un papel crucial en nuestra salud y bienestar, mientras que la eficiencia energética se ha convertido en un área de interés en la mayoría de los países. Debido a esto, se plantean altas demandas tanto en los componentes como en los diseños técnicos de las soluciones del sistema para garantizar la eficiencia energética y un clima interior óptimo.

En Systemair, pasamos más de 450.000 horas de diseño cada año desarrollando nuevos y mejores productos de ventilación, diseñados para satisfacer las demandas actuales y futuras de soluciones de sistemas eficientes y seguros. Este manual cubre algunas de las áreas técnicas en las que Systemair opera.

El objetivo de este manual es dar una idea de la experiencia de Systemair en soluciones de sistemas, aplicaciones, teorías de ventilación y productos.

Mats Sándor

Director Técnico

Systemair AB

1. Por qué ventilación

Los estudios indican claramente que la ventilación es esencial para nuestra salud y bienestar. El aumento de los costos de energía, las nuevas regulaciones que exigen un menor consumo de energía y viviendas mejor aisladas hacen que sea importante elegir el tipo correcto de sistema de ventilación.

El conflicto entre la energía y un buen ambiente interior es que la ventilación es necesaria para crear un buen ambiente interior y la ventilación necesita energía para funcionar.

Para el futuro, la cuestión clave es cómo reducir el consumo de energía y al mismo tiempo mejorar la calidad del aire interior.

Clima interior

El propósito de la ventilación es permitirnos respirar aire limpio al eliminar el aire viciado y contaminado de nuestro entorno y reemplazarlo con aire de buena calidad. Al hacer esto, creamos condiciones interiores más saludables, un mejor rendimiento y una excelente comodidad.

Los seres humanos comen aproximadamente 1 [kg] de alimentos sólidos, beben aproximadamente 3 [kg] de líquidos y respiran aproximadamente 15 [kg] de aire por día y persona. Pasamos alrededor del 90 [%] de nuestro tiempo en interiores. Pero todavía nos preocupa más la comida y la bebida que el aire que nos rodea.

Hay varios estudios que demuestran que el aire interior limpio es esencial.

1.1 Salud

Estudio de Värmland

El estudio fue iniciado en 2000 por el profesor Jan Sundell en la Universidad Técnica de Dinamarca, y el Dr. Carl-Gustaf Bornehag en la Universidad de Karlstad y el Instituto Nacional Sueco de Pruebas e Investigación, SP.

Todas las familias en Värmland con niños entre las edades de uno y seis recibieron un cuestionario por correo; se enviaron un total de 14 000. Casi 9 000 de estas familias respondieron a las preguntas formuladas por los investigadores.

En las 9.000 familias había 11.000 niños, por lo que esta encuesta es, con mucho, el mayor estudio del mundo sobre cómo el ambiente interior afecta a la salud de los niños.

Para obtener resultados más exactos, cuatrocientos niños (200 sanos, 200 con alergias severas o asma) fueron seleccionados para un estudio en profundidad sobre la conexión entre el ambiente interior y la enfermedad.

Hasta ahora, los investigadores han concluido que la ventilación tiene un impacto significativo en la salud de los niños. Una buena tasa de intercambio de aire no elimina el riesgo de asma o alergias, pero los niños que viven en hogares bien ventilados tienen una mejor oportunidad de mantenerse saludables.

Este es un estudio en curso con el nombre oficial de "La humedad en los edificios y la salud".

Estudio de Bamse

Otro estudio sueco que apunta en la misma dirección que el Estudio de Värmland es el Estudio de Bamse. Es un estudio sobre las alergias de los niños realizado en Estocolmo. Más de 4000 niños de Estocolmo nacidos entre 1994 y 1996 fueron seguidos desde su nacimiento. El Estudio Bamse es una cooperación entre el Departamento de Salud Ocupacional y Ambiental, el Hospital de Niños Astrid Lindgren y el Instituto de Medicina Ambiental del Instituto Karolinska. Los niños y su entorno de vida fueron revisados regularmente.

En el Estudio Bamse, los investigadores concluyeron, entre otras cosas, lo siguiente:

- Un mal clima interior (moho / humedad / condensación) en nuestras casas aumenta el riesgo de asma.
- Fumar durante el embarazo aumenta el riesgo de que los niños desarrollen asma.
- La lactancia materna disminuye el riesgo de que los niños desarrollen asma.

Entre los niños expuestos a dos o tres factores de riesgo (humo de tabaco, mal clima interior, lactancia materna interrumpida prematuramente) el riesgo de desarrollar asma era más del doble en comparación con los niños expuestos a uno, o ninguno, de estos riesgos.

A la edad de cuatro años, el 40 por ciento de los niños tenían algún tipo de problema alérgico, es decir, asma, erupciones cutáneas, fiebre del heno o alergias alimentarias.

1.2 Comodidad

Todos sentimos gusto al estar en una sala de reuniones o vivienda a la temperatura adecuada con aire limpio y fresco. El uso de ventilación para crear comodidad y bienestar conduce a una mejor salud, productividad y estado de ánimo.

Debería estar igualmente claro para cualquiera que nuestros hogares y oficinas deben estar ventilados con aire purificado y adecuadamente controlado a demanda, al igual que nuestros automóviles modernos y todos los demás lugares donde pasamos nuestro tiempo.

1.3 Productividad

Para crear buenas condiciones para un rendimiento óptimo, el clima interior es un factor importante.

La temperatura es crítica para nuestro desempeño. A 27 [ºC] estamos realizando solo el 70 [%] de nuestra capacidad normal (fig. 1.1).

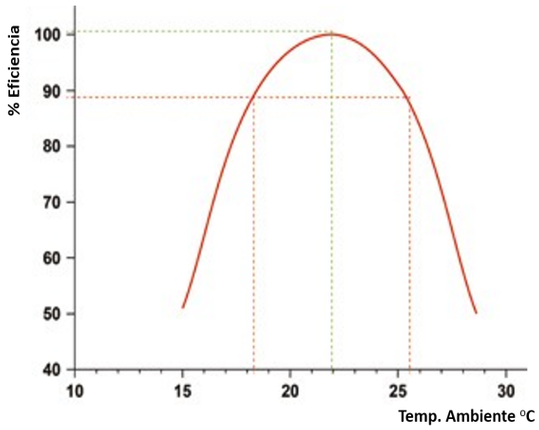


Fig. 1.1. Estudio de DTU

Varios estudios revelan una relación entre las tasas de flujo de ventilación y la baja por enfermedad (fig. 1.2). Con un aumento del flujo de aire que reduce el absentismo.

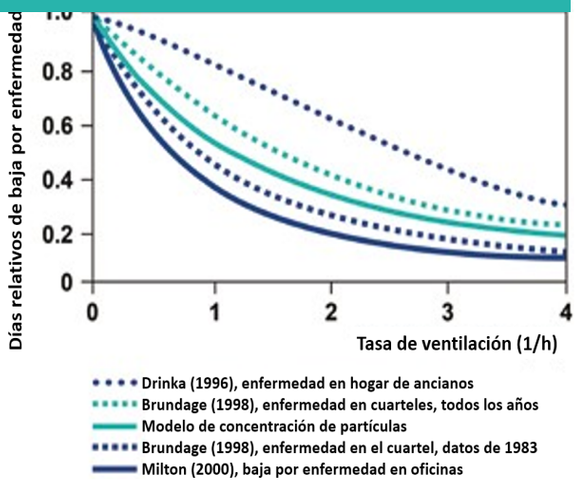


Fig. 1.2. Fish W, Seppänen, Faulhkner, Haung

El costo operativo de la ventilación en un edificio de oficinas típico está por debajo del 1 [%] del costo de la mano de obra de las oficinas. Esto hace que sea rentable crear un buen clima interior con sistemas de ventilación de buen funcionamiento y de tamaño adecuado en los edificios de oficinas (fig. 1.3).

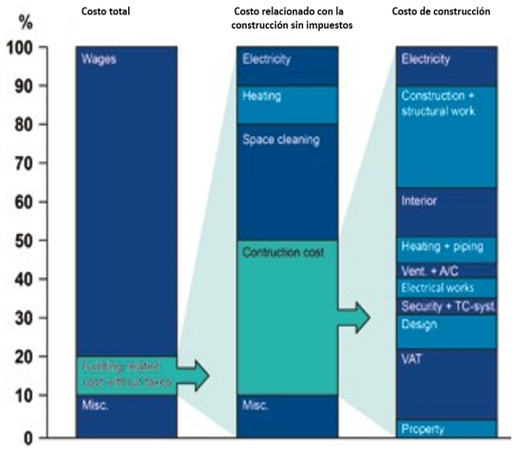


Fig. 1.3. Guía REHVA No 6 - 2006

1.4 Seguridad

La seguridad es un aspecto importante en el diseño y construcción de edificios. Los arquitectos, ingenieros y otras partes interesadas deben minimizar el peligro de lesiones y enfermedades para los ocupantes, debido a diseños de edificios inseguros o poco saludables, así como el peligro de daños a la propiedad debido a desastres.

Deben aplicarse métodos de seguridad operacionales, técnicos y físicos para proteger a los ocupantes, el propio edificio y los bienes que se encuentran en su interior.

Protección contra el calor y el humo

En general, la seguridad contra incendios se subdivide en seguridad preventiva contra incendios, seguridad organizacional contra incendios y protección contra incendios. Aquí, las medidas individuales del concepto de seguridad contra incendios deben coordinarse entre sí, de modo que se garantice una interacción fluida de las medidas.

Seguridad preventiva contra incendios

Se entiende por seguridad preventiva contra incendios todas aquellas precauciones que, en el caso de un incendio, sirven para contrarrestar la propagación del incendio, permitiendo que las personas y los animales sean rescatados y que se rescaten las propiedades, y proporcionar los requisitos previos para una efectiva lucha contra incendios.

Individualmente, estas son medidas para

- Seguridad estructural contra incendios y
- Equipo de seguridad contra incendios

Seguridad estructural contra incendios

La seguridad estructural contra incendios incluye la suma de todas las medidas del plan estructural, de diseño y de función, que reducen al mínimo -o impiden total o temporalmente- la propagación y transmisión de un incendio; permiten rescatar a las personas, garantizar la seguridad de las actividades de lucha contra incendios durante un determinado período y mantener al mínimo la destrucción y el alcance de los daños en los edificios, las instalaciones y el equipo.

Protección contra explosiones

La protección contra explosiones es un área de tecnología relacionada con la protección contra la formación de explosiones y / o la limitación de sus efectos. El campo de trabajo se encuentra bajo el título de ingeniería de seguridad y sirve para evitar daños a las personas, la propiedad y el medio ambiente por productos técnicos, plantas y equipos. En casos individuales, la protección contra explosiones se realiza mediante soluciones técnicas y requisitos legales.

Para que haya una explosión, los tres componentes "material inflamable en forma finamente distribuida", el oxígeno y una fuente de ignición deben unirse. Estos componentes pueden ser representados como un llamado "triángulo de explosión". Una explosión no puede tener lugar si falta uno de estos tres componentes.

Por lo tanto, para garantizar la protección contra explosiones, existen tres enfoques principales:

- Evitar o encerrar la fuente de ignición
- Evitar los materiales inflamables en una forma potencialmente explosiva
- Inertización (eliminación de oxígeno)

Las fuentes de ignición son, por ejemplo, superficies calientes, descargas eléctricas, chispas generadas mecánicamente, ondas de choque, etc.

Protección contra medios agresivos

La resistencia química de los elastómeros, plásticos y metales utilizados en la ingeniería de plantas (ventiladores) es muy variada y depende también de muchos factores. Entre ellos se encuentran la temperatura del medio transportado, la concentración, el grado de contaminación, la adición de materiales acompañantes sólidos o gaseosos no deseados, así como los efectos de fuerzas mecánicas como las cargas estáticas o dinámicas.

En la práctica, estos factores influyen, por ejemplo, en el comportamiento de la corrosión mecánica, así como en la resistencia química de los materiales poliméricos.

Los datos brindados en las tablas de resistencia son, por lo tanto, solo una recomendación para la cual no se puede asumir ninguna responsabilidad.

Se puede encontrar información detallada sobre la resistencia de los materiales utilizados en las listas de resistencia de los fabricantes de materiales. En el caso de los medios críticos, es esencial una consulta por escrito que indique todas las condiciones de uso.

No se puede derivar ningún reclamo de garantía de los datos sobre la resistencia química que figuran en la lista. La selección de los materiales, el uso, la aplicación y el procesamiento de los productos adquiridos es responsabilidad exclusiva del usuario.

1.5 Energía

Ventilación de baja energía

Algunos de los factores que contribuyen al bajo consumo de energía en los sistemas de ventilación son:

Ventiladores energéticamente eficientes

Los ventiladores EC (fig. 1.4) tienen un potencial de ahorro típico de 20-50 por ciento en comparación con los ventiladores AC.

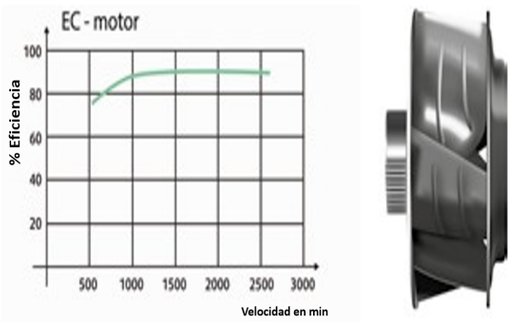


Fig. 1.4. EC-fnas

El ventilador EC es un motor de corriente continua de conmutación electrónica con la característica de mantener una alta eficiencia cuando se controla la velocidad.

Baja caída de presión

La caída de presión en los sistemas de ventilación y los productos de ventilación es importante para el consumo general de energía.

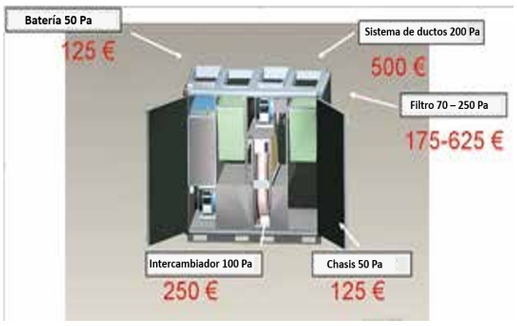


Fig. 1.5. Con un simple cálculo, el costo anual de una unidad de tratamiento de aire (en Europa con un costo promedio de 0,143 euros/kWh) con una capacidad de 1 m3/s es de alrededor de 2,5 euros/pa. La caída de presión sobre el filtro es normalmente de 70 Pa para un filtro limpio y de 250 Pa para un filtro sucio. El coste anual es entonces entre 175 y 626 euros/año sólo para el filtro. Esto da una clara indicación de que es rentable cambiar los filtros sucios.

Los sistemas de ventilación modernos tienen bajas velocidades en el sistema de conductos, así como pocos o ningún amortiguador.

Punto de operación

Es crucial que el ventilador del sistema funcione cerca o en el punto óptimo de funcionamiento. Es un error mirar sólo a la eficiencia más alta de un ventilador. Los ventiladores modernos están especialmente diseñados para tener una alta eficiencia en el punto de operación diseñado. Esto es particularmente evidente para los ventiladores diseñados para sistemas de baja presión.

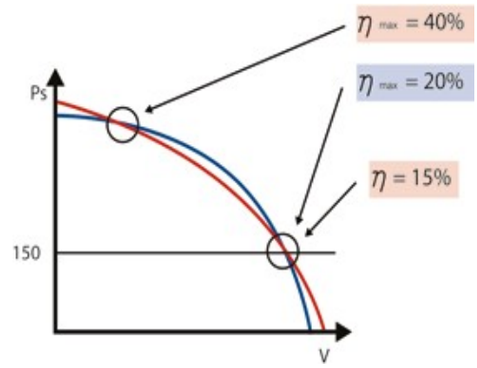


Fig. 1.6. Punto de trabajo - eficiencia

En el ejemplo (fig. 1.6), la máxima eficiencia para el ventilador rojo es de 40 [%] y para el ventilador azul de 20 [%]. En el punto de trabajo a 150 [Pa] el ventilador azul es más eficiente.

Control de la demanda de ventilación

Con ventilación de control de demanda, la ventilación solo se usa cuando es necesario y con la cantidad adecuada.

La ventilación podría ser controlada por la temperatura, la humedad, el dióxido de carbono, un sensor de ocupación, un temporizador o manualmente.

Ejemplos de aplicaciones son:

- Vestuarios con duchas
- Salas de lavandería
- Tiendas con una gran variación en el número de clientes.
- Salas de conferencias, teatros
- Salas de reunión
- Gimnasios y salas de entrenamiento
- Tiendas, restaurantes
- Oficinas, guarderías, escuelas

Recuperación de calor o energía

Con un sistema de recuperación, los ahorros son normalmente esenciales. La recuperación típica es entre 50 y 90 [%] de la energía en el aire transportado.

Sistema de gestión de edificios

Con un sistema de gestión de edificios, es posible optimizar el sistema para que sea altamente eficiente desde el punto de vista energético, asegurando la funcionalidad.

1.6 Diseño sostenible (ECO) y aspectos ambientales

Diseño sostenible (Eco)

El diseño sostenible (Eco) requiere que los productos ofrezcan un cierto nivel de eficiencia energética si se van a utilizar en la UE. La Directiva de diseño sostenible (Eco) fue adoptada por la UE en 2005. El objetivo es reducir el impacto ambiental de los productos que consumen energía y, por lo tanto, ayudar a avanzar hacia un desarrollo más sostenible. Es una directiva que abarca básicamente todos los productos que consumen energía distintos de los modos de transporte. Los productos de aire acondicionado, cortinas de aire y ventiladores conforman una de un total de 14 categorías de productos para ser analizados. Otras categorías incluyen iluminación, lavadoras y lavavajillas, motores eléctricos, refrigeradores, televisores, etc.

Declaración energética

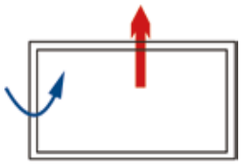
Las normas de declaración de energía de la UE exigen que se emita una declaración para los edificios, en la que se muestre cuánta energía se necesita para calentar el edificio, el aire acondicionado y la energía eléctrica necesarios para hacer funcionar los ventiladores y los ascensores, por ejemplo. Se debe emitir una declaración de energía para todos los edificios con "derecho de uso", por ejemplo, los edificios con apartamentos ocupados por sus propietarios o alquilados. Para lograr estos objetivos, se están reforzando continuamente las reglamentaciones relativas a los edificios existentes y a los nuevos. En otras palabras, será necesario construir cada vez más "climáticamente inteligente". Los edificios climáticamente inteligentes son o bien edificios que conservan la energía y que utilizan principalmente energía renovable, o bien son "casas pasivas" que prescinden de los sistemas de calefacción tradicionales. Estos edificios herméticos exigen una ventilación eficiente para evitar el moho y la humedad.

2. Sistema de ventilación

Tres tipos principales

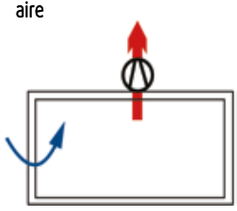
Natural

- No usa ventiladores, sólo fuerzas térmicas como el efecto chimenea



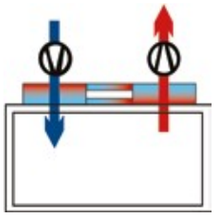
Extracto mecánico

- Ventiladores que extraen aire



Equilibrado

- Igual que el mecánico, pero también tiene ventiladores para el suministro. A menudo se suministra con intercambiador de calor



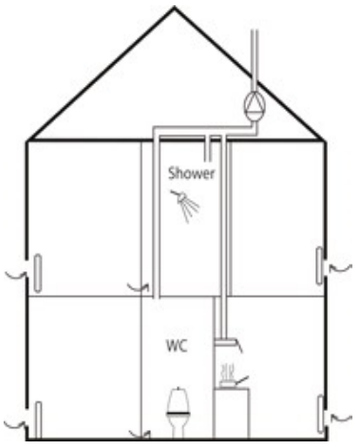
2.1 Suministro

Reemplace el aire interior contaminado con aire exterior fresco. Establecer un nivel de p. CO_2 por lo que la calidad del aire interior es suficiente para su propósito.

2.2 Escape

(LOTE 10 definiciones)

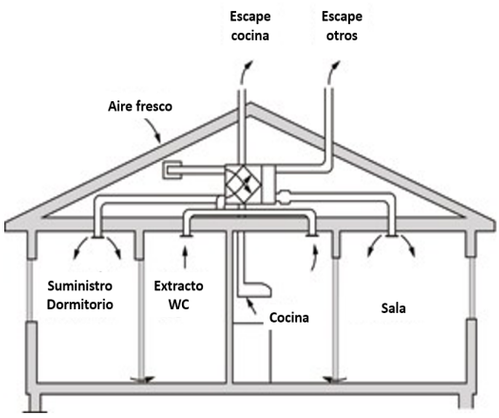
La ventilación de los edificios puede dividirse a grandes rasgos en tres categorías: ventilación natural, ventilación mecánica local (habitación por habitación) y ventilación mecánica central (varias habitaciones). Cada tipo de ventilación requiere productos específicos de utilización de energía. La ventilación mecánica incluye todos los dispositivos motorizados utilizados para renovar el aire interior. Los sistemas de ventilación híbridos se definen en la norma EN12792 (que se está debatiendo para su modificación) como "la ventilación en la que la ventilación natural puede ser, al menos en un determinado período, apoyada o sustituida por un componente de movimiento de aire motorizado" para ampliar la noción no sólo a los ventiladores, sino a todo el edificio que tiene que ser diseñado de una determinada manera. La ventilación mecánica se asocia a la presencia de ventiladores.



2.3 Equilibrado

Sistema equilibrado de ventilación de doble flujo

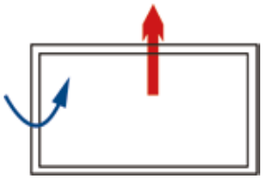
El sistema equilibrado de doble flujo está hecho con (siguiendo el flujo): recolección de aire (fuera del edificio), un ventilador, entradas de aire en la habitación, dispositivos de extracción, otro ventilador, dispositivo de extracción de aire, con la adición típica de un intercambiador de calor y algunos filtros, y conductos para conducir los flujos de aire (entrada y escape). El flujo se vuelve casi independiente de las condiciones de presión exterior. El equilibrio de la presión interna se vuelve aún más importante.



Ventilación mecánica centralizada de flujo equilibrado o doble.

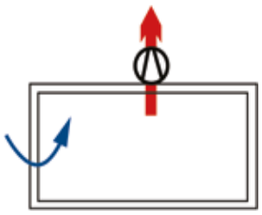
El aire se extrae en la cocina, los baños y los aseos. El aire nuevo se introduce en otras habitaciones con otra red, pero el mismo bloque extractor. El aire se extrae en la cocina, los baños y los aseos. Se introduce aire nuevo en otras habitaciones con otra red, pero con el mismo bloque de extracción.
La centralización permite procesar el aire nuevo (filtración, calefacción, humidificación...) y reunir las dos redes (extracción de aire y extracción de aire nuevo) para precalentar el aire nuevo recuperando el calor en el aire extraído gracias a un intercambiador de calor de placas. De este modo, la ventilación de doble flujo junto con el intercambiador de calor de recuperación de calor permite economizar energía de calefacción.
Este sistema permite recuperar una parte importante de la energía perdida debido a la introducción de aire fresco para la necesidad de ventilación en invierno, pero aumenta el uso de electricidad en el producto. La ventilación de recuperación de calor de doble flujo es generalmente un producto autónomo que se instala en la red de ventilación de las viviendas. Como las pérdidas de carga son diferentes, el uso de electricidad no puede compararse directamente con los otros productos.
Los sistemas de ventilación mecánica centralizada pueden convertirse en la base de un sistema de bomba de calor reversible que utiliza aire de extracción como fuente de frío en invierno y como fuente de calor en verano. Este sistema de calefacción de espacios puede denominarse "ventilación termodinámica de flujo equilibrado". Suministra refrigeración tanto en verano como calefacción en invierno, pero la energía de calefacción y refrigeración no permite cubrir todas las necesidades de calefacción y refrigeración porque las tasas de flujo de aire de ventilación son bastante pequeñas.
En cuanto al intercambiador de calor de placas, el calor o el frío recuperado dependerán de las condiciones externas. Este sistema permite recuperar del 50 [%] al 200 [%] de la energía perdida debido a la introducción de aire fresco para la necesidad de ventilación en invierno y en verano, según (Promotelec, 2006). Tanto en los modos de enfriamiento como de calefacción, este sistema solo puede suministrar parte de los requisitos térmicos de una vivienda estándar. Está cubierto por EPBD consistente.

Ventilación natural



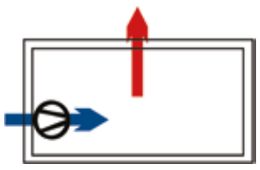
Sistema de ventilación natural por efecto chimenea típico. Naturalmente, el aire entra al edificio a través de grietas, ranuras u otros dispositivos y existe a través de conductos verticales. El movimiento del aire se debe a la diferencia de temperatura o al viento o a ambos.

Ventilación de escape asistida por ventilador



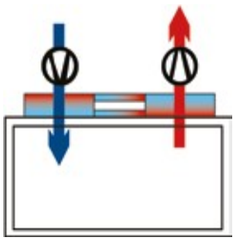
Suministro natural y sistema de extracción mecánica. El aire entra naturalmente en el edificio a través de grietas, ranuras u otros dispositivos y se expulsa mecánicamente a través de un sistema central de conductos de escape.

Ventilación de suministro asistido por ventilador



Sistema de suministro mecánico. Un ventilador suministra aire al edificio y, naturalmente, sale del edificio a través de grietas, ranuras u otros dispositivos.

Ventilación equilibrada asistida por ventilador



Suministro mecánico y sistema de extracción. El aire se suministra mecánicamente y se extrae a través de dos sistemas de conductos separados. Las unidades de tratamiento de aire incluyen una unidad de recuperación de calor para recuperar energía de la corriente saliente.

3. Física del flujo de aire

Cantidades físicas básicas

Símbolo	Descripción	Valor	Dimensión
V	Flujo de aire		[m^3/s]
m	Flujo de masa		[kg/s]
p_s	Presión estática		[Pa]
p_d	Presión dinámica		[Pa]
p_t	Presión total	$= p_d + p_s$	[Pa]
p_a	Presión atmosférica	= 101 325	[Pa]
p_H	Presión en la altura H_a		[Pa]
ρ	Densidad del aire		[kg/m^3]
η	Eficiencia		[%]
R	Constante específica de gas para aire	=287,058	[J/kg•K]
T	Temperatura absoluta		[°K],[°C]
u_2	Velocidad de la punta de la paleta		[m/s]

Símbolo	Descripción	Valor	Dimensión
A	Área de la sección transversal		[m^2]
g	Aceleración gravitacional	= 9,81	[m/s^2]
H_a	Altura geodésica		[m]
D	Diámetro		[m]
D_h	Diámetro hidráulico		[m]
l	La longitud del conducto		[m]
U	Perímetro		[m]
λ	Factor de fricción		[-]
ζ	Coeficiente de resistencia		[-]
L_p	Nivel de presión de sonido		[dB]
L_w	Nivel de potencia de sonido		[dB]
A_{eqv}	Área de absorción equivalente		[m^2Sabine]
P_w	Potencia en el eje		[W],[kW]
J	Momento de inercia		[kg•m^2]
n	Velocidad de rotación		[min^{-1}]

3.1 El medio incompresible

Conceptos básicos de la mecánica de fluidos

El medio incompresible

El medio de flujo gaseoso de ventilación y aire acondicionado.
La tecnología es aire.
Las propiedades están determinadas por las variables de estado.
La temperatura T [K], la constante específica del gas R [J / kg · K], la presión p [Pa], la viscosidad v [m² / s] y la densidad ρ [kg / m³], son las variables de estado más importantes del aire. El aire en condiciones normales se puede considerar como un gas ideal con suficiente precisión. La ecuación de los gases describe las relaciones entre las variables de estado y las propiedades del material.

3.1.1 Ecuación de gas

eq. 3.1.1-01

$$\rho = p_1 / (R \bullet T) \qquad [p_1 = p_a - p_s]$$

Densidad del aire. De la ecuación del gas, la densidad ρ_0 en t = 0 [° C] a nivel del mar y una presión atmosférica promedio de p_a = 101 325 [Pa] viene dada por

$$\rho_0 = 101325/(287{,}058 \bullet (273+0)) = 1{,}293\ [kg/m^3]$$

la densidad ρ_{20} en t = 20 [° C] al nivel del mar y una presión atmosférica promedio de p_a = 101 325 [Pa] (aire normal)

$$\rho_{20} = 101325/(287{,}058 \bullet (273+20)) = 1{,}204\ [kg/m^3]$$

Dado que las diferencias en la presión en la ingeniería de ventilación y aire acondicionado son muy pequeñas en comparación con la presión atmosférica, esto no se tiene en cuenta y el aire se describe como un "medio incompresible".

3.1.2 Dependencias de la densidad del aire

i Se debe tener en cuenta la dependencia de la temperatura. Según la ecuación del gas, para dos temperaturas diferentes a la misma presión.

eq. 3.1.2-01

$$\rho_1/\rho_2 = T_2/T_1 \qquad \rho_1 = \rho_2 \bullet (T_2/T_1)$$

Índice 1:20[°C]
Índice 2:XX[°C]

El uso de los valores anteriores para determinar ρ_{20} (densidad del aire a 20 [°C]) da como resultado:

$$\rho_{20} = 1{,}293 \bullet (273/293) = 1{,}204\ [kg/m^3]$$

i **Nota:** Los valores son válidos para el aire seco. Los valores de densidad para el aire húmedo son siempre algo más pequeños y generalmente no se tienen en cuenta. (los valores cambian en el tercer decimal)

Los aumentos de la presión total (estática, dinámica y total) cambian según las dependencias en línea con la ecuación del gas, como se muestra en la siguiente fórmula:

eq. 3.1.2-02

$$\Delta p_{t1} / \Delta p_{t2} = \rho_1 / \rho_2 = T_2 / T_1$$

Las potencias de accionamiento cambian según las dependencias de acuerdo con la ecuación del gas, de la siguiente manera:

eq. 3.1.2-03

$$P_{w1} / P_{w2} = \rho_1/\rho_2 = T_2 / T_1$$

i **Dependencia de altitud**. Si un sistema funciona a mayores altitudes, la densidad debe calcularse y tenerse en cuenta según corresponda. El cálculo de la densidad se realiza utilizando la fórmula de altitud acordada internacionalmente (para 0 [° C]).

eq. 3.1.2-04

$$p_H = p_a \bullet e^{-Ha/7990} \qquad [Pa]$$

3.2 Variables de estado de un flujo ideal

3.2.1 Ecuación de Bernoulli

El enfoque de la ecuación de Bernoulli establece que, para un flujo ideal, la suma de la presión estática, la presión dinámica y la presión geodésica es constante en cada punto de la línea de flujo.

Para un flujo horizontal, la presión geodésica se puede ignorar en la ecuación de Bernoulli, ya que es la misma en ambos lados de la ecuación.

eq. 3.2-01

$\rho/2 \bullet c^2 + P_s + \rho \bullet g \bullet H_a = \text{Constante}$

c - velocidad del aire en ese punto, [m/s];

g=9,81 [m/s²] - aceleración gravitacional;

H_a - altura donde se encuentra el elemento aire, [m];

Después de ignorar la presión geodésica, se obtienen los siguientes resultados:

eq. 3.2-02

$\rho/2 \bullet c^2 + P_s = P_d + P_S = P_{Total}$

Como muestra el simple ejemplo: el flujo a través de un conducto con una sección transversal cada vez más amplia:

Ver fig. 3.2: Diagrama del perfil de flujo

Ver fig. 3.2: Diagrama del perfil de presión

3.3 Ecuación de continuidad

Otra ecuación básica es la ecuación de continuidad. Esto indica que el flujo de aire es el mismo en cada punto del sistema no ramificado.

eq. 3.3-01

$m = \rho \bullet c \bullet A = \text{constante}$

Ver fig. 3.3: Diagrama de continuidad

eq. 3.3-02

$m = \rho \bullet c_1 \bullet A_1 = \rho \bullet c_2 \bullet A_2$; $c_2 = c_1 \bullet (A_1/A_2)$

3.4 Definición de las presiones

En un sistema, un ventilador debe superar las resistencias para que un volumen de aire pueda moverse a través del sistema. Se hace una diferencia entre los diversos tipos de presiones:

3.4.1 Presión estática (fig. 3.4)

La presión estática es la presión de un gas que actúa sobre las paredes circundantes en ángulo recto con el flujo, es decir, la suma de todas las resistencias en el sistema.

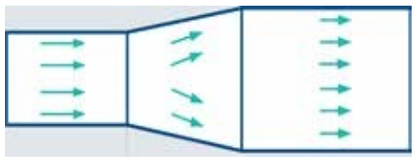


Fig. 3.1. Diagrama de flujo de perfil

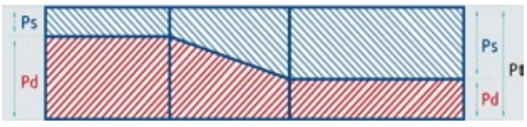


Fig. 3.2. Diagrama del perfil de presión

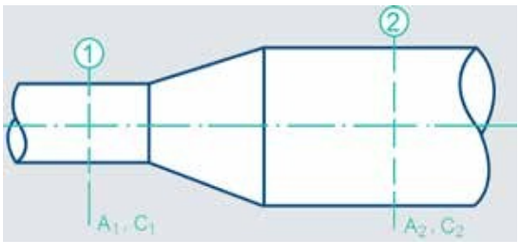


Fig. 3.3. Diagrama de continuidad

Esta suma consiste en las resistencias individuales, como la rugosidad de la superficie del conducto, los accesorios, las rejillas, las aletas, los intercambiadores de calor, las salidas, etc.

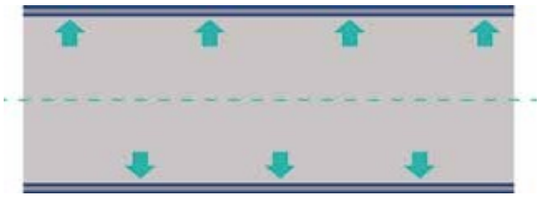


Fig. 3.4. Diagrama - presión estática

3.4.2 Presión dinámica (fig. 3.5)

La presión dinámica es la energía del gas que fluye debido a su movimiento, es decir, la energía cinética. El efecto suele ser paralelo a la pared del conducto en los obstáculos que impiden el flujo.

Lo siguiente aplica para la presión dinámica en cualquier punto de medición en un sistema:

eq. 3.4.2-01

$p_{d1} = \rho/2 \bullet c^2$ [Pa]

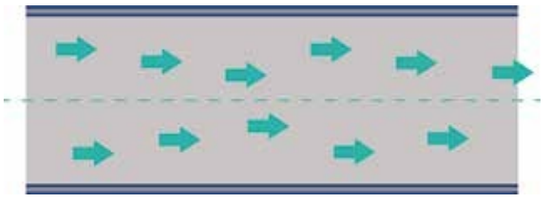


Fig. 3.5. Diagrama - presión dinámica

3.4.3 Presión total

La presión total pt es la suma de todas las presiones estáticas y la presión dinámica (se puede medir, por ejemplo, con el tubo Prandtl (fig. 3.6).

eq. 3.4.3-01

$$p_t = p_s + p_d$$ [Pa]

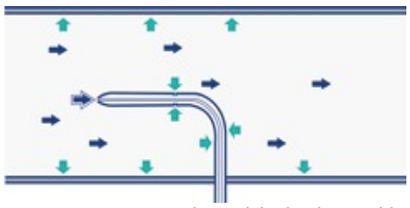


Fig. 3.6 Diagrama - medición del tubo de Prandtl

- Principios básicos sobre las presiones en las tuberías de succión y presión. Todos los diferentes tipos de presiones tienen como prefijo un signo + o un signo -.

  Negativo en el lado de succión del ventilador, positivo en el lado de la presión. ¡Es decir, son presiones diferenciales contra la atmósfera - por lo que la presión atmosférica pa debe ser tratada como una referencia!

3.5 Pérdida de presión

En los flujos reales se producen pérdidas de presión, que también deben ser superadas por el ventilador.

- **La resistencia puede ocurrir debido a la fricción o separación del flujo**. Esta pérdida de presión es causada por la fricción del gas que fluye.

Lo siguiente se aplica a los conductos redondos:

eq. 3.5-01

$$\Delta p_v = \lambda \bullet (l / d) \bullet p_d$$

Para los conductos con cualquier sección transversal se aplica lo siguiente:

eq 3.5-02

$$\Delta p_v = \lambda \bullet (l/d_h) \bullet p_d$$ [Pa];

eq 3.5-03

$$d_h = 4 \bullet (A/U)$$

λ: Factor de fricción
l: longitud del conducto [m]
d: conducto Ø[m]
d_h: hidráulico Ø[m]
A: Sección transversal[m2]

Para un conducto rectangular con a + b:

eq. 3.5-04

$$\Delta p_v = \lambda \bullet (l \bullet (a+b) / 2 \bullet a \bullet b) \bullet p_d$$ [Pa];

eq. 3.5-05

$$d_h = 2 \bullet a \bullet b / (a + b)$$

Lo siguiente aplica para conductos de anillo redondo:

d1: Ø interno [m]
d2: Ø externo [m]

eq. 3.5-06

$$\Delta p_v = \lambda \bullet (l/(d_2 - d_1)) \bullet p_d$$ [Pa]

Los valores λ se pueden encontrar, por ejemplo, utilizando el Diagrama de Moody (estas son dependencias del factor de fricción de la rugosidad (tabla 3.1) de las paredes del conducto y el número de Reynolds).

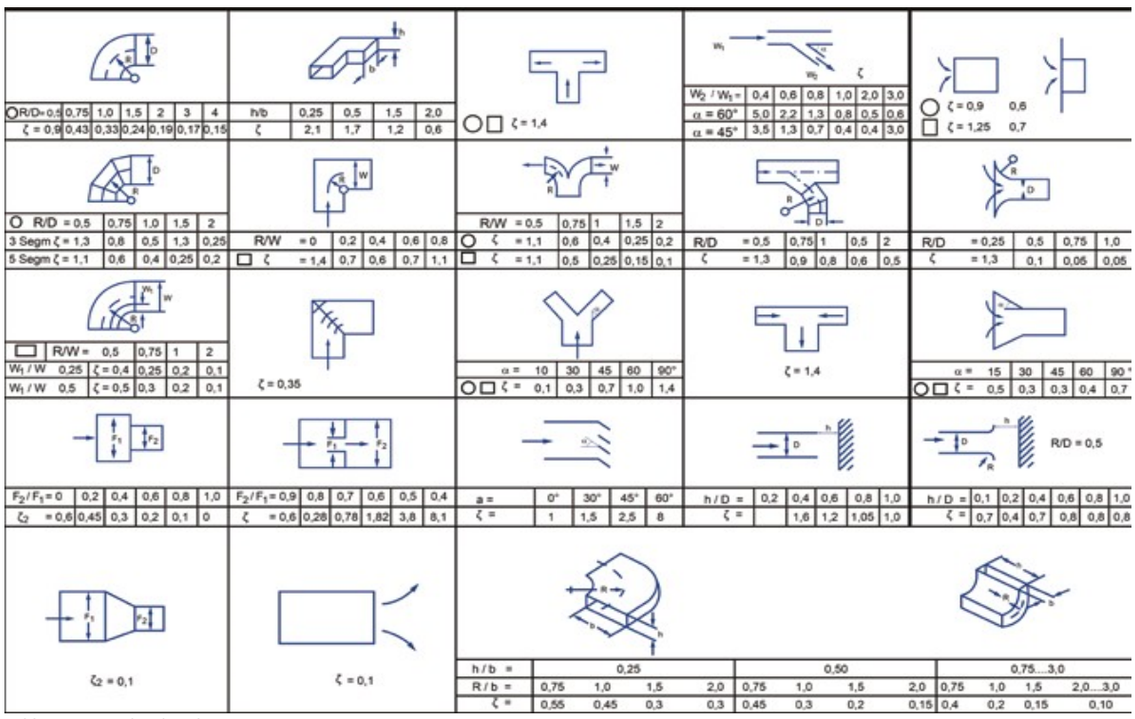


Tabla 3.2. Ejemplos de valores ζ

Además, las dependencias ya se han evaluado en diagramas especiales y se relacionan con un conducto de 1 [m] de longitud. En consecuencia, para conductos rectangulares, se utiliza el Ø hidráulico d_h en lugar del Ød.

Rugosidad K	
Tipo de conducto	k
Conducto de plástico	0.005
Conducto de acero	0.1
Conductos de chapa	0.15
Mangueras flexibles	0.7
Conducto de hormigón	0.8

Tabla 3.1. Coeficiente de rugosidad k

- **Coeficiente de resistencia**. La pérdida de presión en componentes conformados puede tener una variedad de causas.

  El coeficiente de resistencia resulta de cambios en la dirección, ramificaciones, cambios en la sección transversal de los componentes, así como en ensamblajes en calentadores, enfriadores y filtros ... etc.

  El cálculo se realiza utilizando la fórmula:

  eq. 3.5-07

  $\Delta p_v = \zeta \bullet \rho/2 \bullet c^2 = \zeta \bullet p_d$ [Pa]

  ζ:coeficiente de resistencia

  En su mayor parte, los valores ζ solo pueden determinarse experimentalmente y los fabricantes de componentes o manuales los especifican.

  El coeficiente de resistencia ζ depende de la geometría y del Número de Reynolds del flujo, así como de las condiciones de entrada y salida.

  Si se instalan varios componentes de un sistema inmediatamente Uno después del otro, los valores ζ de los elementos individuales no pueden simplemente sumarse. Las condiciones de entrada y salida ya no corresponden a las condiciones de prueba utilizadas para determinar los valores ζ.
  Ver tabla 3.2: - los valores ζ más importantes

- Pérdida de impacto. Un coeficiente de resistencia causado por un aumento repentino en la sección transversal.
  La desaceleración del flujo de c1 a c2 se llama pérdida de impacto. (fig. 3.7).

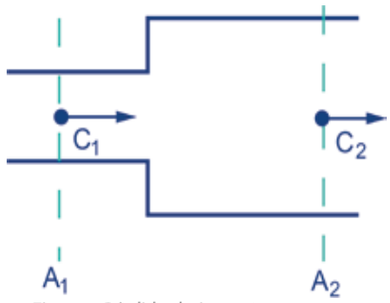


Fig. 3.7. Pérdida de impacto

La pérdida de impacto se define mediante la siguiente ecuación:

e.q. 3.5-08

$\Delta p_v = \zeta \bullet \rho/2 \bullet (c_1 - c_2)^2$ [Pa]

Donde el valor de ζ se encuentra entre aprox. 0,25 y aprox. 0,45 para una desaceleración de c_1 a c_2 de alrededor de 2 a alrededor de 3.
Los valores ζ son más altos para un ensanchamiento desigual o asimétrico de la sección transversal.

- **Pérdida del difusor**. Si la sección transversal se ensancha gradualmente, esto se conoce como un difusor. El difusor tiene la tarea de desacelerar el flujo de una manera específica, convirtiendo así la presión dinámica en presión estática. Esta "recuperación de la presión" depende significativamente del ángulo de apertura, que no debe ser mayor que <10°. Si es mayor que> 10°, el flujo se separa en la pared del difusor, lo que puede causar grandes pérdidas. La recuperación de la presión estática se puede calcular utilizando la fórmula:

  eq. 3.5-09

  $\Delta p_s = (p_{d1} - p_{d2}) \bullet n_{Diff}$. [Pa]

  n_{Diff}: Difusor de eficiencia

  La instalación de un difusor detrás del ventilador reduce considerablemente la potencia requerida y, por lo tanto, logra un ahorro en inversión y costos operativos.

  Un difusor ya es rentable para una presión dinámica de> 165 [Pa], con una amortización de la inversión de mucho menos de un año.

3.6 Curva del sistema (características del sistema)

La información exacta sobre las pérdidas de presión en función del flujo volumétrico, conocida como la característica del sistema, también es importante para la configuración ideal de los ventiladores en el sistema.

La característica del sistema representa la suma de todas las pérdidas de presión en un sistema, tanto en el lado de succión como en el de presión del ventilador. Esta diferencia de presión total Δpt se asigna a un determinado flujo de aire especificado V. Este par de valores V y Δpt es un punto simultáneo en la característica del sistema, que también se conoce como parábola de resistencia.

La representación gráfica es una parábola cuadrática según la relación.

eq. 3.6-01

$\Delta p_t = f(V^2)$

i **Nota:** para algunos elementos podría haber otra ley, por ejemplo, cúbica.

3.7 Distribución de velocidad en el conducto

La distribución de la velocidad no constante a través de la sección transversal de un conducto está influenciada por la fricción del conducto y la adhesión de la pared del flujo. Sólo inmediatamente detrás de una boquilla de entrada la velocidad se distribuye (casi) uniformemente.

El perfil de velocidad se desarrolla completamente después de una distancia de alrededor de 10 - d (fig. 3.8).

Al determinar el flujo de aire, asegúrese de tener en cuenta la formación del perfil al tomar medidas para las velocidades de flujo promedio.

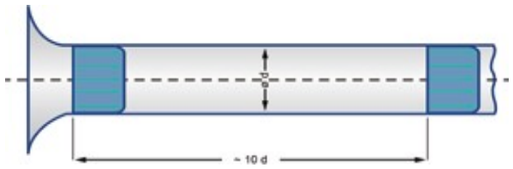


Fig. 3.8. Perfil de flujo (conducto con boquilla)

La separación del flujo tiene lugar detrás de las curvas y las articulaciones de los codos en el lado interno, con perfiles de velocidad muy irregulares (fig. 3.9-3.11).
Aquí la presión estática en el exterior es mayor que la del interior, donde incluso es posible que se forme una subpresión.

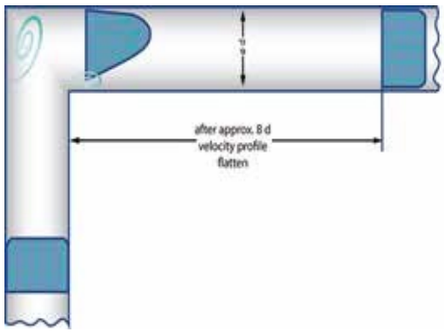


Fig. 3.9. Perfil de flujo (articulación del codo)

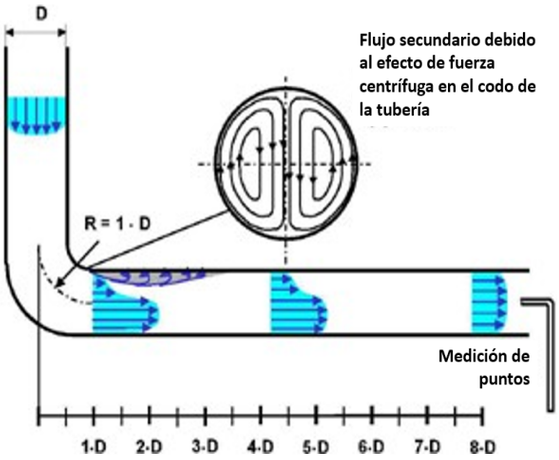


Fig. 3.10. Perfil de flujo (curva del conducto)

Se puede ver en las siguientes imágenes de flujo de una curva de conducto, que no se deben instalar ventiladores directamente detrás de estos componentes.

Los campos de flujo azul representan la separación del flujo, que interrumpe masivamente el gas transportado por el ventilador y, además, una influencia significativa e incontrolable en la carga mecánica del impulsor.

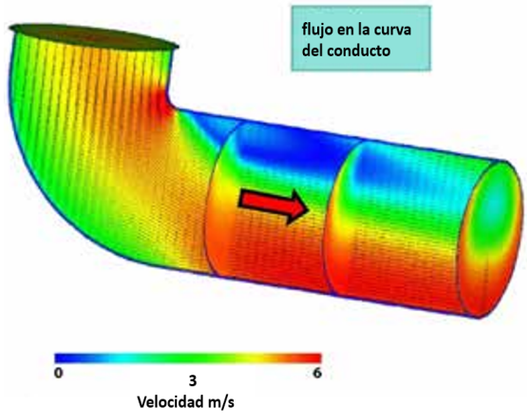


Fig. 3.11. Diagrama de flujo: curva en el conducto

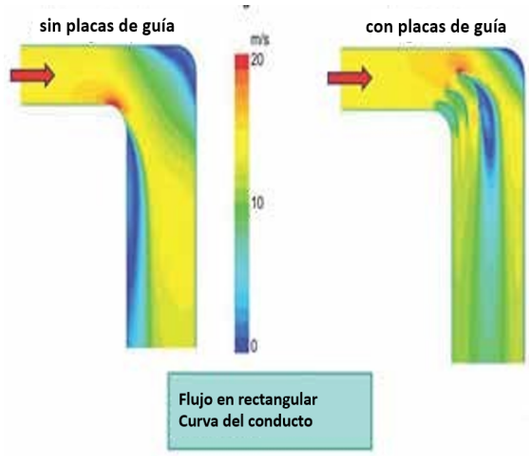


Fig. 3.12. Diagrama de flujo - curva en el conducto con / sin placa guía

La Fig 3.12 muestra que aunque la placa guía influye positivamente en el flujo, no puede eliminar la turbulencia.

3.8 Mediciones de presión in situ

La figura 3.13 muestra los planos básicos para el sitio que miden las tres presiones – p_s, p_d y p_t.

- **p_s – presión estática (p.** 3.4.1).

  Esto puede medirse utilizando un manómetro diferencial conectado mediante un tubo a una toma de presión de pared (fig. 3.14) en el conducto, o a un tubo de pitot / tubo de pitot-estático. El diámetro del orificio de la toma debe ser de 1,5-5 [mm] (pero no superior a 0,1 del diámetro del conducto). Es esencial que estos agujeros se produzcan con cuidado para que el agujero sea normal y esté a ras de la superficie interior (las protuberancias internas deben ser eliminadas).

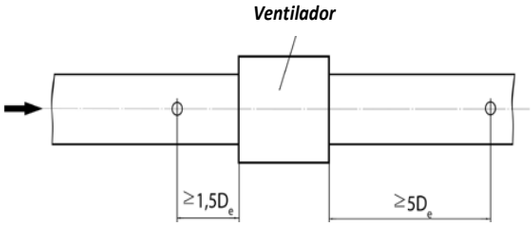


Fig. 3.13. Ubicación de los planos de medición de presión para pruebas en el sitio (ISO 5802)

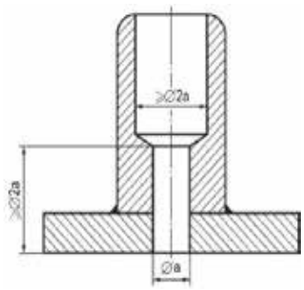


Fig. 3.14. Construcción de tomas de presión de pared (ISO 5802)

- **p_d – presión dinámica (p. 3.4.2).**

  Esto se puede medir usando un manómetro diferencial conectado a través de un tubo a un tubo de Pitot.

- **p_t – presión total (p. 3.4.3).**

  Esto puede medirse utilizando un manómetro diferencial conectado a través de un tubo a un tubo de presión total / tubo de Pitot o calcularse como una suma de la presión estática y dinámica.

En los sistemas de ventilación reales, por lo general, las personas no pueden cumplir con tales condiciones de instalación y no tienen $5D_e$ en la salida o $1{,}5D_e$ en la entrada del ventilador. En tales casos, las presiones pueden estar más cerca del ventilador, pero se debe verificar la distribución de la velocidad en los planos de medición.

Es muy importante, porque en algunos casos la distribución de las velocidades podría no ser adecuada para las mediciones, por ejemplo, la separación del flujo y los flujos hacia atrás (ver ISO 5802)

Para más información ver p.6.9.

4. Acústica

4.1 Ruido

El ruido se determina como sonido que causa daño a la salud y se estima negativamente. La influencia perjudicial en el organismo humano es muy diferente. La influencia prolongada de un ruido intenso (más de 80 dBA) en el oído humano puede provocar la pérdida parcial o total de la audición.

La influencia del ruido no se limita solo a la pérdida de audición a través de los nervios auditivos, las influencias del ruido en el sistema nervioso del ser humano e incluso en los órganos internos del ser humano. Para los impulsos y los ruidos no regulares, la influencia es aún mayor. Por esta razón, la acústica parece medir los niveles de ruido y defender la salud de las personas.

4.2 Principios básicos del sonido

Para determinar los niveles de ruido, las personas introdujeron varias cantidades físicas, las principales son: presión sonora, potencia acústica y frecuencia.

Presión sonora

La presión sonora son las ondas de presión con las que el sonido se mueve en un medio, por ejemplo, aire. El oído interpreta estas ondas de presión como sonido. Se miden en Pascal [Pa].

La presión sonora más débil que el oído puede interpretar es 0,00002 Pa (p_0), que es el umbral de la audición. La presión sonora más fuerte que el oído puede tolerar sin daño es 20 [Pa], conocida como el umbral superior de audición.

La gran diferencia de presión, medida en [Pa], entre el umbral de audición y el umbral superior de audición, hace que las cifras sean difíciles de manejar. Por lo tanto, se utiliza una escala logarítmica, que se basa en la diferencia entre el nivel de presión de sonido real y la presión de sonido en el umbral de audición. Esta escala utiliza la unidad de medida de decibelios (dB), donde el umbral de audición es igual a 0 [dB] y el umbral superior de audición es 120 [dB].

Para recalcular [dB] desde [Pa] puede usar la siguiente fórmula:

eq. 4.2-01

$$L=20\cdot\lg(p/p_o) \qquad [dB]$$

La presión del sonido se reduce a medida que aumenta la distancia desde la fuente de sonido, y se ve afectada por las características de la habitación y la ubicación de la fuente de sonido. La presión del sonido se puede medir con un micrófono.

Potencia de sonido

La potencia sonora es la energía por unidad de tiempo (vatios) que emite la fuente de sonido. La potencia acústica no se mide, pero se calcula a partir de la presión acústica. Hay una escala logarítmica para la potencia del sonido similar a la escala para la presión del sonido.

La potencia del sonido no depende de la posición de la fuente de sonido ni de las propiedades de sonido de la sala, por lo que es más fácil compararla entre diferentes objetos.

La potencia acústica no se mide directamente, se calcula a partir de la presión acústica.

Frecuencia

La frecuencia es una medida de las oscilaciones periódicas de la fuente de sonido. La frecuencia se mide como el número de oscilaciones por segundo, donde una oscilación por segundo equivale a 1 Hertz (Hz). Más oscilaciones por segundo, es decir, una frecuencia más alta, produce un tono más alto.

En el rango de 16 [Hz] -20000 [Hz] estas oscilaciones se llaman sonido. Por debajo de 16 [Hz] se les llama infrasonido y por encima de 20000 [Hz] ultrasonido.

Las frecuencias a menudo se dividen en 8 grupos, conocidos como bandas de octeto: 63 [Hz], 125 [Hz], 250 [Hz], 500 [Hz], 1000 [Hz], 2000 [Hz], 4000 [Hz] y 8000 [Hz]. Conociendo la frecuencia puedes calcular la longitud de la onda de sonido:

eq. 4.2-02

$$\lambda=c/f, \qquad [m]$$

c: es la velocidad del sonido, [m / s].

Diagrama de dirección

Por lo general, las fuentes de sonido no emiten el sonido en todas las direcciones de la misma manera. Puedes comparar la fuente de sonido con la linterna. La potencia de la linterna es análoga a la potencia del sonido de la fuente de sonido y la iluminación es análoga a la intensidad del sonido. La iluminación disminuye de la misma manera que la intensidad del sonido cuando aumenta la distancia a la fuente. La linterna está brillando no por igual en todas las direcciones y de la misma manera que la fuente de sonido. Esto se llama diagrama de dirección y es por eso que generalmente es necesario medir la presión del sonido en varios puntos y, utilizando estas mediciones, calcular la potencia del sonido:

eq. 4.2-03

$$W = \int \frac{\overline{p}^2}{\rho c}\, ds \;, \qquad [W]$$

eq. 4.2-04

$$L_w=10\cdot\lg(W/W_o), \; [dB]$$

where $W_o=10^{-12}$ [W]

4.3 Fuentes de sonido

Las fuentes de sonido pueden ser muy diferentes. Pero los tipos principales son: sonidos mecánicos, sonidos aerohidrodinámicos y sonidos eléctricos.

Los sonidos mecánicos suelen presentarse en las plantas de producción o en los lugares donde hay muchas máquinas. Las principales fuentes de estos sonidos son: cajas de cambio, mecanismos de levas, transmisiones de cadena, engranajes, cojinetes, equipos de forja, etc.

El sonido eléctrico puede atribuirse al sonido magnético de motores eléctricos, sonido de componentes eléctricos del sistema de control, etc.

El sonido aerodinámico generalmente se divide en sonido de banda ancha y sonido discreto. El sonido de banda ancha está conectado a la turbulencia cerca de los límites sólidos (sonido de vórtice, sonido de capa límite) y separación del flujo. El sonido discreto está conectado a la heterogeneidad del flujo y la interacción de los diversos elementos en la ruta del flujo.

El sonido discreto generalmente tiene una mayor entrada en la potencia del sonido (fig. 4.1). Cuando hablamos del ventilador, sus frecuencias de sonido discretas están conectadas con la velocidad de rotación (n) y el número de paletas (z). Por ejemplo, puede haber un sonido cercano a f = n/60 (dependiendo del número de zonas de separación de flujo) y se puede conectar con la parada giratoria o el mal equilibrio de la rueda, o en frecuencias f = mzn/60 (donde m es un número entero) y luego se conecta con el número de paletas. Si tiene paletas de guía, puede haber sonidos discretos relacionados con la combinación de la rueda y el número de paleta de la paleta.

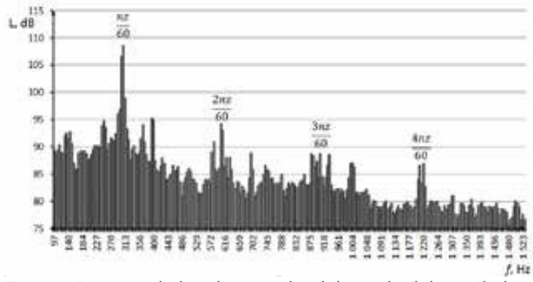


Fig. 4.1. Espectro de banda estrecha del sonido del ventilador (n = 1470 rpm, z = 12)

4.4 Ajuste a la oreja

Debido a la sensibilidad variable del oído a diferentes frecuencias, el mismo nivel de sonido en frecuencias bajas y altas se puede percibir como dos niveles de sonido diferentes. Como regla, percibimos sonidos en frecuencias más altas más fácilmente que en frecuencias más bajas.

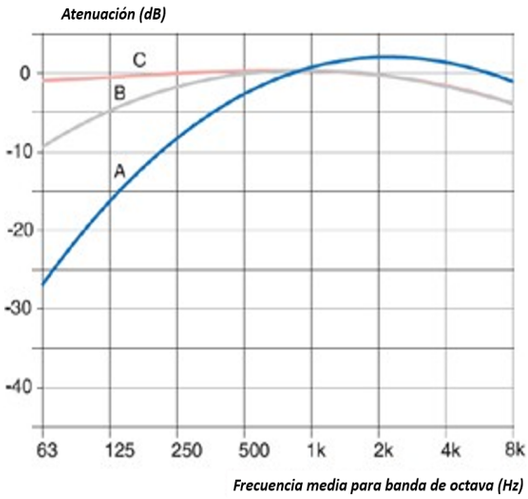


Fig. 4.2. Amortiguación con diferentes filtros

Un filtro

La sensibilidad del oído también varía en respuesta a la fuerza del sonido. Se han introducido varios filtros de ponderación para compensar la sensibilidad variable del oído a través de la banda de octava. Se utiliza un filtro de ponderación A para niveles de presión acústica por debajo de 55 [dB]. El filtro B se usa para niveles entre 55 y 85 [dB], y el filtro C se usa para niveles superiores a 85 [dB] (fig. 4.2). El filtro A, que se usa comúnmente en conexión con los sistemas de ventilación, tiene un efecto de amortiguación en cada banda de octava como se muestra en la tabla 4.1. El valor resultante se mide en unidades [dB (A)].

[Hz]	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
[dB]	-26.2	-16.1	-8.6	-3.2	0	+1.2	+1	-1.1

Tabla 4.1. Amortiguación con el filtro A

También hay otras formas de compensar la sensibilidad del oído a diferentes niveles de sonido, aparte de estos filtros. Un diagrama con curvas NR (Clasificación de ruido) muestra la presión del sonido y la frecuencia (por banda de octava). Los puntos de la misma curva NR se perciben con los mismos niveles de sonido, lo que significa que 43 [dB] a 4000 [Hz] se perciben como tan fuertes como 65 [dB] a 125 [Hz].

4.5 Varias fuentes de sonido

Para establecer el nivel de sonido total en una habitación, todas las fuentes de sonido deben sumarse logarítmicamente. Sin embargo, a menudo es más práctico usar un diagrama para calcular la suma o resta de dos valores [dB].

Adición (fig. 4.3)

El valor de entrada para el diagrama es la diferencia en [dB] entre los dos niveles de sonido que se agregarán. El valor de dB que se agregará al nivel de sonido más alto se puede leer en la escala.

Sustracción (fig. 4.4)

El valor de entrada para el diagrama es la diferencia en [dB] entre el nivel de sonido total y la fuente de sonido conocida. La escala y luego muestra el número de dB que deben deducirse del nivel de sonido total para obtener el valor de la fuente de sonido desconocida.

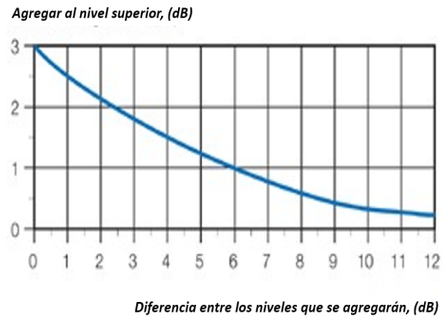


Fig. 4.3. Adición logarítmica

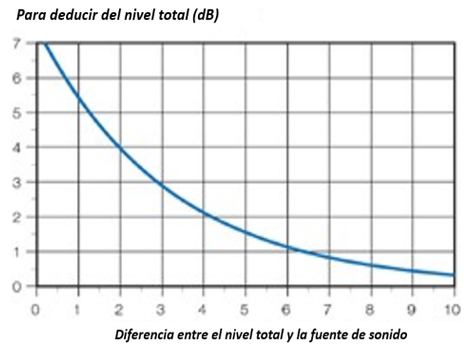


Fig. 4.4. Sustracción logarítmica

4.6 Leyes de similitud acústica para ventiladores

En general, los ruidos aerodinámicos dominan el ruido del ventilador. Desde el punto de vista de la teoría de la similitud de las fuentes de ruido aerodinámico en los ventiladores, la potencia acústica total W es proporcional a la velocidad circunferencial u2 = (πD2n) / 60 en el diámetro exterior D2 del impulsor del ventilador:

$$W = k \cdot u_2^5 \cdot D_2^2$$

k es un factor que generalmente depende del número de Reynolds, la geometría y los parámetros de flujo. Yendo a la escala logarítmica obtendremos la siguiente fórmula:

eq. 4.6-01

$$L_w = L_\Sigma + 50 \cdot \lg(u_2) + 20 \cdot \lg(D_2)$$

donde LΣ nivel de potencia acústica abstracta total. Esta fórmula le permite convertir el nivel de potencia acústica del tipo de ventilador seleccionado de una velocidad de rotación a otra y de un tamaño a otro.

Si, de acuerdo con la teoría de similitud, la fórmula para la potencia acústica se convierte en términos de la presión total Pv, el flujo de aire V y los coeficientes adimensionales correspondientes, entonces obtenemos una expresión para la potencia acústica:

$$W = k_1 \cdot V \cdot P_v^2$$

k1 es un factor que generalmente depende del tipo de ventilador y las condiciones de trabajo. Yendo a la escala logarítmica obtendremos la siguiente fórmula:

eq. 4.6-02

$$L_w = L_{1\Sigma} + 10 \cdot \lg(V) + 20 \cdot \lg(P_v)$$

donde $L_{1\Sigma}$ es el criterio de ruido total del ventilador de un tipo particular. Esta fórmula se puede utilizar para recalcular la acústica del ventilador seleccionado en términos del flujo de aire y la presión total en puntos de trabajo similares.

Ejemplo:

Cuando tenemos potencia acústica (100 [dB]) en las condiciones nominales de funcionamiento para el ventilador con diámetro del impulsor D2 = 0,4 [m] y velocidad de rotación n = 2880 [min-1] y queremos saber la potencia sonora en las condiciones nominales de funcionamiento para el ventilador geométricamente similar con D2 = 0,63 [m] y velocidad de rotación n = 1400 [min-1], primero debemos calcular el nivel de potencia acústica abstracta:

$$L_\Sigma = 100 - 50 \cdot \lg(60,3) - 20 \cdot \lg(0,4) = 18,9 \text{ [dB]}$$

Entonces el poder de sonido de un ventilador similar será:

$$L_w = 18,9 + 50 \cdot \lg(46,2) + 20 \cdot \lg(0,63) = 98,1 \text{ [dB]}$$

4.7 Silenciadores

Los silenciadores de sonido generalmente se dividen en dos grandes grupos: silenciadores activos y reactivos.

En los tipos activos de silenciadores (fig. 4.5) la energía es absorbida por algún tipo de material poroso y transformada en calor. Por lo general, las pérdidas de presión en este tipo de silenciadores son bastante bajas, porque el flujo generalmente va a lo largo de la superficie de absorción. Pero la velocidad del aire no debe ser superior a 7-8 [m / s], de lo contrario, puede lograr una generación de sonido adicional por silenciador.

La efectividad de un silenciador está relacionada con el grosor del material absorbente, con la longitud del silenciador, con la translucidez de las paredes del silenciador (debe ser de aproximadamente 25-30 [%]) y con el tipo de material absorbente.

Por ejemplo, para una absorción acústica efectiva en frecuencias de 500-600 [Hz], es suficiente tener material con un espesor de 50 mm (fig. 4.6). Para las frecuencias bajas, los espesores necesarios son demasiado grandes y se utilizan silenciadores reactivos.

La longitud del silenciador generalmente se calcula en "calibres". Cuando tiene un silenciador con sección transversal redonda con D = 200 [mm] y longitud L = 600 [mm], tiene 600/200 - tres calibres. Por lo general, se usan silenciadores con 3-5 calibradores y para 8-10 calibres la absorción adicional se vuelve demasiado baja. Cuando la sección transversal es demasiado grande y la longitud es demasiado pequeña, la absorción puede aumentarse mediante el uso de placas absorbentes adicionales que dividen el silenciador en varios con sección transversal inferior y, por lo tanto, mayor longitud en los calibres.

Los silenciadores de sonido de tipo reactivo, como se dijo anteriormente, están diseñados principalmente para reducir el sonido a bajas frecuencias o un sonido bien expresado a frecuencias discretas. Pueden ser de cámara, resonancia, etc., y están en una forma u otro volumen resonante o volúmenes relacionados. Por ejemplo, en un silenciador de cámara (un volumen cerrado con orificios de entrada y salida, fig. 4.7), el efecto de la reducción de sonido a bajas frecuencias a Bx <λ / 4 (Bx es el tamaño de cavidad característico más grande, λ es la longitud característica de la onda de sonido de acción) se asocia con la expansión de la onda de sonido en la entrada de la cámara. La transmisión del sonido a través de la cámara cuanto menor, mayor es el tamaño de la cámara y mayor frecuencia. La reducción del sonido que pasa a través de la cámara depende en gran medida de la frecuencia, por lo que las dimensiones geométricas de la cámara se eligen de una manera especial para obtener la máxima supresión del sonido en las frecuencias más importantes establecidas de antemano. Por lo tanto, el sonido a frecuencias predeterminadas se puede reducir en el silenciador de la cámara más de 25 [dB].

Fig. 4.5. Vista del silenciador activo

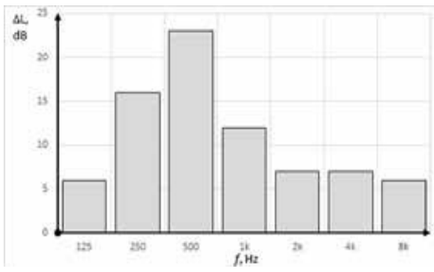


Fig. 4.6. Ejemplo de absorción acústica para silenciador activo.

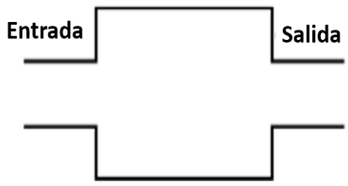


Fig. 4.7. Ejemplo de silenciador reactivo

4.8 Sonido en las vías respiratorias

En la distribución del ruido en las vías respiratorias influyen los diferentes accesorios, diversas resistencias locales, redes de distribución y recepción, etc. Es necesario recordar que, para la fuente de ruido aerodinámico en el sistema de conductos, como conductos de aire flexibles y celosías (fuentes de turbulencia), tes, codos, curvas, amortiguadores (fuentes de separación de flujo), la potencia del sonido irradiado es proporcional al poder aerodinámico pierde. Por lo tanto, para excluir la posibilidad de generación adicional de ruido por el flujo en el sistema de conductos de aire, la velocidad del aire a través de las vías respiratorias y en los elementos conformados debe ser inferior a 6-8 [m / s]. Por ejemplo, un silenciador con paredes perforadas y con un material absorbente del sonido a una velocidad del aire de más de 10-12 [m/s] puede ser una fuente de ruido adicional a frecuencias superiores a 1-2 [kHz].

Todos los tipos de accesorios, amortiguadores, rejillas, etc. tienen cierta heterogeneidad acústica y, en general, con el diseño adecuado del sistema de ventilación puede reducir la distribución de potencia acústica a través del sistema. Algunas empresas que producen conductos de aire y elementos de sistemas de ventilación, proporcionan datos sobre la reducción de la potencia acústica en estos elementos, que pueden utilizarse en cálculos acústicos. Si dichos datos no están disponibles, puede utilizar las recomendaciones que se proporcionan a continuación.

En las vías respiratorias estrechas (o con una curvatura insignificante) de sección transversal constante se produce cierta disminución de la potencia sonora que se da en la tabla. 4,2 por 1 [m] de longitud.

Sección transversal	Diámetro hidráulico, [mm]	[Hz]			
		125	250	500	1000 y superior
Redondo	75 – 200	0,1	0,15	0,15	0,3
	200 – 400	0,1	0,1	0,15	0,2
	400 – 800	0,06	0,06	0,1	0,15
	800 – 1600	0,03	0,03	0,06	0,06
Rectangular	75 – 200	0,6	0,45	0,3	0,3
	200 – 400	0,6	0,45	0,3	0,2
	400 – 800	0,6	0,3	0,15	0,15
	800 – 1600	0,3	0,15	0,1	0,06

Tabla 4.2. Disminución de la potencia acústica de 1 m de longitud en las vías respiratorias estrechas, [dB / m]

El extremo abierto de la vía respiratoria refleja parcialmente las ondas sonoras que se distribuyen a través de la vía respiratoria de vuelta a la vía respiratoria. La reflexión depende de la proporción de la longitud de onda y el diámetro de la vía respiratoria t, la geometría de la brida, pero para la evaluación en la primera aproximación, puede utilizar la tabla. 4.3. Las curvas suaves y rectas también reducen la potencia del sonido. En este caso, el giro recto sin redondeo da una reducción mayor que el giro con redondeo suave. En la tabla. 4.4, 4.5 dada la reducción de datos de potencia de sonido en un giro de 90 grados sin absorción de sonido.

Diámetro hidráulico, [mm]	[Hz]						
		250	500	1k	2k	4k	8k
25	22	19	15	10	6	2	0
50	19	15	10	5	2	0	0
80	16	11	7	3	0	0	0
100	14	10	5	2	0	0	0
125	13	8	4	1	0	0	0
140	12	8	4	1	0	0	0
160	11	7	3	0	0	0	0
180	11	6	2	0	0	0	0
200	10	6	2	0	0	0	0
225	9	5	1	0	0	0	0
250	8	4	1	0	0	0	0
280	8	3	1	0	0	0	0
315	7	3	0	0	0	0	0
350	6	2	0	0	0	0	0
400	5	2	0	0	0	0	0
450	5	1	0	0	0	0	0
500	4	1	0	0	0	0	0
560	3	1	0	0	0	0	0
630	3	1	0	0	0	0	0
710	2	0	0	0	0	0	0
800	2	0	0	0	0	0	0
1000	1	0	0	0	0	0	0
1250	0	0	0	0	0	0	0

Tabla 4.3. Disminución de la potencia acústica que sale de las vías respiratorias debido a la reflexión, [dB]

Ancho del canal en el plano de giro, [mm]	[Hz]						
	125	250	500	1k	2k	4k	8k
125–250	0	0	0	1	2	3	3
250–500	0	0	1	2	3	3	3
500–1000	0	1	2	3	3	3	3
1000–2000	1	2	3	3	3	3	3

Tabla 4.4. Disminución de la potencia acústica en giro recto, [dB]

Ancho del canal en el plano de giro, [mm]	[Hz]						
	125	250	500	1k	2k	4k	8k
125	0	0	1	5	7	5	3
250	0	1	5	7	5	3	3
500	1	5	7	5	3	3	3
1000	5	7	5	3	3	3	3
2000	7	5	3	3	3	3	3

Tabla 4.5 Disminución de la potencia sonora en el giro con redondeo, [dB]

Al realizar los cálculos con el uso de los datos anteriores, debe recordarse que la distribución del flujo de aire y el sonido a través de las vías respiratorias rectangulares puede causar una excitación resonante de algunas paredes del conducto con aumentos impredecibles de los niveles de sonido que se distribuyen dentro y fuera del conducto. Si este es el caso, es necesario actuar localmente sobre la pared excitante del conducto de aire, por ejemplo, para pegar un material que absorba las vibraciones.

Además, debemos tener en cuenta que incluso las pequeñas fugas en el sistema de ventilación, especialmente cerca del ventilador, pueden causar no solo fugas de aire y pérdidas de presión, sino también problemas de sonido más graves. Primero, incluso un pequeño agujero en el conducto transmite el sonido desde adentro hacia afuera muy bien y puede negar todos los esfuerzos para insonorizar las vías respiratorias. En segundo lugar, el aire que fluye a través de estos agujeros bajo la influencia de la caída de presión en la pared del conducto puede generar silbidos a veces muy intensos. Por lo tanto, al crear sistemas de ventilación de bajo ruido, es importante controlar de manera confiable la estanqueidad de todas sus secciones.

4.9 Nivel de potencia acústica y nivel de presión acústica in situ

Existe un vínculo entre el nivel de potencia sonora de una fuente de sonido y el nivel de presión sonora. Si una fuente de sonido emite un determinado nivel de potencia sonora, los siguientes factores afectarán al nivel de presión sonora: La posición de la fuente de sonido en la habitación, incluido el factor de dirección (1), la distancia de la fuente de sonido (2) y las propiedades de absorción del sonido de la habitación, denominada área de absorción equivalente de la habitación (3).

Factor de dirección, Q

El factor de dirección indica la distribución del sonido alrededor de la fuente de sonido. Una distribución en todas las direcciones, esférica, se mide como Q = 1. La distribución desde un difusor colocado en el medio de una pared es hemisférica, medida como Q = 2.

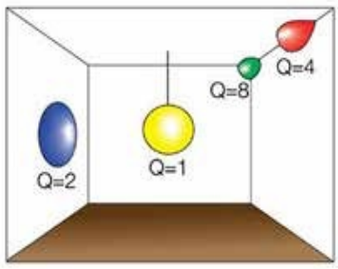


Fig. 4.8. La distribución del sonido alrededor de la fuente de sonido.

Q = 1 en el centro de la habitación
Q = 2 en pared o techo
Q = 4 entre pared o techo
Q = 8 en una esquina

Distancia de la fuente de sonido, r

Donde r indica la distancia desde la fuente de sonido en metros.

El área de absorción equivalente de la sala, A_{eqv}

La capacidad de un material para absorber el sonido se indica como factor de absorción α. El factor de absorción puede tener un valor entre "0" y "1", donde el valor "1" corresponde a una superficie totalmente absorbente y el valor "0" a una superficie totalmente reflectante. El factor de absorción depende de las cualidades del material, y hay tablas disponibles que indican el valor de diferentes materiales.

El área de absorción equivalente de una habitación se mide en [m2] y se obtiene sumando todas las diferentes superficies de la habitación multiplicadas por sus respectivos factores de absorción.

En muchos casos, puede ser más sencillo usar el valor medio para la absorción del sonido en diferentes tipos de habitaciones, junto con una estimación del área de absorción equivalente (ver figura 4.8).

Área de absorción equivalente basada en estimaciones

Si no hay valores disponibles para los factores de absorción de todas las superficies, y un valor más aproximado del factor de absorción total de la habitación es bastante adecuado, se puede calcular una estimación de acuerdo con el siguiente diagrama. El diagrama es válido para habitaciones con proporciones normales, por ejemplo 1: 1 o 5: 2.

Use el diagrama de la siguiente manera para estimar el área de absorción equivalente: calcule el volumen de la habitación y lea el área de absorción equivalente con el factor de absorción medio correcto, determinado por el tipo de habitación, vea también la fig. 4.9.

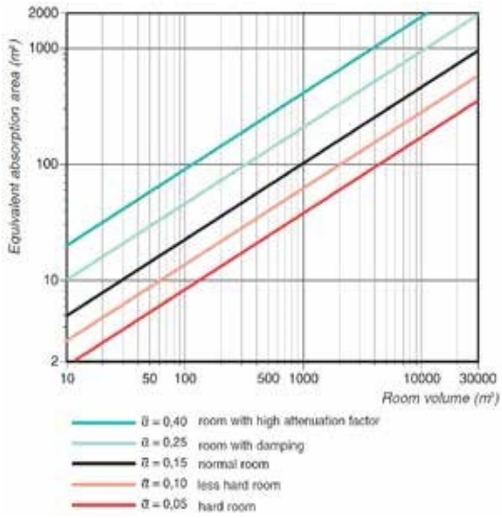


Fig. 4.9. Estimación del área de absorción equivalente.

Cálculo del nivel de presión acústica

eq. 4.9-01

$$L_{pA} = L_{wA} + 10 \cdot lg \left[\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{A_{eqv}} \right]$$

donde

L_{pA} = nivel de presión sonora [dB]

L_{wA} = nivel de potencia sonora [dB]

Q = factor de dirección

r = distancia de la fuente de sonido [m]

A_{eqv} = superficie de absorción equivalente [m2 Sabine]

Cálculo del tiempo de reverberación.

Si una habitación no está amortiguada con demasiada eficacia (es decir, con un factor de absorción medio inferior a 0,25), el tiempo de reverberación de la habitación se puede calcular con la ayuda de la fórmula de Sabine:

eq. 4.9-02

$$T = 0{,}163 \cdot \frac{V}{A_{eqv}}$$

donde

T = Tiempo de reverberación [s]. Tiempo para una reducción de 60 [dB] del valor de la presión acústica

V = volumen de la sala [m3]

A_{eqv} = El área de absorción equivalente de la habitación, [m2]

Cálculo del nivel de presión acústica

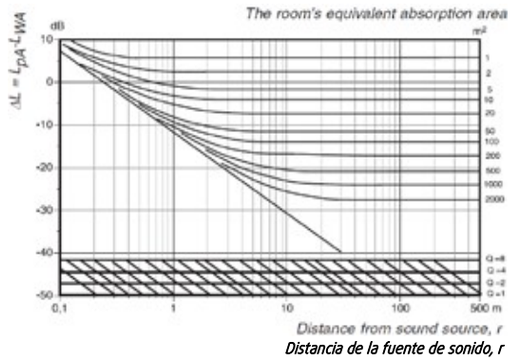
Con la ayuda de los factores descritos anteriormente, ahora es posible calcular el nivel de presión acústica si se conoce el nivel de potencia acústica. El nivel de presión acústica se puede calcular mediante una fórmula que incorpora estos factores, pero esta ecuación también se puede reproducir en forma de diagrama.

Cuando el diagrama se utiliza para calcular el nivel de presión sonora (fig. 4.10), debe comenzar con la distancia en metros desde la fuente de sonido (r), aplicar el factor direccional apropiado (Q) y luego leer la diferencia antes de entre el nivel de potencia acústica y el nivel de presión acústica junto al área de absorción equivalente relevante (Aeqv). Este resultado se agrega a la potencia de sonido calculada previamente.

Tipo de habitación	Factor de absorción promedio
Estudios de radio, salas de música	0,30 -0,45
Estudios de televisión, grandes almacenes, salas de lectura	0,15 - 0,25
Viviendas domésticas, oficinas, habitaciones de hotel, salas de conferencias, teatros.	0,10-0,15
Salas escolares, hogares de ancianos, pequeñas iglesias	0,05 - 0,10
Naves industriales, piscinas, grandes iglesias	0,03-0,05

Table 4.6. Factores de absorción promedio para diferentes tipos de habitaciones

El área de absorción equivalente de la habitación



Distancia de la fuente de sonido, r

Figura 4.10. Diagrama para estimar el nivel de presión sonora

Cálculo del área de absorción equivalente A_{eqv} donde

eq. 4.9-03

$$A_{eqv} = \alpha_1 \cdot S_1 + \alpha_2 \cdot S_2 + \ldots + \alpha_n + S_n$$

S = Tamaño de la superficie [m²]

α = Factor de absorción, dependiendo del material

n = Número de superficies

Cálculo del nivel de presión acústica. Estimación basada en la fig. 4.9, fig. 4.10 y la fig. 4.11 junto con la tabla 4.6.

Se debe ventilar una habitación normalmente húmeda en un hogar de ancianos, que mide 30 [m³]. Según la información en el catálogo, el dispositivo terminal de suministro de aire direccional instalado en el techo tiene un nivel de presión acústica (L_{pA}) de 33 [dB (A)].

Esto se aplica a una habitación con una amortiguación de espacio equivalente a 10 [m² Sabine] pr 4 [dB].

A) ¿Cuál será el nivel de presión acústica en esta sala, a 1 [m] del difusor?

El nivel de presión acústica depende de las propiedades acústicas de la sala, por lo que antes que nada es necesario convertir el valor en el catálogo a un nivel de potencia acústica (L_{WA}).

Según la amortiguación del espacio $\Delta L = L_{pA} - L_{WA}$

$L_{WA} = L_{pA} + \Delta L$

$L_{WA} = 33 + 4 = 37$ [dB(A)]

Con los siguientes valores

r = 1 [m]

Q = 2 (fig. 4.8)

e información sobre las dimensiones de la habitación, puede calcular el área de absorción equivalente con la ayuda de la fig. 4.12.

$$L_{pA} - L_{WA} = 0$$

$$L_{pA} = 0 + L_{WA}$$

Ingrese el valor LWA que ya se ha calculado.

$$L_{pA} = 0 + 37 = 37 \text{ [dB(A)]}$$

A) El nivel de presión acústica (L_{pA}) a un metro del difusor en esta habitación particular de hogar de ancianos es, por lo tanto, 37 [dB (A)].

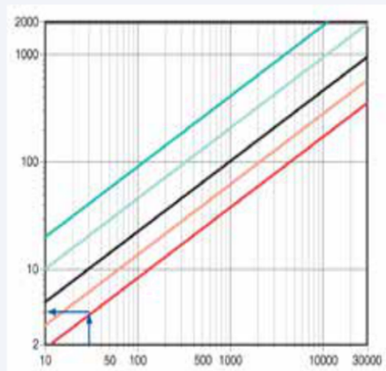


Fig. 4.11.

De acuerdo con la fig. 4.11 el área de absorción equivalente es 4 [m²].

Ahora es posible usar la fig. 4.12 para establecer la diferencia entre la presión acústica y la potencia acústica.

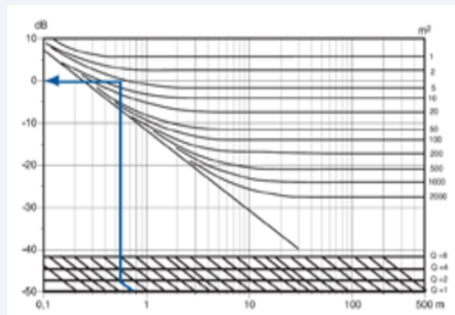


Fig. 4.12.

Este cálculo debe realizarse para todas las habitaciones que no corresponden a la información del catálogo que supone un estándar de 10 [m² Sabine].

Cuanto menos amortiguada (más dura) sea la sala, mayor será el nivel de presión acústica real en comparación con el valor indicado en el catálogo.

5. Básico de ventiladores

5.1 ¿Qué es un ventilador?

¿Qué es un ventilador?
Un ventilador es una máquina fluida que transporta un medio gaseoso, generalmente aire, a través de un sistema, mezcla el aire en algún lugar o crea un chorro de aire. El sistema funciona como un freno debido a su resistencia (presión total del sistema), que el ventilador debe superar. El ventilador puede ser visto como el corazón de un sistema.

Los ventiladores se utilizan para superar las resistencias, al transportar gases (aire) en equipos de ventilación y aire acondicionado, así como en equipos de proceso. El tipo de aplicación está determinado por el tipo de construcción de estas máquinas.

5.2 Tipos de ventiladores

La designación de tipo se deriva de cómo fluye el aire a través del impulsor. En general, hay tres tipos diferentes de ventiladores:

- axial
- radial
- flujo cruzado

- **Construcción axial** (fig. 5.1). El gas fluye directamente a través del ventilador a lo largo del eje de rotación.

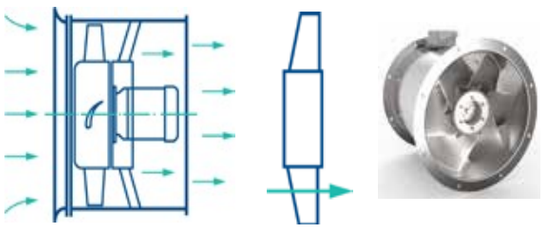


Fig. 5.1. Ventilador axial

A veces, los ventiladores axiales se utilizan con paletas de guía de entrada y/o salida. Las paletas de guía de entrada se pueden usar para fines de regulación. Las paletas guía pueden aumentar la eficiencia, la presión y reducir el remolino en la salida del ventilador.
Los ventiladores axiales generalmente se usan para flujos de aire altos y no tan alta presión.
Para aumentar la presión se pueden utilizar dos ventiladores axiales en serie o un ventilador contra-rotativo.

- **Construcción radial** (centrífuga (fig. 5.2). El gas es aspirado en dirección axial y deja el impulsor en ángulo recto con el eje de rotación (en dirección radial).

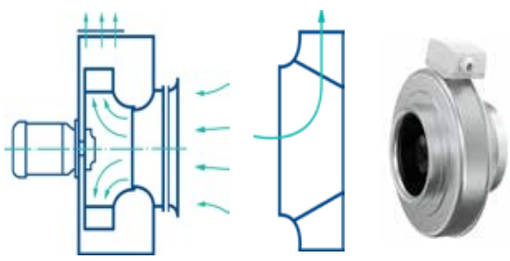


Fig. 5.2. Ventilador radial

Este tipo de construcción generalmente se divide por tres tipos diferentes de impulsores radiales:

- impulsor con paletas curvadas hacia atrás
- impulsor con paletas curvadas hacia delante
- paletas del impulsor que terminan radialmente

Además, el impulsor puede tener paletas o láminas perfiladas. Los ventiladores radiales generalmente se usan cuando se necesita alta presión. Los ventiladores radiales se pueden usar con diferentes tipos de carcasas, por ejemplo, carcasa de desplazamiento, carcasa en línea o sin carcasa.

- **Construcción de flujo mixto** (fig. 5.3). Este tipo de construcción se encuentra en algún lugar entre los tipos axial y radial. El gas fluye en una curva a través del impulsor.

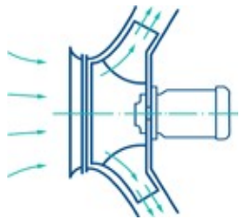


Fig. 5.3. Ventilador de flujo mixto

- **Ventiladores de flujo cruzado** (fig. 5.4)

Fig. 5.4. Ventilador de flujo cruzado

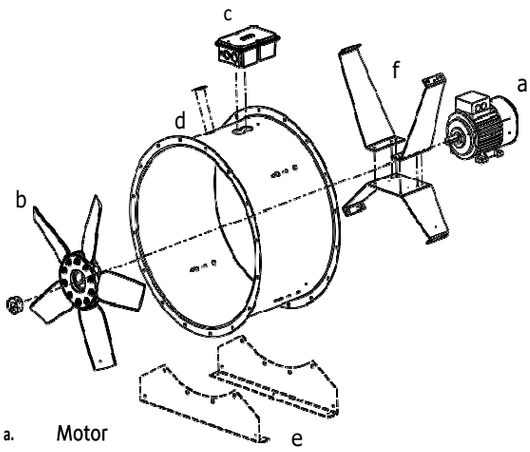
Los ventiladores de flujo cruzado tienen un impulsor que parece un impulsor radial con paletas curvadas hacia adelante, pero funciona de una manera totalmente diferente. El flujo entra al impulsor en una dirección radial, en ángulo recto con el eje de rotación, atraviesa el impulsor y sale por el otro lado (el aire pasa a lo largo del diámetro del impulsor). El diseño de la carcasa es muy importante en este tipo de ventilador.

Los ventiladores de flujo cruzado se usan ampliamente en sistemas divididos, cortinas de aire y algunos sistemas de propósito especial. Por supuesto, hay otros tipos de ventiladores, por ejemplo, un ventilador de vórtice, pero no son tan utilizados.

5.3. Ventilador axial

5.3.1 Construcción y función

El ventilador axial más simple generalmente consta de los componentes presentes en la fig. 5.5.



a. Motor
b. Impulsor
c. Caja de terminales
d. Carcasa
e. Pies de montaje
f. Soportes de motor

Fig. 5.5. Componentes I

Fig. 5.6. Difusor

Para satisfacer diferentes necesidades, se pueden utilizar componentes adicionales:

- Boquilla de entrada
- Difusor de salida (fig.5.6)
- Paletas de guía de salida (fig. 5.7)
- Paletas guía de entrada
- Dispositivo anti-detención (fig.5.8)
- Y otro (fig.5.9)

Fig. 5.7. Paletas guía de salida

Las boquillas de entrada crean una distribución de velocidad uniforme frente al impulsor. Los álabes de guía de entrada se colocan delante del impulsor y pueden producir remolinos en la dirección de rotación del impulsor o en sentido opuesto. Esto permite regular las características de los ventiladores.

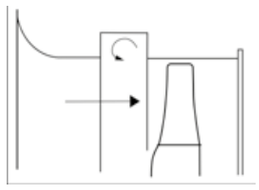
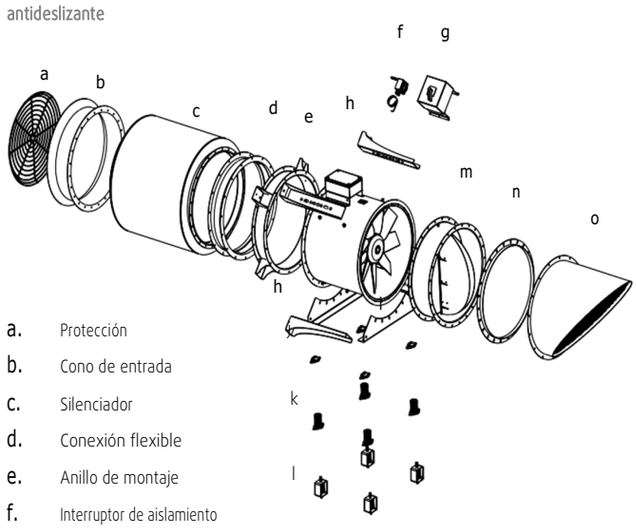


Fig. 5.8. Anillo antideslizante



a. Protección
b. Cono de entrada
c. Silenciador
d. Conexión flexible
e. Anillo de montaje
f. Interruptor de aislamiento
g. Interruptor de aislamiento
h. Soporte de montaje
i. Pie de montaje
j. Soportes antivibraciones de goma
k. Soportes antivibraciones de resorte
l. Montajes antivibratorios de resortes de suspensión
m. Compuerta neumática
n. Contrabrida
o. Cubierta de salida

Figura 5.9. Componentes II

Mientras que las paletas de guía de salida están ubicadas detrás de los impulsores y reorientan el flujo giratorio, dándole una dirección axial (fig. 5.10).

Los difusores - montados en el lado de presión del ventilador - convierten la alta presión dinámica en presión estática para ahorrar energía, mejorando así considerablemente la rentabilidad.

La reducción del ángulo de la paleta da como resultado una caída en la presión total y, por lo tanto, del flujo de aire sin cambios profundos en la eficiencia en amplios rangos de control. Es posible controlar el flujo de aire de 0 a 100 [%] ajustando el ángulo de la paleta o cambiando las paletas del impulsor. Mantener un flujo de aire constante con cambios de presión tampoco es un problema. Los controladores de paletas son componentes de entrada de aire con paletas infinitamente ajustables controladas por un servomotor. La ventaja de un controlador de paleta es el uso de la energía cinética directamente en frente del impulsor. La aplicación rentable de un controlador de paleta se encuentra entre alrededor del 60 [%] y el 100 [%] del volumen nominal a velocidad constante.

Los ventiladores axiales y radiales con palas curvadas hacia atrás son adecuados para su uso con un controlador. Pero a diferencia de los ventiladores radiales, el uso de paletas guía de entrada con ventiladores axiales puede aumentar la presión de los ventiladores muy alto.

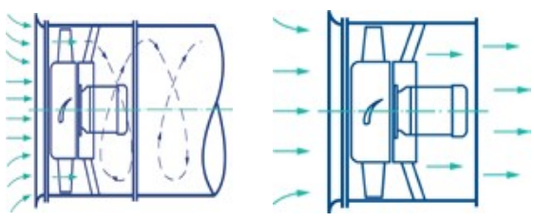


Fig. 5.10. Paletas guía de salida

La dirección del flujo de aire en el ventilador axial puede ser del impulsor a la dirección del motor (D) o la succión a través del motor (S) (fig. 5.11).

Fig. 5.11. Diagrama que muestra la dirección del flujo de aire D

Por lo general, se utilizan dos tipos de impulsor: con cubo fundido o con cubo soldado.

A. Cubo y palas del impulsor moldeado (fig. 5.12).

Ventajas:

- ángulo de paleta ajustable
- fácil de montar
- se puede utilizar para temperaturas de hasta 400[°C]

Desventajas:

- número fijo de paletas
- diámetro fijo del cubo
- espacio bastante grande entre la paleta y el cubo
- más difícil de usar con paletas guía

B. Impulsor con paletas soldadas rígidamente (fig. 5.13).

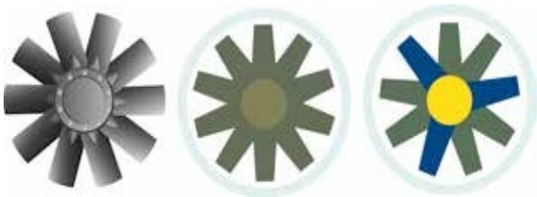


Fig. 5.12. Impulsor axial, diagrama que muestra diferentes disposiciones de paletas en el cubo

Fig. 5.13. Impulsor de acero

Ventajas

- el perfil de arco de enclavamiento se ajusta idealmente a las paletas de guía de entrada / salida
- Se puede utilizar para temperaturas de hasta 600 [°C]
- sin espacio entre la paleta y el cubo
- cualquier número de paletas
- cualquier tamaño de cubo

Desventajas

- ángulo de paleta no ajustable
- difícil de ensamblar
- más difícil de equilibrar

5.3.2 Tipos de ventiladores axiales

Dependiendo de la aplicación y las condiciones de funcionamiento, los ventiladores axiales se pueden clasificar según sus diferentes aspectos:

- Ventiladores axiales con diferente disposición de
  paletas de guía
  sin la paleta guía
  con paletas de guía de entrada
  con paletas de guía de salida y entrada
  con paletas guía de salida

- Ventiladores axiales con diferente relación de ejes (tabla 5.1). La relación de cubo es la relación entre el diámetro del cubo y el diámetro exterior del impulsor.

Tipo de ventilador axial	Relación de ejes	Coeficiente de presión (ver punto 6.4)
Ventilador de baja presión	<0,4	<0,25
Ventilador de media presión	0,4-0,6	0,25-0,55
Ventilador de alta presión	>0,6 y cónico	0,55-1,2

Tabla 5.1

Ventiladores axiales para diferentes propósitos:

Ventiladores de uso general. Ventiladores estándar para temperaturas de gas de hasta 55 [° C]
Ventiladores de chorro (fig. 5.14)
Ventiladores contra-giratorios
Ventiladores reversibles
Ventiladores ignífugos (tabla 5.2)

- **Ventiladores de gas caliente.** Hasta alrededor de 300 [° C] en funcionamiento continuo posible. Los diseños especiales pueden alcanzar temperaturas aún más altas. Área de aplicación: Tecnología de proceso de aire, procesos térmicos.
- **Extractores de humos / gases de combustión.** Ventiladores que requieren acreditación y ventiladores relevantes para la seguridad adecuados para ciertas temperaturas / clases de tiempo según la norma de inspección EN DIN 12101-3

ID	Clase de Temp .	Clase de Tiempo
F200	200 [°C]	120 [min]
F300	300 [°C]	60 [min]
F400	400 [°C]	120 [min]
F600	600 [°C]	60 [min]
F842	842 [°C]	30 [min]

Tabla 5.2

Ventiladores a prueba de explosiones
Ventiladores multietapa (fig. 5.14), etc.

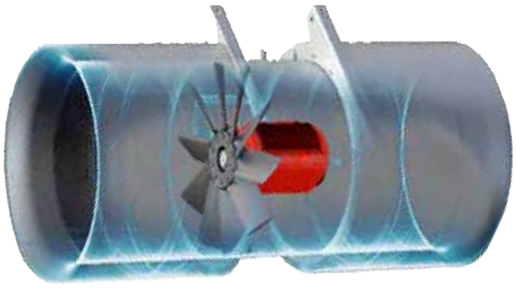


Fig. 5.14. Ventilador de túnel JET

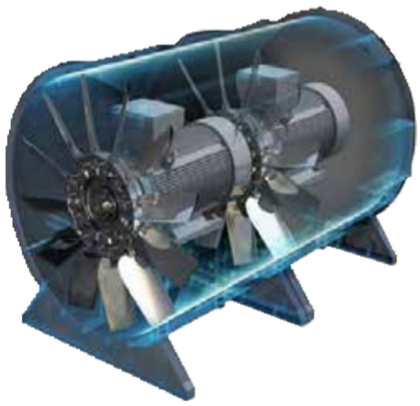


Fig. 5.15. Ventilador de túnel de dos etapas

- **Ventiladores axiales con control de velocidad**. Los motores eléctricos controlados por convertidores de frecuencia son ideales para combinar con ventiladores. La buena ubicación de los puntos de operación en el campo característico del sistema, para transmisión directa y transmisión por correa, excelente favorable y un diseño simple garantizan un funcionamiento sin problemas. Sin embargo, los fenómenos vibratorios deben verificarse antes de la puesta en marcha y tratarse en consecuencia.

Fig. 5.16. Ventilador axial reversible

- **Tipos de unidad**. El tipo de unidad está esencialmente determinado por las condiciones de aplicación y los requisitos correspondientes.

De acuerdo con VDMA 24164, existen esencialmente cuatro tipos de accionamiento para ventiladores axiales:

M: accionamiento directo por eje del motor (fig. 5.16, 5.17)

El impulsor se asienta sobre el eje del motor, el tipo más común de transmisión en la construcción del ventilador. Requiere poco espacio y bajos costos de mantenimiento.

Fig. 5.17. Ventilador axial de baja presión

A: Accionamiento directo por motor de rotor externo (fig. 5.18)

Para ventiladores más pequeños y requisitos de baja presión diferencial, ya que la potencia del motor está actualmente limitada a alrededor de máx. 9 [kW].

Fig. 5.18. Ventilador con motor de rotor externo

Fig. 5.19. Ventilador con transmisión por correa

R: Transmisión por correa (fig. 5.19, 5.20)

- Utilizado principalmente para aplicaciones industriales. La velocidad se puede ajustar a cualquier punto de operación deseado. Las correcciones posteriores al punto de operación se pueden hacer en cualquier momento. Con un diseño adecuado, también se puede utilizar para gases de alta temperatura.

Fig. 5.20. Ventilador axial accionado por correa en el marco base

K: accionamiento mediante acoplamiento elástico (fig. 5.21)

Esto se usa generalmente para diseños de impulsores grandes y pesados en la industria de ingeniería de procesos.

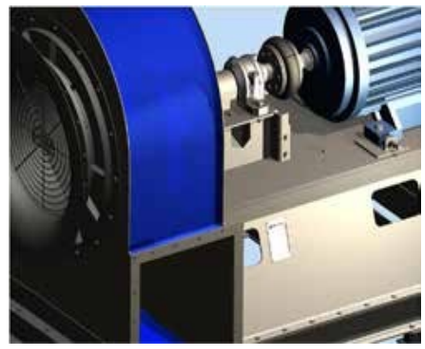


Fig. 5.21. Imagen - Unidad de acoplamiento

El ventilador y los cojinetes del motor son independientes. La tarea del acoplamiento es transmitir grandes pares a una cierta velocidad.

- Los ventiladores axiales pueden funcionar tanto en configuraciones horizontales como verticales. Esto debe determinarse de antemano para poder tener en cuenta las diferentes cargas de los cojinetes.

5.4 Ventilador radial

El ventilador radial se caracteriza por una mayor compresión (presiones disponibles). El medio gaseoso entra a lo largo del eje de rotación del impulsor, y se expulsa nuevamente en un ángulo de 90° con respecto al eje de rotación.

5.4.1 Construcción y función

Como se dijo anteriormente, los impulsores centrífugos pueden tener palas curvas hacia adelante y hacia atrás. La principal diferencia está en el nivel de presión y en la relación de presiones estáticas y dinámicas. Las paletas curvadas hacia atrás tienen coeficientes de presión más bajos (generalmente no superiores a 1,1) pero una parte más alta de la presión estática en total en la salida. Por el contrario, los impulsores centrífugos con palas curvadas hacia adelante tienen coeficientes de presión más altos (generalmente más altos que 1,5) pero una parte mucho más alta de presión dinámica en la salida.

El ventilador radial consiste esencialmente en (fig. 5.22):

- de la carcasa (puede ser de rollo, en línea, en caja, etc.);
- boquilla de entrada;
- impulsor, en diferentes versiones (tipos);
- soportes

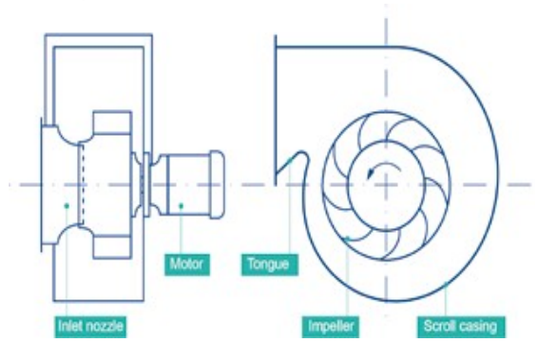


Fig. 5.22. Ejemplo de un ventilador centrífugo con carcasa en forma de rollo

El gas (aire) ingresa a través de la boquilla de entrada, entra en el impulsor y gira en dirección radial (90°). La conversión de energía se lleva a cabo en el impulsor (en los canales de la paleta), es decir, la entrada de energía mecánica a través del eje de transmisión se convierte en energía de presión y velocidad (energía potencial y cinética).
La carcasa de desplazamiento tiene dos tareas. Primero recoge el aire que sale del impulsor y lo guía hacia la salida. Segundo: debido a la sección transversal en constante aumento, una proporción de la presión dinámica se convierte en presión estática. Esto se llama efecto difusor.
El punto más estrecho entre la carcasa de desplazamiento y el impulsor está formado por la "Lengua". El diseño optimizado de la lengua puede contribuir significativamente a reducir las emisiones de ruido, mejorar la eficiencia y los niveles de presión.
En lugar de la carcasa de desplazamiento, se puede utilizar la carcasa en línea. Luego, las paletas guía en la salida del impulsor centrífugo se colocan generalmente para convertir la presión dinámica del remolino en la salida del impulsor en presión estática.
A veces, los impulsores centrífugos se usan como "rueda libre", luego solo se pueden usar impulsores con paletas curvadas hacia atrás, mientras que tienen una mayor parte de presión estática en la salida.

5.4.2 Tipos de impulsores radiales

Esencialmente, los ventiladores radiales se pueden diferenciar por el diseño y la forma de las paletas del impulsor. Los impulsores se pueden asignar a tres categorías principales.

Las paletas del impulsor pueden curvarse hacia adelante o hacia atrás en la dirección de rotación o terminar radialmente.

- **Las paletas se curvan hacia atrás** (fig. 5.23, 5.24). Los ventiladores radiales con este tipo de impulsor también se conocen como ventiladores de alto rendimiento, porque, como se dijo anteriormente, la parte de presión dinámica en la salida para este tipo de ventiladores es bastante baja y no hay tantas pérdidas en los canales de las paletas como con las paletas curvadas hacia adelante.

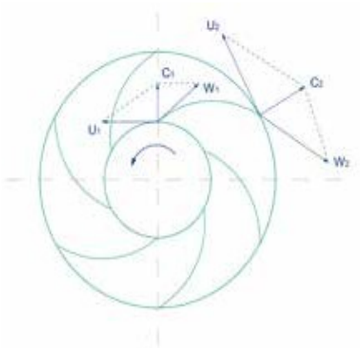


Fig. 5.23. Impulsor con paletas curvadas hacia atrás con pequeños ángulos de salida de paletas

Paletas rectas inclinadas hacia atrás (fig. 5.24). Adecuados para su uso en ventiladores radiales para gases con partículas de material seco grueso o fibras; tienen una buena eficiencia y por ello se conocen también como "ventiladores de transporte de alto rendimiento".

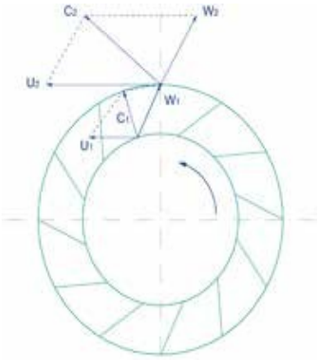


Fig. 5.24. Impulsor con paletas rectas curvadas hacia atrás

- Ángulo de salida de la paleta < 90°

  Los álabes del impulsor con terminación radial (fig. 5.25, 5.26), son una subforma del tipo mencionado anteriormente y se utilizan principalmente sin placa de cubierta, es decir, abiertamente, en los ventiladores de transporte.

  Las sustancias que se transportarán a los silos o instalaciones de almacenamiento son cereales, granulados de plástico, astillas de madera, pellets de madera o similares.

  Impulsores mostrados en la fig. 5.25 crean el mismo flujo de transporte y la misma presión aumenta en ambas direcciones y, por lo tanto, se utilizan como ruedas de aire de enfriamiento en electromotores, por ejemplo.

  Ángulo de salida de la paleta = 90°

Fig. 5.25. Impulsor con paletas que terminan radialmente:

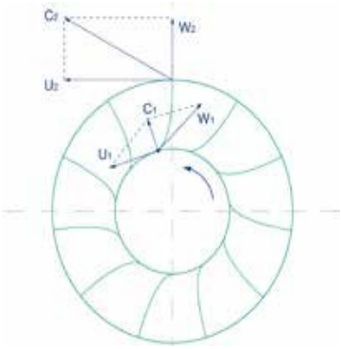


Fig. 5.26. Impulsor con paletas de impulsor que terminan radialmente

- **Paletas curvadas hacia delante** (fig. 5.27). La energía de velocidad proporcional es muy alta, la eficiencia hidráulica

generalmente es bastante baja, por lo que este tipo solo se usa con fines especiales, en la esfera marina y en pequeños ventiladores radiales. Ángulo de salida de la paleta desde> 90°

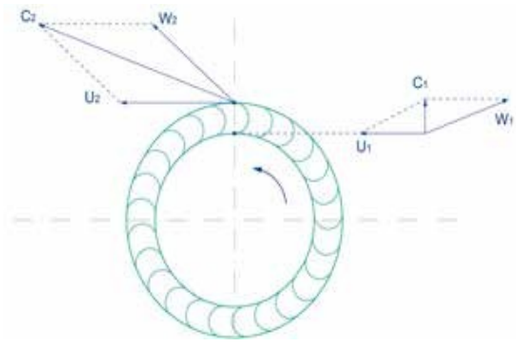


Fig. 5.27. Impulsor con paletas curvadas hacia adelante.

5.4.3 Configuración de ventiladores radiales

La configuración de los ventiladores radiales generalmente se realiza de acuerdo con los siguientes criterios y los requisitos correspondientes de la aplicación.

- Construcción del impulsor.

  La presión del impulsor está determinada por la construcción de las paletas del impulsor de acuerdo con el punto 5.4.1.
  El rendimiento del impulsor está determinado por los parámetros geométricos clave. El ancho de descarga b2 del impulsor determina el flujo de aire máximo, que se puede alcanzar. Pero el ancho no puede hacerse demasiado grande, mientras que puede aparecer una separación del flujo de la placa de cubierta y eso conduce a la pérdida de presión y flujo de aire. El diámetro de succión generalmente está determinado por el flujo de aire y las velocidades en el orificio de succión en el punto de trabajo.

  Los impulsores del ventilador centrífugo pueden ser simples (fig. 5.28) o dobles (fig. 5.29) para alcanzar flujos de aire más altos.

  El lugar más importante de la construcción del ventilador centrífugo es la conexión entre la boquilla y el impulsor. Por ejemplo, para impulsores con gran ancho, es importante introducir un chorro de alta velocidad en el espacio entre la boquilla y el impulsor para evitar la separación del flujo de la placa de cubierta. Y para los ventiladores de alta presión, es mejor hacer un sello laberíntico entre la boquilla y el impulsor.

  R: impulsor radial de entrada simple Z: impulsor radial de entrada doble

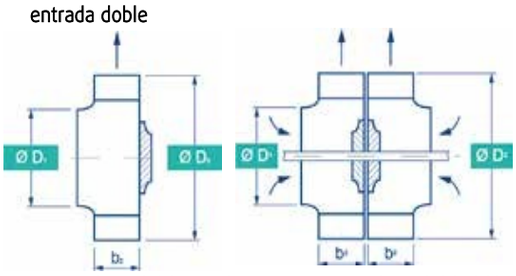


Fig. 5.28. Impulsor radial de entrada única Fig. 5.29. Impulsor radial de doble entrada

Los tipos de construcción se describen en VDMA 24164. La clasificación se realiza utilizando los criterios de designación de tipo, conexión, unidad y posiciones de alojamiento, como se muestra a continuación:

- **Conexión del ventilador (tipo de succión, tabla 5 .3)**

U: conexión directa con conducto
E: con boquilla de entrada
S: con caja de succión

- **Unidad**

M: Impulsor directamente en el eje del motor (fig. 5.30)

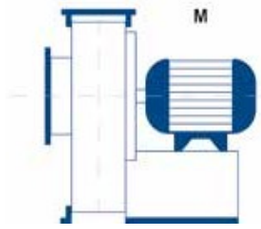


Fig. 5.30. Unidad M

K: mediante acoplamiento elástico (fig. 5.31)

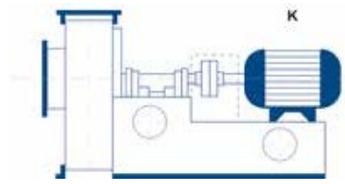


Fig. 5.31. Unidad K

R: a través de la correa (fig. 5.32, 5.33)

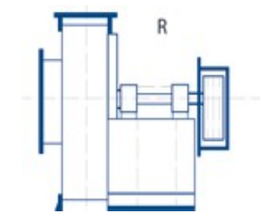


Fig. 5.32. Unidad R

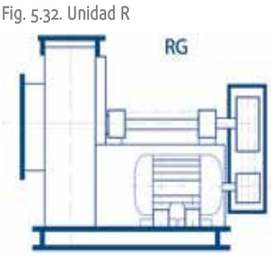


Fig. 5.33. Unidad RG

Posición de la carcasa y sentido de rotación. De acuerdo con una recomendación en el Documento 1/1 de Eurovent de 5.3975, las siguientes definiciones se aplican a las direcciones de rotación y posiciones de la carcasa para los ventiladores:

- **Direcciones de rotación (fig. 5.34)**

  RD = Rotación a la derecha, cuando el impulsor, visto desde el lado de la transmisión, gira en sentido horario.
  LD = Rotación hacia la izquierda, cuando el impulsor, visto desde el lado de la transmisión, gira en sentido antihorario.

Para los ventiladores radiales de doble entrada con un motor de rotor externo integrado en el impulsor, el sentido de rotación está determinado por el lado de conexión (donde está conectada la correa).

Tipo	Conexión	Unidad
R	U	M
Entrada única	Conexión directa de conducto	Impulsor directamente en el eje del motor
Z	E	K
Entrada doble	Con entrada	Vía acoplamiento
	S	R
	Con succión	Vía correa

Tabla 5.3

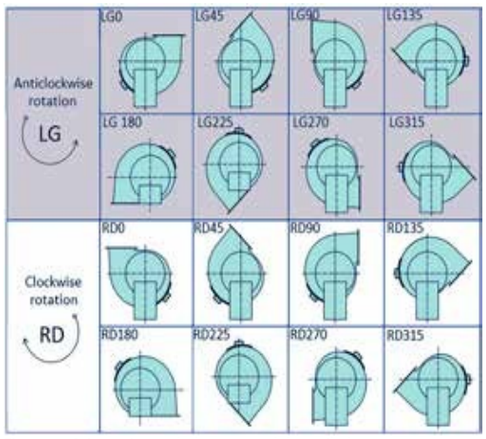


Fig. 5.34. Orientaciones de la carcasa del ventilador

La designación de la posición angular de los ventiladores radiales está determinada por el eje de referencia en ángulo recto con el plano de fijación (fig. 5.35).

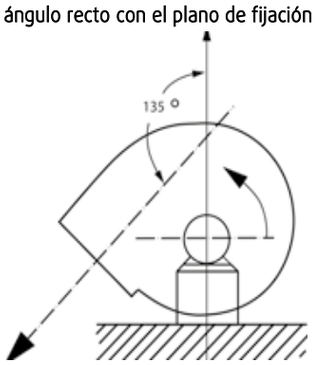


Fig. 5.35. Eje de referencia

5.4.4 Diseño especial y construcciones especiales

Ventiladores radiales para diferentes propósitos:

Ventiladores de uso general. Ventiladores estándar para temperaturas de gas de hasta 55 [°C]
Ventiladores ignífugos
Ventiladores químicos
Ventiladores a prueba de explosiones
Rueda libre
Ventiladores de techo
Ventiladores multietapa

La reversibilidad generalmente se logra mediante la carcasa y la construcción del impulsor. La construcción suele ser muy complicada en comparación con los ventiladores axiales y no se usa tanto.

Los ventiladores centrífugos ignífugos generalmente se hacen con carcasa de desplazamiento y algunas mejoras especiales para el enfriamiento del eje.
Los ventiladores químicos están hechos de plástico especial o de acero inoxidable especial.

Para los motores especiales a prueba de explosión se utilizan pares de materiales adecuados para piezas móviles y fijas.

La rueda libre es un tipo especial de construcción de ventilador radial que no tiene carcasa y se usa cada vez más en muchos subsectores de tecnología de ventilación.
Ventiladores radiales de funcionamiento libre como una versión de entrada única, utilizada donde grandes cantidades de aire deben moverse contra presiones globales ≤ 2.500 [Pa].
Se utilizan, por ejemplo, en los siguientes sistemas:

- Plantas de secado
- Plantas de pintura
- Sistemas de salas blancas
- Sistemas de enfriamiento
- Controladores centrales para aplicaciones de ventilación y aire acondicionado.

Ventiladores radiales de techo. Los impulsores radiales con paletas de impulsor curvadas hacia atrás se utilizan con mayor frecuencia, y se caracterizan por las propiedades esenciales de un ventilador radial de alto rendimiento. La dirección de salida está determinada por cómo se va a utilizar el ventilador. La aplicación de ventiladores de techo radial en aplicaciones de ventilación y aire acondicionado se ha vuelto considerablemente más popular en los últimos años. Estos ventiladores son adecuados para direcciones de salida de gases de escape horizontales y verticales.
Dirección de salida vertical (fig. 5.36)

- Gases de escape olorosos (cocinas)
- Gases de escape tóxicos (garajes)
- Gases de escape agresivos (proceso de gases de escape, humos de combustión)
- Gases de escape con carga térmica (gases calientes o humos de combustión)

Fig.5.36. Ventilador de techo con salida vertical

Dirección de salida horizontal (fig. 5.37)

- Gas de escape no contaminado "normal"
- Gases de escape industriales no contaminados
- Gas de escape residencial

Fig. 5.37. Ventilador de techo con dirección de salida horizontal

Ventajas del ventilador de techo radial

- Fácil de instalar
- No requiere espacio dentro del edificio
- Barato
- Enrutamiento simple del flujo de aire
- Sencillo de controlar
- Sin mantenimiento y resistente a la corrosión
- Construcción simple, alta fiabilidad funcional
- Las campanas de escape y las rejillas de protección contra la intemperie no son necesarias
- Características del sistema estable (paletas del impulsor curvadas hacia atrás)
- Comportamiento de funcionamiento estable debido a las características del sistema en constante aumento
- Integración en sistemas de recuperación de calor

Desventajas del ventilador de techo radial.

- Aumento de presión limitado (falta de carcasa en espiral)
- Se requieren medidas acústicas para mayores aumentos de presión
- Eficiencia general limitada (falta de carcasa en espiral)
- Los aumentos posteriores al flujo volumétrico solo son posibles hasta cierto punto

5.4.5 Operación de polvo y desgaste

Para los ventiladores de escape y de proceso, el polvo y el desgaste no deben ser subestimados. Esto ya debe tenerse en cuenta durante la fase de diseño.

La acumulación de polvo y su densidad, estructura, tamaño de las partículas y contenido de humedad son factores importantes. La incertidumbre en cuanto al comportamiento adhesivo del polvo y/o partículas sólidas determina generalmente la aplicación de los ventiladores.

- **Clave**

F_N = Fuerza en dirección normal

F_z = Fuerza centrífuga

T = Fuerza en dirección tangencial

R = Fuerza de fricción = $F_N \cdot \mu$

μ = Coeficiente de fricción

- **Transporte de polvo y productos fibrosos**

Paletas del impulsor curvadas hacia atrás

R> T palos de polvo. (fig. 5.38)

- Sólo adecuado en ciertos casos

Paletas del impulsor que terminan radialmente

R < T el polvo se esparce. (fig. 5.39)

- Adecuado para aplicaciones industriales sucias

Paletas de impulsor rectas, sin placa de cubierta

Las partículas fibrosas R <T se deslizan. (fig. 5.40)

- Especialmente indicado para el transporte neumático de productos fibrosos o a granel.
- Desgaste del ventilador.

Si el flujo del ventilador está contaminado por partículas de material o partículas, se producirá un desgaste en el impulsor y en el interior de la carcasa.

Esta abrasión altera las superficies. Las ondulaciones, rayas y picaduras son el resultado de este proceso de "micro-corte". Esto resulta en una pérdida no insignificante de material y por lo tanto un debilitamiento de la estructura.

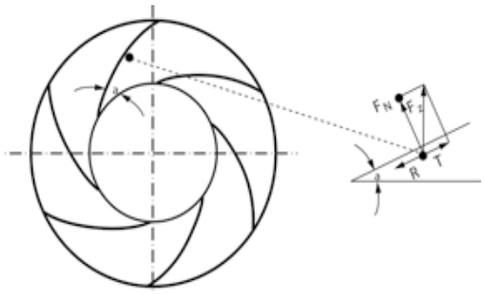


Fig. 5.38. Paletas del impulsor curvadas hacia atrás

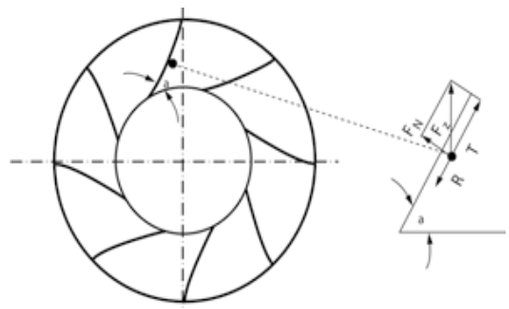


Fig. 5.39. Paletas del impulsor que terminan radialmente

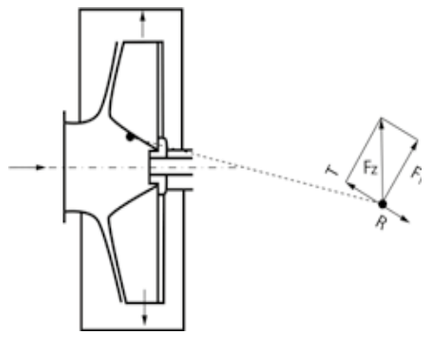


Fig. 5.40. Paletas de impulsor rectas, sin placa de cubierta

Los procesos de desgaste y su terminología se describen en la norma DIN 50320.
Además, las pérdidas de material en el impulsor conducen a distribuciones desiguales de masa, lo que resulta en vibraciones y desequilibrio.

5.5 Ventilador diagonal

El llamado impulsor diagonal (o impulsor de flujo mixto) ocupa una posición intermedia entre los impulsores axiales y los impulsores radiales con paletas curvadas hacia atrás (fig. 5.41). El diseño del ventilador con impulsor diagonal proporciona un flujo de aire similar a los ventiladores axiales ampliamente utilizados, al mismo tiempo que logra una mayor presión estática. Por lo tanto, los impulsores diagonales se usan en ventiladores en línea cuando los ventiladores axiales tienen una presión demasiado baja y los ventiladores radiales tienen un flujo de aire demasiado bajo.

5.5.1 Construcción y función

El medio gaseoso entra a lo largo del eje de rotación del impulsor, y se expulsa nuevamente en algún ángulo con respecto al eje de rotación.

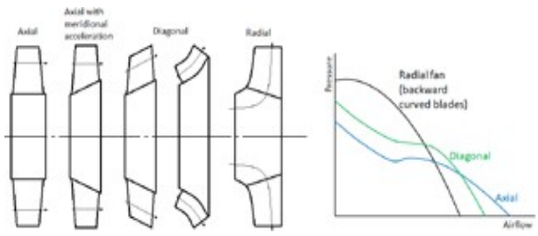


Fig. 5.41. Impulsor diagonal

El núcleo del ventilador diagonal es cónico (fig. 5.42) como el del ventilador axial con aceleración meridional (fig. 5.43), pero al contrario que el ventilador axial con aceleración meridional, el diámetro exterior de la carcasa del ventilador también aumenta desde la entrada a la salida. La formación de vórtices se minimiza de la forma cónica del núcleo del impulsor. El aire es aspirado en dirección axial y sale en dirección diagonal; esto conduce a un uso más fácil en los ventiladores en línea, porque las pérdidas en el giro no son tan grandes en comparación con la situación cuando se usan impulsores radiales.

Fig. 5.42. Ventilador con impulsor diagonal

Fig. 5.43. Ventilador axial con aceleración meridional

La construcción está cerca de los ventiladores radiales en línea. Normalmente los álabes guía se sitúan aguas abajo del impulsor diagonal para restablecer la presión dinámica del remolino en la salida del impulsor (fig. 5.44).

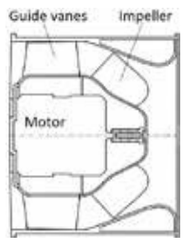


Fig. 5.44. Ventilador con impulsor diagonal

Pero el impulsor diagonal también se puede usar sin paletas guía en la salida, justo en la caja, como un impulsor radial (fig. 5.45).

Fig. 5.45. Ventilador con impulsor diagonal

5.6 Ventilador de flujo cruzado

Los ventiladores de flujo cruzado (o flujo tangencial) se colocan, tal vez, en el tercer lugar después de los ventiladores radiales y axiales de acuerdo con el ancho de su aplicación. Los ventiladores de flujo cruzado más utilizados se utilizan en cortinas de aire caliente, ventiladores domésticos, calentadores eléctricos y unidades interiores de aires acondicionados. La principal ventaja de los ventiladores de flujo cruzado es un flujo de aire relativamente alto en la salida de un ventilador de funcionamiento libre con un diámetro pequeño y una longitud axial grande del impulsor. Esto permite diseñar un equipo "plano" que distribuye el aire a través de una ranura larga y estrecha (fig. 5.46).

Fig. 5.46. Cortina de aire con ventilador de flujo cruzado

5.6.1 Construcción y función

Desde el punto de vista aerodinámico, el ventilador de flujo cruzado es un ventilador con un flujo muy complicado, caracterizado por la presencia de zonas de separación y vórtices de tamaño considerable, que finalmente determinan las características aerodinámicas del ventilador. La geometría interna típica del ventilador y el patrón de flujo en el plano de la sección transversal perpendicular al eje del impulsor se muestran en la fig. 5.47. El ventilador tiene una entrada con un sector de entrada definido por el ángulo del arco de entrada. El impulsor del ventilador en este plano es similar al impulsor del ventilador radial con paletas curvadas fuertemente hacia adelante. A lo largo del eje del impulsor, el ventilador tiene una forma constante y está limitado por la longitud del impulsor. La parte de salida de la carcasa es muy similar a la carcasa de desplazamiento del ventilador radial. La entrada y salida del ventilador divide, por un lado, con la parte que se llama lengua, por otro lado, el comienzo de la salida en espiral. El ventilador a veces se llama diametral, porque el flujo cruza el impulsor a través del diámetro.
Se puede decir que el ventilador consta de dos etapas: en la primera etapa, el flujo desde la entrada del ventilador pasa a través del sistema de paletas dentro de la rueda, y en la segunda, a través del sistema de aspas desde el interior de la rueda hacia afuera. En algunos diseños de ventilador de flujo cruzado, se encuentran dentro de las paletas de guía del impulsor. La segunda etapa tiene un flujo similar al flujo en el ventilador radial con paletas curvadas hacia adelante. Por lo tanto, el mismo sistema de paletas en la primera y segunda etapa se comporta de manera bastante diferente desde el punto de vista de la aerodinámica, ya que el flujo lo pasa primero en una y luego en la otra dirección.

En este caso, un rasgo característico del flujo en el ventilador de flujo cruzado es la presencia de dos zonas de vórtice.

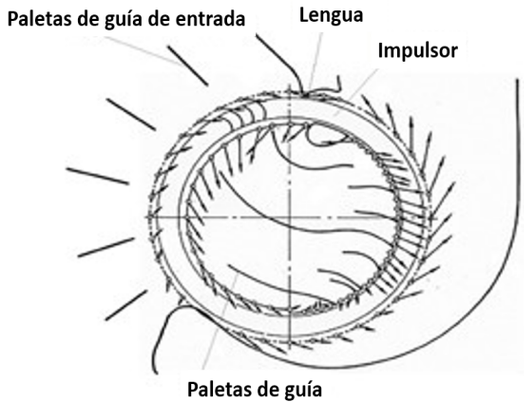


Fig. 5.47. Sección transversal del ventilador de flujo cruzado

Estas zonas pueden ser más o menos intensas, de mayor o menor tamaño, pueden cambiar ligeramente su ubicación, entran más o menos en el impulsor o la carcasa, pero están necesariamente presentes, porque en estos lugares cambia a la dirección opuesta del flujo a través del sistema de paletas.

Los ventiladores de flujo cruzado pueden proporcionar coeficientes de flujo de aire de hasta 1,1 y los coeficientes de presión total de hasta 4 o más, es decir, más que los ventiladores radiales y axiales. Sin embargo, debido a la presencia de una estructura desarrollada de flujo de vórtice en todos los modos de funcionamiento y regímenes de flujo subóptimos en las zonas correspondientes del impulsor, los ventiladores de flujo cruzado tienen una eficiencia menor que los ventiladores axiales y radiales. Pero los ventiladores de flujo cruzado pueden hacerse con un impulsor largo y crear una instalación de ventilador "plana". Esto determinó la aplicación principal de los ventiladores diametrales en cortinas de aire-calor. Las cortinas están diseñadas para instalarse en puertas de tamaño pequeño y mediano, se suspenden, por regla general, sobre las puertas y crean un chorro ranurado hacia abajo. Utilizan impulsores largos (una o dos ruedas en un motor eléctrico con dos extremos del eje). La carga aerodinámica suele ser pequeña: un intercambiador de calor eléctrico o de agua (todavía se puede instalar un filtro de aire grueso), por lo que el ventilador funciona, por regla general, en la rama derecha de las características aerodinámicas (a grandes valores del flujo de aire). El uso máximo de las habilidades del ventilador es crear una presión de alta velocidad en la salida para evitar la penetración del aire exterior en la puerta. En el mercado hay muchas cortinas de varios diseños sobre la base de tales ventiladores. Es importante prestar atención a qué velocidades de chorro crean tales cortinas. La contradicción es que, para garantizar las velocidades requeridas en la salida del ventilador, es necesario proporcionar las velocidades apropiadas del impulsor, lo que puede conducir a un mayor ruido y vibración del ventilador. Por lo tanto, a menudo hay cortinas sobre la base de ventiladores diametrales con velocidades de chorro bajas y, por regla general, no son muy efectivas.

5.7 Instalación del ventilador y bloqueo giratorio

Los ventiladores se instalan a menudo de tal manera que las condiciones de flujo delante y detrás de ellos no son las ideales. Las pérdidas que se producen como resultado dependen de la instalación y, por lo tanto, se conocen como pérdidas de la instalación.

Antes de diseñar un ventilador, se deben determinar las conexiones en los lados de succión y presión. Si no se tiene en cuenta este conocimiento, se producirán efectos de instalación del sistema, que tendrán una influencia negativa severa en el rendimiento. Estos efectos normalmente resultan del remolino en la entrada, canales rectos demasiado cortos en la salida, así como pérdidas de presión en los soportes elásticos en la entrada y la salida.

En el capítulo 6 se presentará más información sobre la influencia de los elementos de entrada y salida en las características del ventilador. La instalación del ventilador influyó no solo en la característica aerodinámica del ventilador, sino también en la vibración y el nivel de ruido. En algunos casos pueden aparecer efectos rotativos de pérdida. Los efectos de bloqueo rotativo son muy fuertes en ventiladores axiales (grandes ángulos de instalación) y en ventiladores radiales con paletas curvadas hacia adelante (en impulsores radiales con paletas curvadas hacia atrás, el bloqueo giratorio no es tan fuerte).

El bloqueo giratorio se puede conectar con una alta turbulencia de entrada de flujo o con un bajo nivel de flujo de aire. Cuando el flujo de aire se reduce, el ángulo de ataque aumenta. Cuando se vuelve demasiado alto, la separación del flujo aparece (en el caso de los ventiladores axiales, normalmente en la periferia de la paleta). Sin embargo, debido a la ligera asimetría del flujo, la separación no aparece en todos los canales de la paleta simultáneamente, sino solo en el grupo (grupos) de canales (fig. 5.48). Cuando aparece la separación del flujo en un canal, el flujo de aire se mueve a otro canal y los ángulos de ataque en ese canal disminuyen. Eso da como resultado zonas móviles de separación de flujo y se llama pérdida de rotación. Aparecen pulsaciones de presión de alta frecuencia y puede causar la destrucción del impulsor. Casi lo mismo sucede en ventiladores radiales con paletas curvadas hacia adelante.

No debe mezclar efectos de pérdida en el ventilador con efectos de sobretensión, ya que el efecto de sobretensión generalmente está conectado con la interacción del ventilador con la red en la que está trabajando.

Para más detalles ver p.7.4.

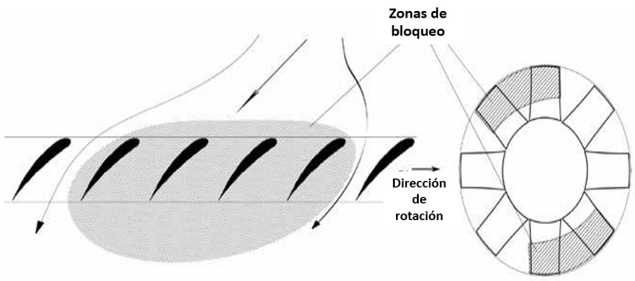


Fig. 5.48. Bloqueo en ventilador axial

6. El ventilador del sistema

El requisito para la función perfecta y la operación rentable de los equipos de ventilación es, entre otras cosas, la planificación y el diseño correcto de la red de conductos, es decir, sobre todo, una estimación confiable de las pérdidas de presión.

Las pérdidas de presión están determinadas principalmente por las longitudes de conducto especificadas, así como por la selección de las velocidades del aire y las secciones transversales del conducto. La especificación de las piezas de transición y forma también influye en las pérdidas de presión y, por lo tanto, en los costos operativos. La dependencia de las pérdidas de presión en el sistema de conductos del flujo de aire se conoce como la característica del sistema.

La información correcta sobre las características del sistema es muy importante para la configuración o selección ideal de ventiladores en el sistema.

El flujo a través del sistema de ventilación generalmente puede considerarse incompresible, es decir, de densidad constante.

El conocimiento confiable de los coeficientes de resistencia de conductos rectos y piezas formadas es absolutamente crucial para una estimación precisa de las pérdidas de presión. A menudo se da el caso de que, en los numerosos programas de cálculo disponibles, no se tienen en cuenta los cambios en los coeficientes de resistencia y los parámetros donde los componentes se suceden en rápida sucesión. Esto puede dar lugar a falsas estimaciones de las pérdidas de presión.

i **Nota**: a presiones muy altas, no debe descuidarse la influencia de la compresibilidad del aire. De acuerdo con VDI 2044, la influencia debe tenerse en cuenta desde aproximadamente 3000 [Pa] ya que el error aquí ya es 1 [%].

Además, las piezas de forma situadas en la entrada o salida del ventilador pueden influir fuertemente en su característica aerodinámica.

6.1 Diagramas característicos, generales

La introducción de ISO 5801, AMCA 210, DIN 24163 y 24166, así como la nueva versión de VDI 2044, proporcionó una definición uniforme de lo que debe entenderse por una característica del ventilador, que es al menos la correlación funcional entre el aumento de presión total Δpt y el flujo de aire aspirado V.

Además, las curvas para el requisito de potencia y la eficiencia también son relevantes, como una curva para la emisión de ruido. Para completar, la velocidad, la densidad del gas y ciertas dimensiones del ventilador deben especificarse para poder definir claramente el comportamiento operativo.

Clase de precisión	0	1	2	3
Flujo de volumen	± 1 %	± 2,5 %	± 5 %	± 10 %
Aumento de la presión	± 1 %	± 2,5 %	± 5 %	± 10 %
Potencia del motor	+ 2 %	+ 3 %	+ 8 %	+ 16 %
Eficiencia	- 1 %	- 2 %	- 5 %	–
Nivel de presión sonora (A)	+ 3 [dB]	+ 3 [dB]	+ 4 [dB]	+ 6 [dB]

Tabla 6.1. Extracto de DIN 24166 (categorías de precisión)

Clase	Área de aplicación	Rendimiento
0	Minería (por ejemplo, el ventilador principal), ingeniería de procesos, planta de energía, túneles de viento, túneles, etc.	> 500 [kW]
1	Minería, ingeniería de procesos, centrales eléctricas, túneles de viento, túneles, sistemas de ventilación y aire acondicionado.	> 50 [kW]
2	Sistemas de ventilación y aire acondicionado, ingeniería de procesos, ventiladores industriales, ventiladores de plantas de energía y ventiladores industriales para condiciones operativas severas relacionadas con el desgaste y la corrosión.	> 10 [kW]
3	Sistemas de ventilación y aire acondicionado, extractores de aserrín, ingeniería agrícola, pequeños ventiladores, ventiladores de centrales eléctricas y ventiladores industriales para condiciones operativas severas en cuanto a desgaste y corrosión.	–

Tabla 6.2. Extracto de DIN 24166 (categorías de precisión)

Para una evaluación exhaustiva de los diagramas característicos, es esencial que también se tengan en cuenta las tolerancias dimensionales, p. según DIN 24166 o especificando las categorías de precisión (tabla 6.1-6.2). Esto puede ser muy importante en un caso de garantía en disputa.

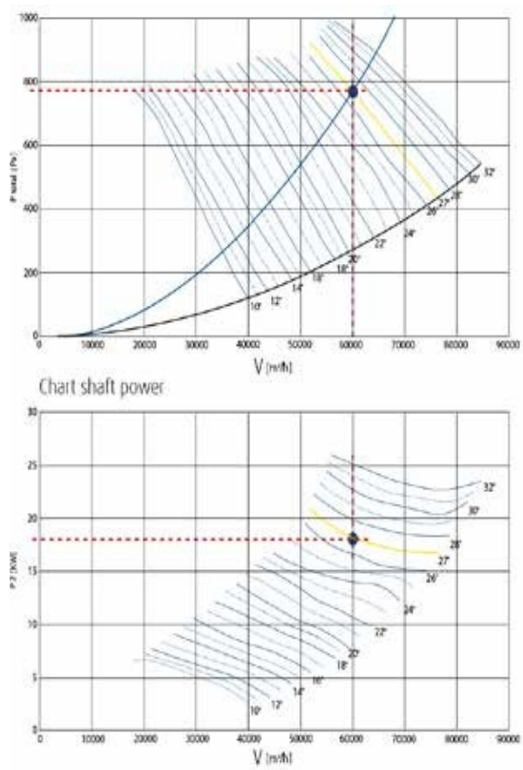


Fig. 6.1. Conjunto estándar de curvas características de un ventilador con punto de diseño logrado en la instalación de prueba AMCA

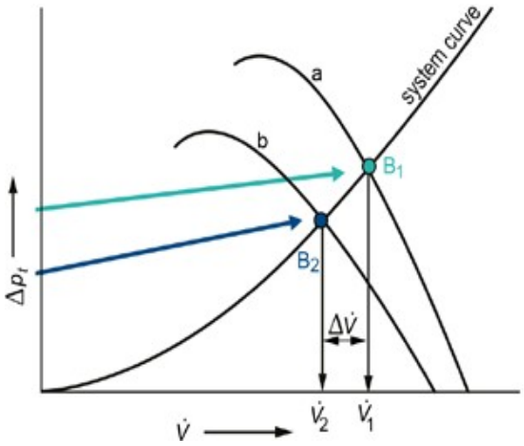
6.2 Sistema y curvas del ventilador

El punto de funcionamiento de un ventilador es el resultado de la intersección de la característica del sistema y la característica del ventilador (fig. 6.1). En esta intersección, hay un equilibrio entre la presión del sistema y la presión de salida del ventilador en un flujo de aire determinado. El punto de funcionamiento generalmente no coincide con el punto óptimo (punto de máxima eficiencia) del ventilador.

La intersección de la característica del ventilador con la línea de presión dinámica es el flujo de aire máximo del ventilador que suministraría contra la "resistencia del sistema cero".

Los datos de rendimiento del ventilador generalmente se especifican en forma de curvas o diagramas característicos. Estas son características estándar determinadas a un gran costo en equipos de prueba estándar de acuerdo con DIN 24163 o ISO 5801, AMCA 210, es decir, condiciones ininterrumpidas de conexión de admisión y descarga.

A menudo se olvida que, si el sistema se instala de manera desfavorable, particularmente si hay perturbaciones en el lado de la entrada, la característica de instalación del ventilador puede cambiar significativamente con respecto a la característica estándar (fig. 6.2).



B_1 punto de operación para característica estándar
B_2 punto de operación para la característica de instalación
a característica estándar
b característica de instalación
$\dot{V}$ flujo de aire

Fig.6.2.Característica estándar y característica de instalación de un ventilador

Es esencial que se observen las instrucciones de instalación del fabricante del ventilador si se deben mantener los parámetros operativos deseados.

6.2.1 Perturbaciones de entrada y salida

Deben evitarse las perturbaciones de entrada enumeradas a continuación, ya que conducen a perturbaciones masivas del flujo volumétrico y/o pérdidas de presión.

Las boquillas de entrada (fig. 6.3) en las entradas del ventilador deben garantizar que el flujo hacia el impulsor sea lo más libre de remolinos posible, con una velocidad suave; lo cual es particularmente importante para la entrada a máquinas axiales. Si no hay boquilla de entrada, como se muestra en la fig. 6.4- 6.5, resultados de turbulencia debido a la brida de bordes afilados, como se ilustra. El flujo está restringido, lo que resulta en cargas desfavorables en las paletas del impulsor. Esto da como resultado, entre otras cosas, una reducción severa en el rendimiento, es decir, no se logra la característica del ventilador de la medición de configuración de prueba que se especifica en la hoja de datos de características.

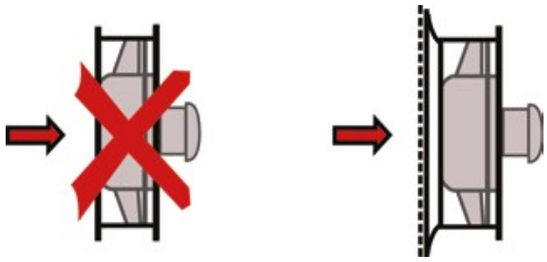


Fig. 6.3. Boquilla de entrada

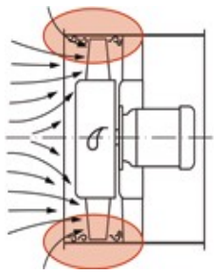


Fig.6.4.Ventiladores de entrada libre sin boquilla de entrada - Axial

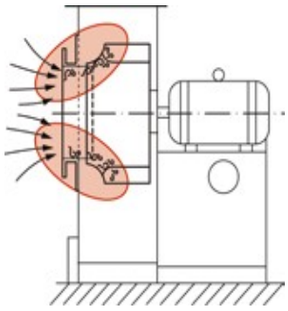


Fig. 6.5. Ventiladores de entrada libre sin boquilla de entrada - Radial

Fig. 6.6. Ventilador después de doblar el conducto

Por casi la misma razón, el ventilador no debe colocarse directamente después de la curva (fig. 6.6-6.7). La separación del flujo y el posible remolino después de la curva provocarán una disminución de la aerodinámica del ventilador y cargas adicionales en las paletas.

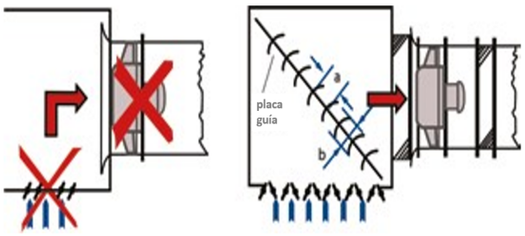


Fig. 6.7. Ventilador después de la cámara de admisión

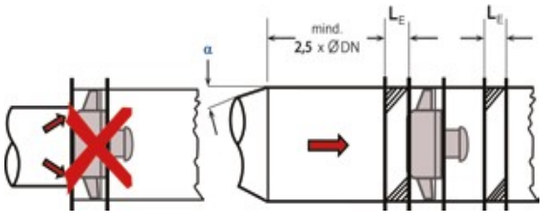


Fig. 6.8. Instalación de ductos con constricción

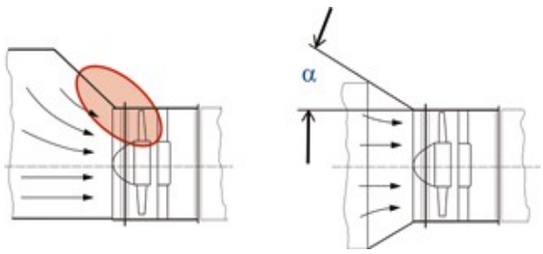


Fig. 6.9. Instalación de conductos con ángulo de apertura unilateral #

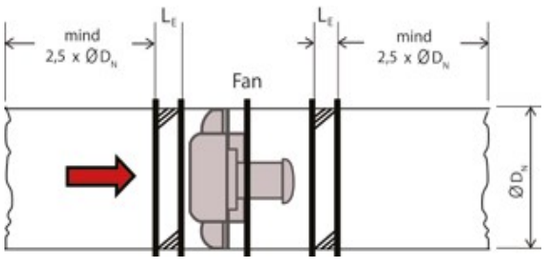


Fig. 6.10. Instalación de ductos

Cuando se usa el ventilador con el conducto en la entrada y en la salida, no debe haber cambios en la sección transversal del conducto cerca de la entrada o salida del ventilador (fig. 6.8-6.9). La variante óptima es tener al menos 2,5DN de longitud del conducto recto antes y después del ventilador (fig. 6.10).

La carga mecánica unilateral de las paletas del impulsor individual, debido a las turbulencias resultantes de la instalación, puede ocasionar la destrucción del impulsor. En algunos casos, la influencia de los elementos, que están situados en la entrada o salida, se puede calcular de antemano.

Lo siguiente aplica para el cálculo:

eq. 6.2.1-01

$$\Delta p_{syst} = \zeta_{syst} \cdot p_d \quad [Pa]$$

Δp_{syst}: Pérdida de presión de la instalación [Pa]

ζ_{syst}: Factor de instalación (pérdida de presión - coeficiente)

p_d: Presión dinámica en la conexión del lado de succión o del lado de presión del ventilador [Pa]

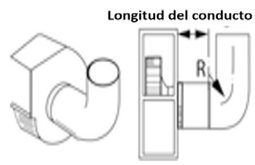
- Factores de instalación del lado de succión (pérdidas de presión de instalación)

Ejemplo a (fig. 6.11):

Factor de instalación del codo redondo de 90° en la entrada del ventilador

Ejemplos b - d (fig. 6.12):

Factores de instalación de curvas de 90 ° con sección transversal redonda en la entrada del ventilador



R/D	Longitud del conducto 0	2D	5D
0,75	1,4	0,8	0,4
1,0	1,2	0,7	0,35
2,0	1,0	0,6	0,35
3,0	0,7	0,4	0,25

Fig. 6.11.

Longitud del conducto

b) Simple 90 – Codo

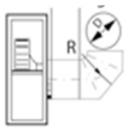
R/D	Longitud del conducto 0	2D	5D
–	3,0	2,0	1,0

Longitud del conducto

c) 90 – Codo con 3 segmentos

R/D	Longitud del conducto 0	2D	5D
0,5	2,5	1,6	0,8
0,75	1,6	1,0	0,5
1,0	1,2	0,7	0,35
2,0	1,0	0,6	0,35
3,0	0,8	0,5	0,3

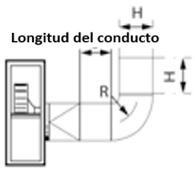
Longitud del conducto



c) 90 – Codo con 4 segmentos

R/D	Longitud del conducto 0	2D	5D
0,5	1,8	1,0	0,6
0,75	1,4	0,8	0,4
1,0	1,2	0,7	0,35
2,0	1,0	0,6	0,35
3,0	0,7	0,4	0,25

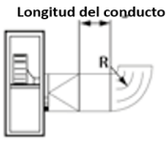
Fig. 6.12.



e) Pieza de transición y colector de 90 - con sección transversal rectangular sin deflectores

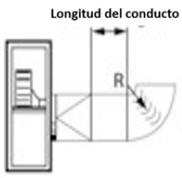
R/D	Longitud del conducto 0	2D'	5D'
0,5	2,5	1,6	0,8
0,75	2,0	1,2	0,7
1,0	1,2	0,7	0,35
2,0	0,8	0,5	0,3

Longitud del conducto



f) Pieza de transición y colector 90 - con sección transversal rectangular y 3 deflectores largos

R/H	Longitud del conducto 0	2D'	5D'
0,5	0,8	0,5	0,3
1,0	0,6	0,35	0,2
2,0	0,3	0,25	0,15



g) Pieza de transición y colector de 90 con sección transversal de rectángulo y algunos deflectores cortos

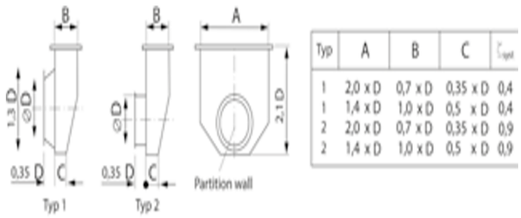
R/H	Longitud del conducto 0	2D'	5D'
0,5	0,8	0,5	0,3
1,0	0,6	0,35	0,2
2,0	0,3	0,25	0,15

$$'D = \frac{2 \cdot H}{\sqrt{\pi}}$$

La sección transversal libre del canal cuadrado (H x H) es tan grande como la sección transversal libre de la succión del ventilador. ($H^2 = \pi \cdot D^2/2$).
El ángulo máximo de apertura es de 15 con una constricción constante de la sección transversal (confusor), con un ensanchamiento continuo de la sección transversal (difusor) de 7,5.

Fig. 6.13.

Ejemplos e - g (fig. 6.13):
Factores de instalación de la pieza de transición y curva de 90° con sección transversal rectangular y sin placa de guía en la entrada del ventilador

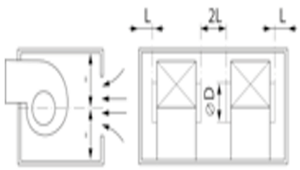


Typ	A	B	C	ζ_{tot}
1	2,0 x D	0,7 x D	0,35 x D	0,4
1	1,4 x D	1,0 x D	0,5 x D	0,4
2	2,0 x D	0,7 x D	0,35 x D	0,9
2	1,4 x D	1,0 x D	0,5 x D	0,9

h) Factores de instalación para cajas de entrada del ventilador

Fig. 6.14.

Ejemplo h (fig. 6.14):
Factores de instalación de las bolsas de depresión del ventilador



L = Distance between inlet cross section and the wall	ζ_{tot}
0,75 x D	0,25
0,5 x D	0,4
0,4 x D	0,6
0,3 x D	0,8
0,2 x D	1,2

k) Factores de instalación para ventiladores de entrada libre con espacio limitado alrededor de la entrada del ventilador

Fig. 6.15.

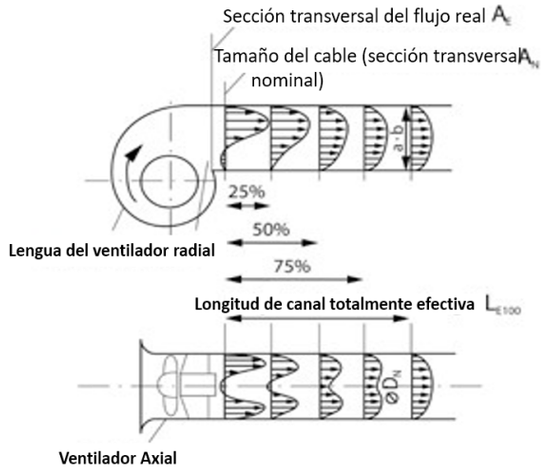
Ejemplo k (fig. 6.15):
Factores de instalación para ventiladores de entrada libre con espacio limitado alrededor de la entrada del ventilador

- Factores de instalación del lado de presión (pérdidas de presión de instalación)

Ejemplo l:

Longitud de canal totalmente efectiva L_{E100} para ventiladores axiales y radiales (fig. 6.16).

Los perfiles de velocidad en la salida del ventilador influyen en la caída de presión en los componentes posteriores del sistema. La sección transversal de salida real A_E y la sección transversal de conexión A_N determinan el perfil de velocidad.



La longitud del canal totalmente efectiva se define de la siguiente manera:
2.5 x sección transversal nominal - diámetro D para velocidades de hasta 12 m / s. Adicionalmente 1 diámetro por cada 5 m / s suplementario.
En canales con una sección transversal rectangular con los lados a y b,
el diámetro equivalente del canal es = $\sqrt{\frac{4 \cdot ab}{\pi}}$

Fig. 6.16.

La longitud de canal totalmente efectiva L_{E100} se logra una vez que el perfil de velocidad se ha vuelto constante.
Si el tipo de instalación del ventilador se desvía de las condiciones de prueba utilizadas para determinar las características del ventilador, se deben tener en cuenta otros factores de instalación:
Ejemplos m + n (fig. 6.17):
El canal en la salida del ventilador es demasiado corto.
Distribución de velocidad irregular en la salida del ventilador (ver Ejemplo l)

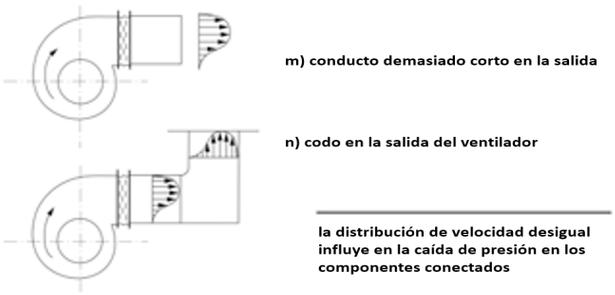
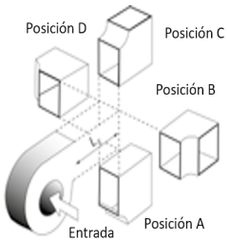


Fig. 6.17.

Ejemplo o (fig. 6.18):
Las curvas de 90° detrás de la salida del ventilador en las posiciones A - D pueden en parte dar lugar a factores de instalación considerables



Codos detrás de la salida del ventilador (para el ventilador centrífugo de una sola entrada)

En el caso de los ventiladores de doble entrada y la posición del codo B o D, se debe utilizar el promedio de los factores de instalación para B y D.

A_E/A_N	Posición codo	L_1 0%	12%	25%	50%	100%
0,4	A	3,0	2,5	1,8	0,8	
	B	4,5	3,8	2,5	1,2	
	C	5,5	4,5	3,0	1,6	
	D	5,5	4,5	3,0	1,6	
0,5	A	2,0	1,6	1,2	0,6	
	B	2,8	2,3	1,8	0,8	
	C	3,8	2,8	2,3	1,0	
	D	3,8	2,8	2,3	1,0	
0,6	A	1,6	1,4	1,0	0,4	
	B	2,0	1,6	1,2	0,6	
	C	2,8	2,3	1,8	0,8	
	D	2,5	2,0	1,4	0,7	
0,7	A	0,7	0,6	0,4	0,2	
	B	1,0	0,8	0,6	0,3	
	C	1,4	1,2	0,8	0,35	
	D	1,2	1,0	0,7	0,35	
0,8	A	0,8	0,7	0,5	0,25	
	B	1,2	1,0	0,7	0,35	
	C	1,6	1,4	1,0	0,4	
	D	1,4	1,2	0,8	0,35	
0,9	A	0,7	0,6	0,4	0,2	
	B	1,0	0,8	0,6	0,3	
	C	1,2	1,0	0,7	0,35	
	D	1,0	0,8	0,6	0,3	
1,0	A	1,0	0,8	0,6	0,3	
	B	0,7	0,6	0,4	0,2	
	C	1,0	0,8	0,6	0,3	
	D	1,0	0,8	0,6	0,3	

Sin factor de instalación

Fig. 6.18.

Ejemplo p (fig. 6.19):
Pérdidas de instalación para amortiguadores de obturación directamente en la salida del ventilador

A_E/A_N	Pérdidas de instalación Δp_{vst}
0,4	7,5 x Δp_{Damper}[1]
0,5	4,8 x
0,6	3,3 x
0,7	2,4 x
0,8	1,9 x
0,9	1,5 x
1,0	1,2 x Δp_{Damper}

[1] Δp_{Damper} = Resistencia de la válvula con distribución de velocidad uniforme

Fig. 6.19.

6.2.2 Difusores

Los ventiladores axiales y radiales de descarga libre tienen una energía cinética significativa (= presión dinámica) en la sección transversal de descarga, que generalmente se considera una pérdida. La velocidad de descarga determina directamente el alcance de las pérdidas, por lo tanto, es evidente que las pérdidas pueden reducirse reduciendo la velocidad. Esto convierte una parte de la energía cinética (presión dinámica) en energía útil (presión estática). La presión del sistema ahora se puede reducir en esta porción de la presión recuperada pd2 - pd1, o el ángulo de la pala se corrige para los ventiladores axiales. Esto da como resultado menores potencias de accionamiento y una reducción en los costos operativos.

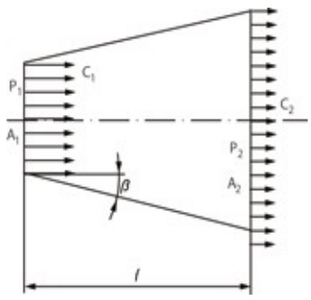


Fig. 6.20. Distribución de velocidad en el difusor.

- **Definición de un difusor.** El difusor es un conducto que se ensancha constantemente en la dirección del flujo de aire, en el que el flujo se desacelera. La calidad de la conversión de energía en los difusores depende de las condiciones de entrada. Aquí, las condiciones de flujo juegan un papel importante, como el flujo de salida del impulsor, el flujo en espiral y el flujo después de las paletas guía. El ángulo de apertura β (fig. 6.20) debe permanecer por debajo de ciertos valores límite dependiendo de la geometría del difusor y las condiciones del flujo, debido al riesgo de separación del flujo (fig. 6.21).

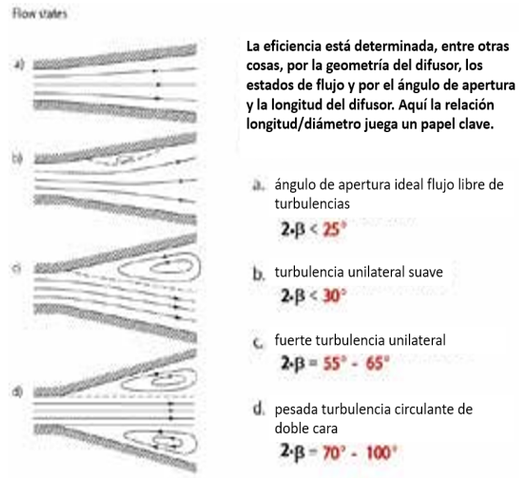


Fig. 6.21. Estados de flujo y valores límite (ejemplo)

- **Difusores circulares anulares**. Los difusores de anillo circular son aquellos que consisten en una carcasa exterior rotacionalmente simétrica y componentes internos. Debido a su forma, estos son un complemento ideal para los ventiladores axiales. Aquí también, la conversión de energía depende esencialmente de la geometría y las condiciones de flujo. El ángulo de apertura α (β) no debe ser mayor de 14° porque si será mayor de 18°, el flujo comienza a separarse de las paredes del difusor (fig. 6.22).

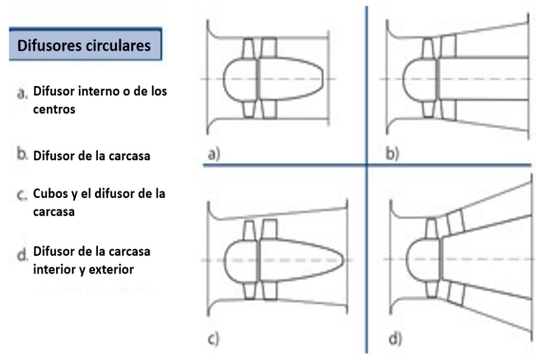
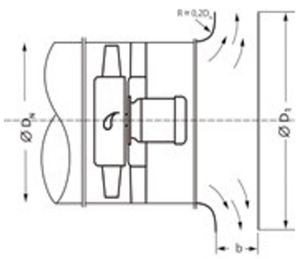


Fig. 6.22. Difusores circulares



Placas deflectoras o difusor radial

b/D_N = 0,13 - 0,17 und D_1/D_N = 1,5

Fig. 6.23. Placas deflectoras / difusor radial

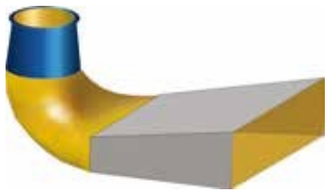


Fig. 6.24. Conducto o difusor de conducto

Estos son los difusores más utilizados en aplicaciones de ventilación. Además, hay numerosos tipos de difusores utilizados en ventilación y aire acondicionado que deben mencionarse (fig. 6.23-6.24), sin entrar en más detalles y sin hacer ningún reclamo de integridad: Ventilador radial - difusor de impacto, difusores en cruz. ventiladores de flujo, difusor de impacto Carnot, difusor de vehículo, difusor F1-racing, difusores en acústica, etc.

Ejemplo de cálculo

Comparación de un ventilador con y sin difusor (fig. 6.25)

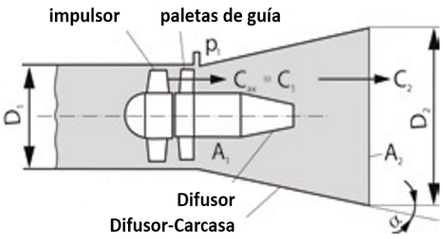


Fig. 6.25. Ventilador axial con paleta de guía de descarga y eje y difusor de la carcasa

Un ventilador de descarga gratuita debe cumplir con los siguientes datos operativos:

Sin difusor:

Flujo de aire	V	=	35	[m³/s]	= 126 000 [m³/h]
Presión est.	p_{s1}	=	920	[Pa]	
Densidad del aire	ρ	=	1,204	[kg/m³]	

Se seleccionó un ventilador axial con:

Ventilador Ø	D_1	=	1,25	[m]
Velocidad	n	=	1450	[1/min]
Eficiencia	η	=	80,8	[%]
Presión Din.	p_{d1}	=	880	[Pa]

eq. 4.2-01	p_t	=	$p_s + p_{d1}$	[Pa]
Presión Total	p_t	=	920 + 880	[Pa]
	p_t	=	1800	[Pa]
Ángulo de paleta	α_1	=	32	[°]

eq.6.2.1-02	**Potencia en el eje sin difusor**			
	P_w	=	$(V \bullet p_t)/\eta$	[W]
	P_w	=	(35 • 1800)/ (0,808)	[W]
	P_w	=	78	[kW]

Requisito de potencia del ventilador con difusor (fig. 6.26)				
Difusor de salida Ø	$D2$	=	1,8	[m]
Superficie de salida	$F2$	=	2,545	[m²]
Ángulo de apertura	$\beta(\alpha)$	=	7	[°]
Eficiencia	η_{Diff}	=	73	[%]

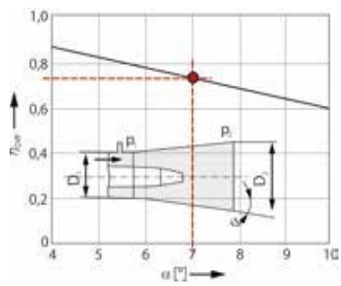


Fig. 6.26. La eficiencia del difusor depende del ángulo de apertura con entrada axial suave

Para el flujo de aire suministrado, la presión dinámica resultante en la salida del difusor (2) es:

eq. 3.4.2-01	p_{d2}	=	$\rho/2 \cdot c_2^2$	[Pa]
	p_{d2}	=	$\rho/2 \bullet (V/F_2)^2$	[Pa]
	p_{d2}	=	$0,6 \bullet (35/2,545)^2$	[Pa]
	p_{d2}	=	114	[Pa]

La recuperación de la presión estática se puede calcular utilizando la fórmula:

eq. 3.5-09	Δp_s	=	$(p_{d1} - p_{d2}) \cdot \eta_{Diff}$	[Pa]
	Δp_s	=	(880 - 114) • 0,73	[Pa]
	Δp_s	=	(880 -114) • 0,73	[Pa]
	Δp_s	=	559	[Pa]

Las pérdidas de conversión en el difusor se pueden calcular de la siguiente manera:

eq. 6.2.1-03	U_v	=	$p_{d1} - p_{d2} - p_s$	[Pa]
	U_v	=	880 - 114 - 559	[Pa]
	U_v	=	207	[Pa]

La presión total requerida del sistema ventilador-difusor es:

eq. 6.2.1-04	p_t	=	$p_s + p_{d2} + U_v$	[Pa]
	p	=	920 + 114 + 207	[Pa]
	p_t	=	1241	[Pa]

Esta presión total y el flujo de aire entregado resultan en una reducción de:

Ángulo de la paleta	α_2	=	26	[°]
eficiencia	η_2	=	79,0	[%]

eq.6.2.1-02 **Encender el eje con difusor** (fig. 6.27)

$P_W = (V \cdot \Delta p_t)/\eta$ [W]

$P_W = (35 \cdot 1241)/(0{,}79)$ [W]

$P_W = 55$ [kW]

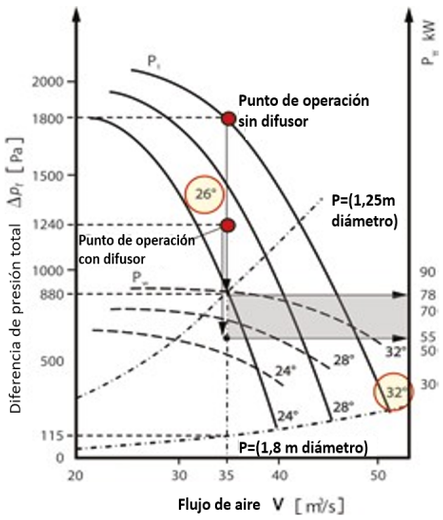


Fig. 6.27. Características para el ejemplo de cálculo (región oscura = ahorro de energía)

El ahorro de energía es:

eq. 6.2.1-05 $P_{WE} = 100 \cdot (P_{WoD} - P_{WmD})/P_{WoD}$ [%]

$P_{WE} = 100 \cdot (78-55)/78$ [%]

$P_{WE} = 29{,}5$ [%]

P_{WE} : Ahorro de energía

P_{WoD} : Potencia sin difusor

P_{WmD} : Potencia con difusor

Tenga en cuenta:

Para ventiladores axiales de descarga libre, con instalación tipo A + C según DIN 24163 e ISO 5801, se puede suponer que, dependiendo del tamaño del flujo de remolino en la salida del ventilador, los resultados en la práctica serán diferentes a los calculados teóricamente Los valores exactos solo pueden determinarse por medición. Si hay un flujo de remolino mínimo después del ventilador, cuya presión dinámica en el punto de operación es Δpd1> 150 [Pa], vale la pena considerar usar un difusor. Debido a que el potencial para ahorrar energía y costos operativos es enorme (véase el cálculo de ejemplo), es una contribución sensata a la reducción de los requerimientos de energía y las emisiones de CO_2.

6.3 Las leyes de similitud

Las leyes de similitud (leyes de proporcionalidad y afinidad) son principios derivados de la física que pueden utilizarse para representar la corrección de datos operativos. Se utilizan para determinar los volúmenes, la presión diferencial y la potencia de accionamiento de ventiladores similares, pero de diferente tamaño a la misma o diferente velocidad de rotación. Estas leyes, que en sí mismas sólo son válidas en teoría, también pueden utilizarse para ventiladores reales (turbomaquinaria) con suficiente precisión. En la práctica, estas fórmulas se utilizan para convertir los datos de rendimiento a otros estados de funcionamiento, por ejemplo, para los cambios de velocidad debidos a un convertidor de frecuencia o para el funcionamiento a 60 [Hz].

Las fórmulas generales son:

eq. 6.3-01

$$V_1/V_2 = (n_1/n_2) \cdot (d_1/d_2)^3$$

eq. 6.3-02

$$\Delta p_1/\Delta p_2 = (n_1/n_2)^2 \cdot (d_1/d_2)^2$$

eq. 6.3-03

$$P_{w1}/P_{w2} = (n_1/n_2)^3 \cdot (d_1/d_2)^5$$

a) Ley de proporcionalidad (para diámetro constante)

eq. 6.3-04 $V_1/V_2 = (n_1/n_2)$

eq. 6.3-05 $\Delta p_1/\Delta p_2 = (n_1/n_2)^2 = (V_1/V_2)^2$

eq. 6.3-06 $P_{w1}/P_{w2} = (n_1/n_2)^3 = (V_1/V_2)$

b) Ley de afinidad (para velocidad de rotación constante)

eq. 6.3-07 $V_1/V_2 = (d_1/d_2)^3$

eq. 6.3-08 $\Delta p_1/\Delta p_2 = (d_1/d_2)^2$

eq. 6.3-09 $P_{w1}/P_{w2} = (d_1/d_2)^5$

Ejemplos de uso de estas leyes se muestran en la tabla 6.3.

Índice 1 :	**valor original (estado real)**
Índice 2 :	**nuevo valor**

Velocidad	**(diámetro constante)**		**Volumen**		n_1/n_2	=	V_1/V_2	
Ejemplo:	V_1	=	25 000	[m³/h]	n_2	=	$n_1 \cdot (V_2/V_1)$	
a)	n_1	=	1 500	[1/min]	n_2	=	1500 · (15 000/25 000)	
	V_2	=	**15 000**	[m³/h]	n_2	=	900	[1/min]
	n_2	=	?					
Potencia de acc.	**(diámetro constante)**		**Velocidad y volumen**		P_{w1}/P_{w2}	=	$(n_1/n_2)^3 = (V_1/V_2)^2$	
Ejemplo:	V_1	=	25 000	[m³/h]	P_{w2}	=	$P_{w1} \cdot (V_2/V_1)^3$	
a)	P_{w1}	=	6,80	[kW]	P_{w2}	=	$6{,}8 \cdot (35\,000/25\,000)^3$	
	V_2	=	**35 000**	[m³/h]	P_{w2}	=	**18,63**	[kW]
	P_{w2}	=	?		P_{w2}			
Diámetro del impulsor	**(velocidad constante de rotación)**		**Volumen**		V_1/V_2	=	$(d_1/d_1)^3$	
Ejemplo:	V_1	=	25 000	[m³/h]	V_2	=	$V_1 \cdot (d_2/d_1)^3$	
b)	d_1	=	800	[mm]	V_2	=	$25\,000 \cdot (900/800)^3$	
	d_2	=	**900**	[mm]	V_2	=	**36 000**	[m³/h]
	V_2	=	?					

Tabla 6.3. Ejemplos de leyes de uso de proporcionalidad

6.4 Parámetros adimensionales

Se requieren parámetros adimensionales para el diseño, la comparación y la evaluación crítica de todos los ventiladores. Estas cifras o valores deben ser adimensionales para que sean independientes de las presiones relevantes, el rendimiento y parámetros similares. Como resultado de años de desarrollo, es posible recomendar parámetros que han demostrado ser adecuados para su propósito. La derivación descriptiva de estos parámetros permite a una amplia gama de personas desarrollar una comprensión de ellos, incluso sin conocimiento científico (tabla 6.4).

Símbolo	Descripción del parámetro adimensional
η	Eficiencia
ψ	Coeficiente de presión
ϕ	Coeficiente de flujo de aire
λ	Coeficiente de potencia
δ	Parámetro de diámetro
σ	Número de ejecución
τ	Parámetro del acelerador

Símbolo	Descripción	Unidad
V	Flujo de aire	[m³/s]
Δp_t	Diferencia de presión total	[Pa]
P_w	Potencia en el eje	[W]
ρ	Densidad del medio	[kg/m³]
d_2	Diámetro del impulsor	[m]
u_2	La velocidad de la punta de la paleta	[m/s]

Tabla 6.4. Parámetros adimensionales

eq. 6.4-01

Eficiencia $\eta = (\Delta p_t \cdot V)/P_w$

η es la relación entre la tasa de suministro suministrada del ventilador y la potencia de accionamiento requerida desde el eje de transmisión, y por lo tanto es una dimensión para clasificar el grado de conversión de energía en el ventilador.

Ejemplo:	V	=	5,00	[m³/s]	η	=	$(\Delta p_t \cdot V)/P_w$
	P_w	=	5,70	[kW]	η	=	$(650 \cdot 5)/5700$
	Δp_t	=	650	[Pa]	η	=	0,57

eq. 6.4-02

Coeficiente de presión $\Psi = \Delta p_t / (\rho/2 \cdot u_2^2)$

Ψ es un parámetro para la diferencia de presión total que crea un ventilador, en relación con la velocidad periférica del diámetro externo de su impulsor.

Ejemplo:	Δp_t	=	650	[Pa]	Ψ	=	$\Delta p_t / (\rho/2 \cdot u_2^2)$
	ρ	=	1,20	[kg/m³]	Ψ	=	$650/(0{,}6 \cdot 98{,}96^2)$
	u_2	=	98,96	[m/s]	Ψ	=	0,111

eq. 6.4-03

Coeficiente de flujo de aire $\varphi = V / (u_2 \cdot (\pi \cdot d_2^2/4))$

ϕ es un parámetro para el flujo volumétrico que entrega un ventilador en relación con el diámetro externo de su impulsor y su velocidad periférica.

Ejemplo:	V	=	5,00	[m³/s]	φ	=	$V / (u_2 \cdot (\pi \cdot d_2^2/4))$
	u_2	=	98,96	[m/s]	φ	=	$5 / (98{,}96 \cdot (\pi \cdot 0{,}63^2/4))$
	d_2	=	0,63	[m]	φ	=	0,162

eq. 6.4-04

Coeficiente de potencia $\lambda = \varphi \cdot \psi / \eta$

λ es un parámetro para la potencia del eje requerida. $= P_w / (\rho/2 \cdot u_2^3 \cdot (\pi \cdot d_2^2/4))$

Ejemplo: $\varphi = 0{,}162$ $\lambda = \varphi \cdot \psi / \eta$

$\psi = 0{,}111$ $\lambda = 0{,}162 \cdot 0{,}111 / 0{,}57$

$\eta = 0{,}57$ $\lambda = 0{,}032$

eq. 6.4-05

Coeficiente de diámetro $\delta = \psi^{1/4} / \varphi^{1/2}$

δ nos dice cuántas veces más grande es el diámetro externo del impulsor que el de un ventilador de referencia con:

eq. 6.4-06

Número de ejecución $\sigma = \varphi 1/2 / \psi 3/4$

σ nos dice cuánto más rápido o más lento gira el impulsor en comparación con el ventilador de referencia con:

eq. 6.4-07

Coeficiente del acelerador $\tau = \varphi 2 / \psi$

τ es el parámetro para la parábola del sistema en el conjunto adimensional de curvas características.

Tabla 6.5. Parámetros adimensionales

6.5 Criterio de selección

Después de la estimación y evaluación de los parámetros adimensionales, estos se utilizan para definir el tipo de construcción del ventilador, el tamaño nominal y la velocidad.

Los datos y valores enumerados en los siguientes diagramas (fig. 6.28-6.29) / tablas (tabla 6.6-6.7) pueden recomendarse y pueden ayudar a realizar la selección correcta.

Visión general de los parámetros de los ventiladores

	Tipo	Esquema	φ_{max}	ψ_{max}	σ	δ
	Tangencial (flujo cruzado)		1,1	2...6	0,27...0,62	1,13...1,49
Ventilador radial	Curvado hacia adelante (gran diámetro de entrada)		1	2...3	0,44...0,59	1,19...1,32
Ventilador radial	Curvado hacia adelante	$0{,}7 \cdot r_2$	0,4	2,2	0,35	1,93
Ventilador radial	Curvado hacia atrás		0,4	1	0,63	1,58
Ventilador radial	Curvado hacia adelante	$0{,}5 \cdot r_2$	0,25	1,8	0,32	2,32
Ventilador radial	Curvado hacia atrás		0,16	1,1	0,37	2,56
Ventilador radial	Curvado hacia adelante	$0{,}3 \cdot r_2$	0,065	1,7	0,17	4,48
Ventilador radial	Curvado hacia atrás		0,05	1,5	0,16	4,95
Ventilador radial	Curvado hacia delante / hacia atrás	$0{,}15 \cdot r_2$	0,022	1,3	0,12	7,2
Ventilador axial	Cubo pequeño		0,2	0,2	1,5	1,5
Ventilador axial	Cubo grande		0,5	1	0,71	1,41
Ventilador axial	aceleración meridional		0,5	1,2	0,62	1,48

Tabla 6.6. Descripción general de los parámetros de los ventiladores

Tipos de ventiladores con figuras clave más importantes

	Tipo	Esquema	φ	ψ	*Aplicación*
	Tangencial (flujo cruzado)		1...2	2...6	Alta presión
Ventilador radial	Curvado hacia atrás		0,2...0,4	0,6...1,5	A alta presión y eficiencia
Ventilador radial	Terminando radialmente		0,3...0,6	1...2	Para propósitos específicos
Ventilador radial	Curvado hacia adelante		0,4...1,0	2...3	Alta presión y baja eficiencia
Mixed flow	aceleración meridional		0,2...0,5	0,4...1,2	Alta presión en algunos casos
Mixed flow	Diagonal		0,2...0,3	0,4...0,6	Instalación de ducto
Ventilador axial	Ventilador de pared		0,1...0,25	0,05...0,1	Para montaje de ventanas y pared
Ventilador axial	Impulsor sin paletas		0,15...0,3	0,1...0,3	Para presión menor
Ventilador axial	Impulsor con paletas		0,3...0,6	0,3...0,6	Para presión media
Ventilador axial	Contra-rotación		0,2...0,8	1...3	Alta presión en algunos casos

Tabla 6.7. Tipos de ventiladores con figuras más importantes.

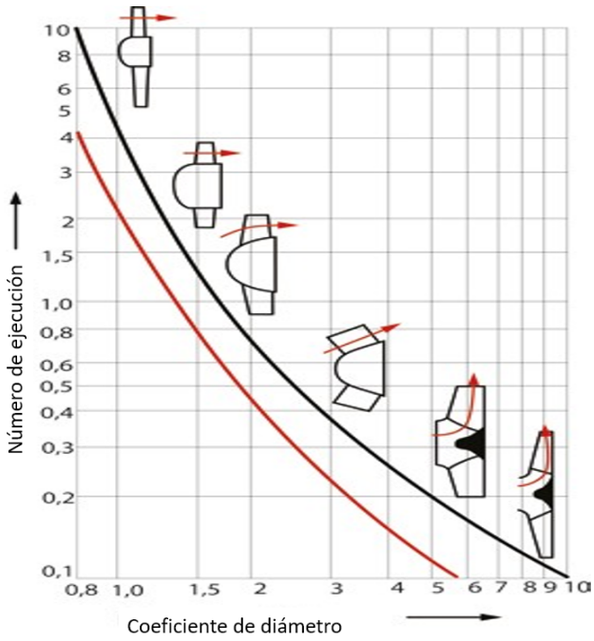


Fig. 6.28. Dependencia del número de ejecución del coeficiente de diámetro para diferentes tipos de ventiladores

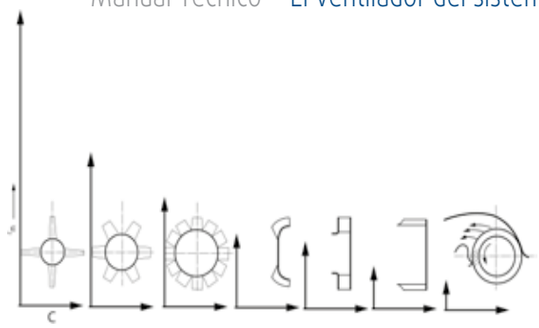


Fig. 6.29. Diferentes velocidades de la punta de los álabes a las mismas velocidades de descarga para diferentes tipos de impulsores

Como se dijo anteriormente, la aerodinámica del ventilador depende de las condiciones de entrada y salida. Pero, por ejemplo, incluso cuando hay un conducto recto en la salida del ventilador, la aerodinámica de un ventilador puede diferir ligeramente del caso cuando no hay un conducto en la salida. Es por eso que en todos los estándares que describen pruebas de ventilador, se presentan varias instalaciones de prueba. Se recomienda probar el ventilador en condiciones más cercanas a las futuras condiciones de instalación (fig. 6.30).

Tipo de instalación de ventiladores

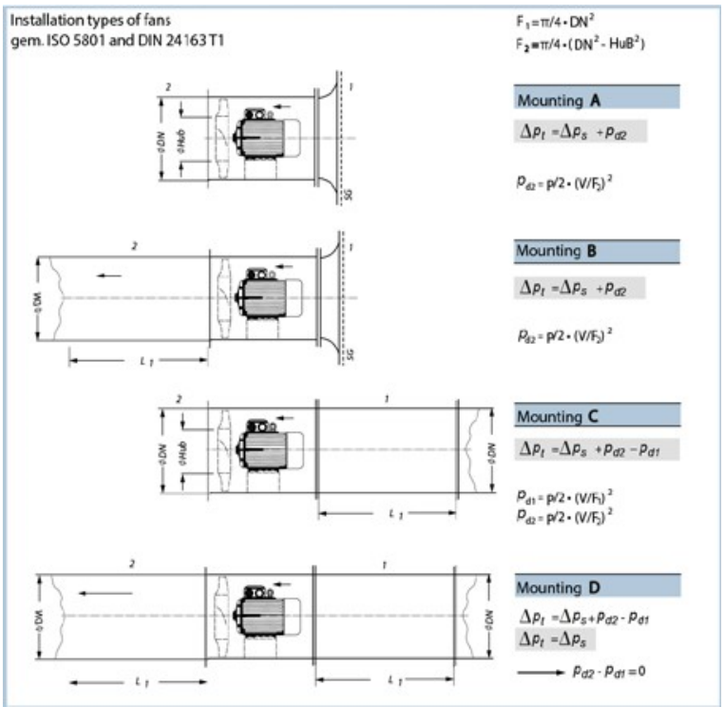


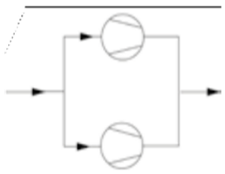
Fig. 6.30. Resumen de los tipos de instalación

Tipos de instalación

De acuerdo con ISO 5801 y DIN 24163 T1, existen cuatro tipos de instalación para ventiladores, que se definen de la siguiente manera:

- Instalación tipo A:
  entrada libre / salida libre
- Instalación tipo B:
  entrada libre / conducto en el lado de descarga
- Instalación tipo C:
  conducto en el lado de entrada / descarga libre
- Instalación tipo D:
  conducto en el lado de entrada y salida

6.6 Conexión en paralelo de ventiladores



Una instalación paralela es cuando dos o más ventiladores trabajan uno al lado del otro entre una línea de succión y presión común. Varios ventiladores que eliminan el aire de una habitación también están trabajando casi en paralelo.

La instalación en paralelo se utiliza cuando se necesitan flujos de aire más altos, o para tener un flujo de aire diferente (según la temporada) o para una regulación efectiva del flujo de aire.

Lo siguiente se aplica para la instalación en paralelo: a la misma presión, se agregan los flujos de aire.

Un ejemplo de funcionamiento en paralelo de dos ventiladores conectados permanentemente es el ventilador radial de doble entrada. Los ventiladores que pueden funcionar independientemente uno del otro también está conectados en paralelo. Esto puede ser útil desde una perspectiva de control porque el flujo de aire se puede aumentar o disminuir al encender o apagar un ventilador. En la práctica, mientras el primer ventilador está funcionando, el segundo ventilador debe arrancarse con una tapa del acelerador cerrada, y luego unirse al sistema abriendo el dispositivo del acelerador.

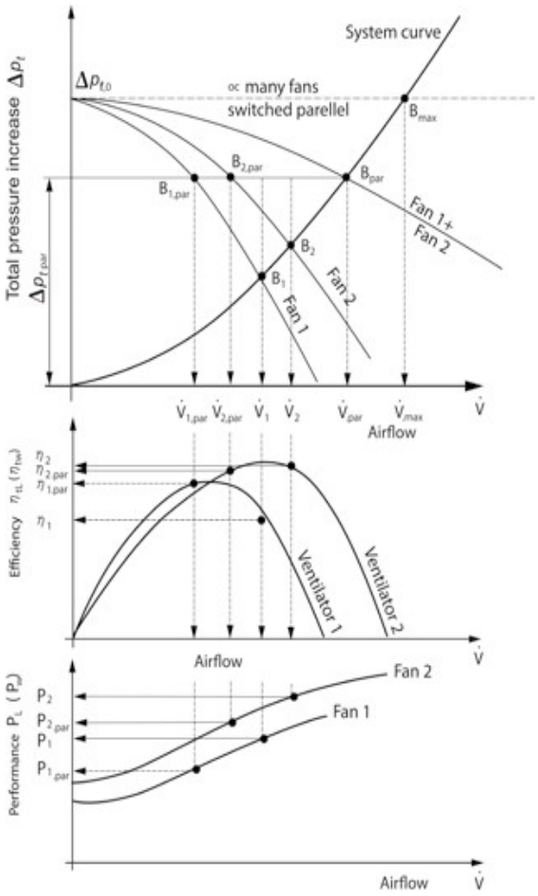


Fig. 6.31. Característica para la conexión paralela de dos ventiladores

Sin embargo, esto puede ser problemático para los ventiladores axiales porque aquí es necesario pasar por el rango de pérdida (fig. 6.32). Una conexión de derivación también sería una alternativa aquí. Sin embargo, las relaciones se vuelven más complicadas para la instalación paralela de ventiladores similares cuyas características tienen un vértice y / o punto de inflexión definidos.

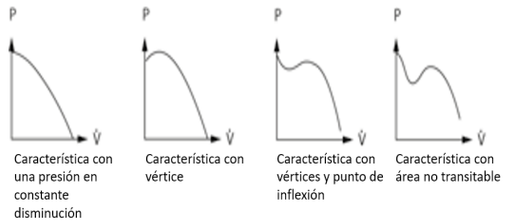


Fig. 6.32. Diferentes formas distintivas de curvas características

Los ventiladores conectados en paralelo solo funcionarán juntos sin ningún problema en todo el rango operativo si tienen la misma presión de salida cero Δpt, o y las curvas son estables (fig. 6.31).
Si los ventiladores tienen una presión de salida cero diferente $\Delta p_{t,o}$ (fig. 6.33): cuando se supera la presión menor $\Delta p_{t,o}$ - es decir, el flujo de aire cae por debajo de V_{min} - la característica del sistema se desplaza hacia la izquierda y hay un reflujo del ventilador "más fuerte" 2 a través del ventilador "más débil" 1.
Incluso antes de alcanzar el punto B_{min}, se producen fuertes pulsaciones y fluctuaciones del flujo de aire que también pueden provocar una alta carga mecánica en el ventilador, especialmente debido a las vibraciones, lo que puede provocar daños en ciertas circunstancias.
Los ventiladores con características inestables que tienen un vértice y un punto de giro, especialmente ventiladores axiales y ventiladores radiales con paletas curvadas hacia adelante, también pueden funcionar en paralelo dentro de un rango limitado de características del sistema, ya que cuando la presión de salida cero $\Delta p_{t,o}$ se excede, es decir, el flujo de aire cae por debajo del flujo de aire mínimo V_{min}: se producen fuertes pulsaciones y reflujos y/o la conexión de los ventiladores permanentes al equipo que ya está en funcionamiento ni siquiera sería posible porque la presión de arranque es demasiado baja.
Lo mismo se aplica a la conexión en paralelo de ventiladores con características inestables para presiones de vértice diferentes (fig. 6.34), que a pesar de las mismas presiones de salida cero solo tienen un rango de operación limitado, porque cuando se excede la presión en el vértice de la curva de aceleración más plana resultaría en un flujo de retorno, combinado con fuertes pulsaciones.
En general, se puede decir que los ventiladores conectados en paralelo solo funcionarán juntos sin problemas si los puntos de operación individuales en la característica del sistema especificada se encuentran en el rango estable de las curvas de los ventiladores individuales.

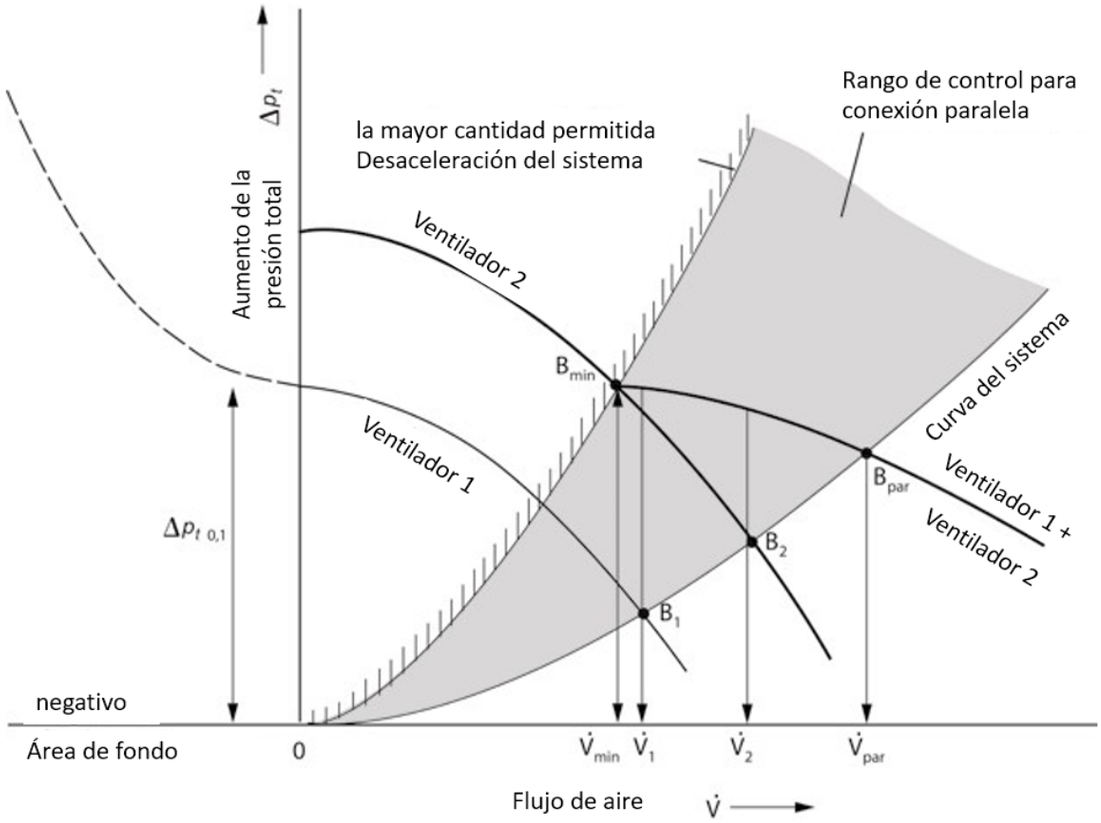


Fig. 6.33. Trabajo en paralelo de dos ventiladores con presión diferente a flujo de aire cero

!Con la amplia gama de combinaciones disponibles y opciones de operación para todos los diferentes tipos de ventiladores, el constructor / operador del sistema y el fabricante del ventilador deben aclarar cuidadosamente el diseño juntos muy temprano en el proyecto, porque las revisiones y cambios posteriores solo son posibles para extensión limitada y son muy caros!

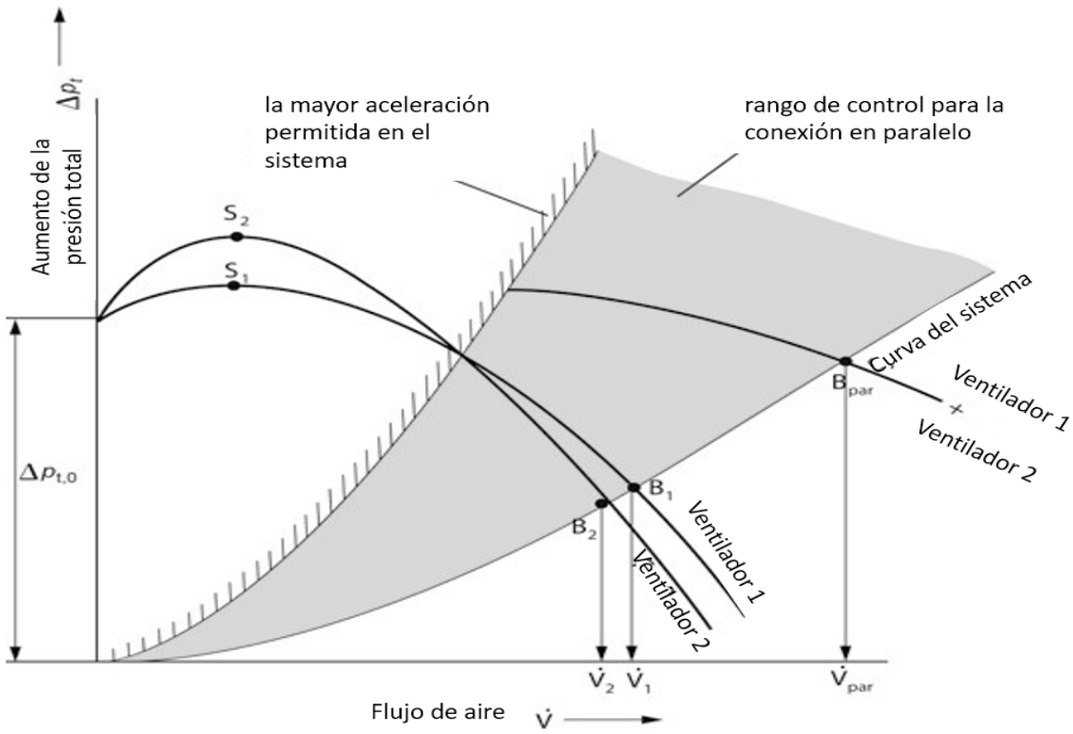
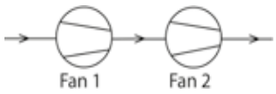


Fig. 6.34. Trabajo paralelo de dos ventiladores con diferentes presiones de vértice.

6.7 Conexión en serie de ventiladores



Ventilador 1 Ventilador 2

La instalación en serie es cuando dos o más ventiladores similares o diferentes están conectados uno detrás del otro y funcionan en un sistema de conductos común.

La instalación en serie generalmente se usa en lugar del uso de un ventilador de mayor tamaño cuando se necesita una mayor presión.

Lo siguiente aplica para la instalación en serie:

Las presiones se suman para los flujos de aire correspondientes respectivamente (fig. 6.35).

i Nota: En la práctica, las presiones no solo se agregan, porque las pérdidas por fricción entre el ventilador y el flujo no optimizado antes de la segunda etapa (segundo ventilador) evitan esto. Incluso para dos ventiladores axiales idénticos con paletas de guía de salida y un diseño ideal cuando se conectan dos ventiladores inmediatamente uno detrás del otro, se puede lograr un aumento de presión de aproximadamente 1,6 a 1,9 veces el de un solo ventilador.

Si dos ventiladores idénticos funcionan en lugar de uno en el mismo sistema de conductos, el flujo de aire se puede aumentar como se muestra en la fig. 6.36.

Si se utilizan dos ventiladores no idénticos en una serie, el flujo de aire puede aumentarse o disminuirse, dependiendo de la exactitud de la elección del ventilador adicional (fig. 6.37).

Por ejemplo, tenemos el ventilador básico 2 y queremos aumentar el flujo de aire con el uso del ventilador adicional 1. Si tenemos la curva 1 del sistema, entonces el ventilador 2 solo estaba trabajando en el punto de trabajo A con flujo de aire VA y después de agregar el adicional ventilador 1, el punto de trabajo se movió a B y se logró el flujo de aire VB> VA.

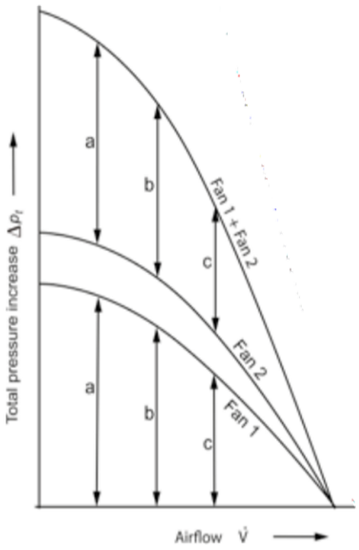


Fig. 6.35. Instalación de ventiladores en serie

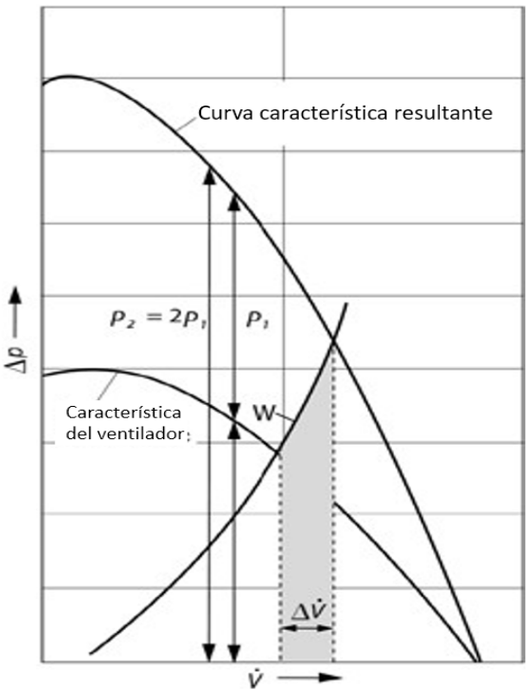


Fig. 6.36. Trabajo de dos ventiladores idénticos en una serie

Por el contrario, si tenemos la curva del sistema 2, entonces el ventilador 2 solo trabajaba en el punto de trabajo A' con flujo de aire VA' y después de añadir el ventilador adicional 1, el punto de trabajo se movió a B' y el flujo de aire VB'< VA' fue alcanzado. Y además, el ventilador 1 absorbe la energía incluso si el flujo de aire es menor.

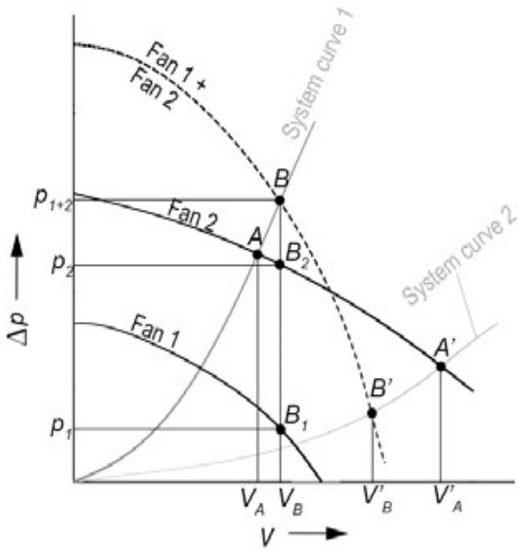


Fig. 6.37. El trabajo de dos ventiladores diferentes en una serie

6.8 Ventilador del sistema (vibraciones)

Las vibraciones del ventilador pueden aparecer debido a razones muy diferentes, las principales causas de las vibraciones del ventilador se muestran en la fig. 6.38.

A pesar del hecho de que cada ventilador producido tiene niveles muy bajos de vibraciones (fig. 6.39), los niveles de vibración pueden cambiar si los conductos están conectados directamente al ventilador.

Tipos de daños a la máquina en ventiladores

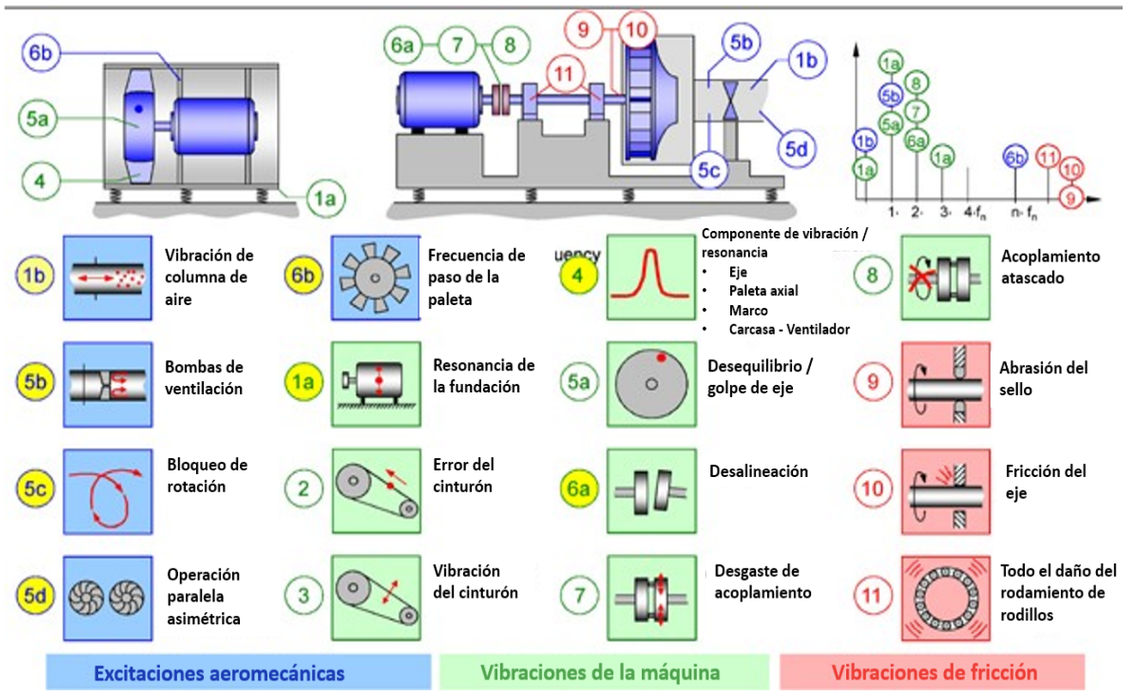


Fig. 6.38. Fuentes de vibraciones

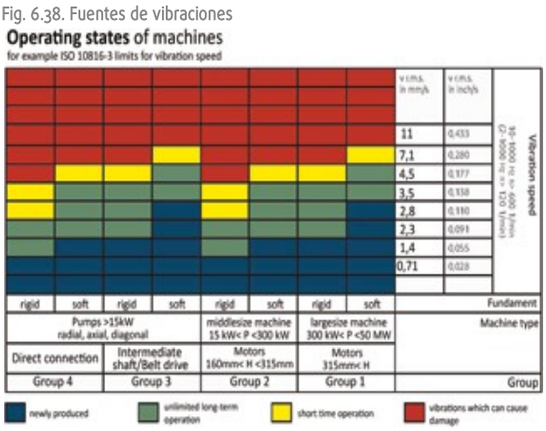


Fig. 6.39. Velocidad de vibración de las máquinas

Para poder garantizar un funcionamiento sin interrupciones de los ventiladores en el sistema de conductos, se deben utilizar una serie de reglas y regulaciones al instalar ventiladores (ventiladores axiales, radiales o diagonales). Los ventiladores deben estar desacoplados del sistema de conductos y aislados de la estructura, para que el ventilador pueda vibrar libremente.

- Desacoplamiento

  Para desacoplar el ruido y/o la vibración y para compensar la expansión, se colocan juntas de expansión elásticas (fig. 6.40-6.42) entre los ventiladores y el sistema de conductos.

  Para ello se utiliza una amplia gama de materiales que cumplen con todo tipo de requisitos, por lo que la estanqueidad debe cumplir con la norma DIN 24194 y VDI 3803.

- Las siguientes versiones están disponibles:
  - Versión de ventilación y aire acondicionado
  - Versión dependiente de la temperatura
  - Versión de protección contra incendios
  - Versión - ATEX
  - Versiones especiales

Fig. 6.40. Juntas de expansión (ejemplo: tubular y rectangular)

Para evitar colocar una carga adicional en la característica del sistema, estos deben colocarse en el lado de succión del ventilador, con un anillo de soporte o placas de guía.

En general, se debe tener cuidado de que la diferencia entre la longitud de instalación LE y la longitud real L_B de la junta de expansión no debe exceder 10 - máx.15 [mm].

L_E	=	L_B – 10(15)	[mm]
L_E	:	longitud de instalación	[mm]
L_B	:	longitud real	[mm]

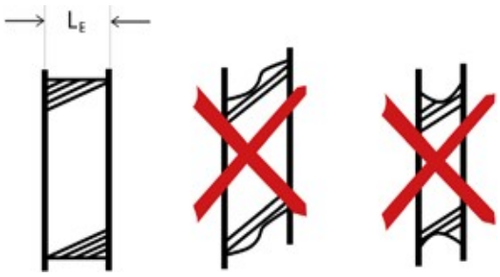


Fig. 6.41. Instalación de la junta de expansión

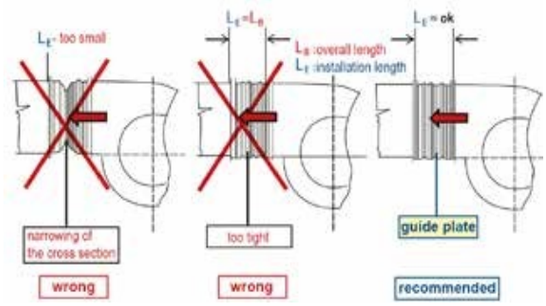


Fig. 6.42. Ventilador radial, instalación de junta de expansión

Amortiguación de vibraciones

Cada máquina (ventilador) crea vibraciones con masa desequilibrada giratoria u oscilante. Si el ventilador está rígidamente conectado a la base, esto causará la transmisión de la vibración. Estas vibraciones a menudo crean ruidos no deseados, incluso en habitaciones lejanas.

Esto generalmente se conoce como ruido estructural (mecánico). Para amortiguar la transmisión de ruido estructural y fuerzas de vibración, se instalan amortiguadores de vibración debajo de los ventiladores. Estos deben ajustarse a las frecuencias de resonancia y la masa de todo el ventilador o la máquina.

Los amortiguadores de vibraciones deben ubicarse debajo de la unidad del ventilador de tal manera que haya una carga / compresión del amortiguador uniforme. No es suficiente simplemente tener la carga distribuida simétricamente alrededor del centro de gravedad general del sistema en reposo; también se debe tener en cuenta la fuerza opuesta del aumento de presión del ventilador.

- El centro de gravedad se puede determinar mediante dos procedimientos:
  - equilibrando el ventilador en un rodillo
  - Uso de un proceso de cálculo CAD (centro de gravedad total en todos los centros de gravedad individuales)
- Los siguientes amortiguadores de vibraciones se utilizan en ventilación y aire acondicionado (fig. 6.43):
  - Para cargas pequeñas y medianas: amortiguadores de vibraciones de goma y / o resorte
  - Para cargas grandes: elementos de bloque, amortiguadores de vibraciones hidráulicos
  - Para cargas que cubren grandes áreas: Elementos o tiras de poliuretano (PUR)

Fig. 6.43. Amortiguador de vibraciones

Función de un amortiguador de vibraciones (resorte de acero) (fig. 6.44) El resorte de acero es un elemento de diseño elástico y flexible que permite grandes deformaciones. Absorbe el trabajo de deformación, almacena esto en forma de energía potencial y lo libera una vez más cuando se descarga, aparte de una pequeña proporción que se convierte en calor.

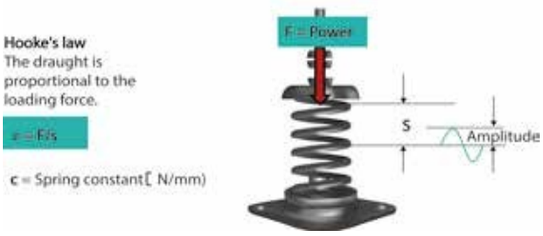


Fig. 6.44. Función de un amortiguador de vibraciones de resorte

La instalación adecuada de amortiguadores de vibraciones para varios casos debe realizarse como se muestra en las siguientes figuras (fig. 6.45-6.50).

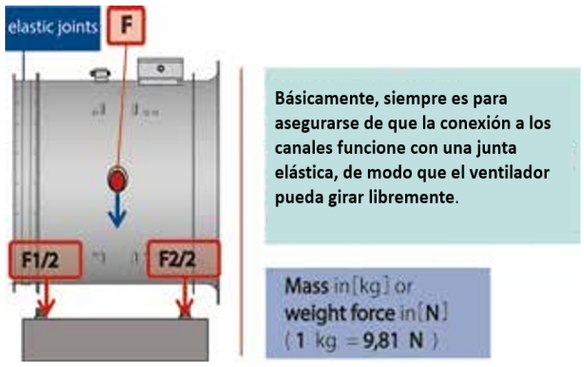


Fig. 6.45. Distribución uniforme de la carga (horizontal)

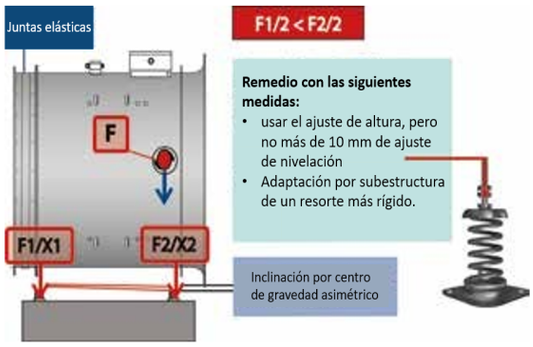
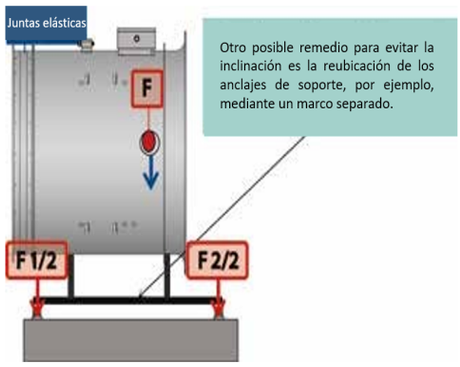


Fig. 6.46. Distribución desigual de la carga (horizontal)



. 6.47. Distribución desigual de la carga con marco base (horizontal)

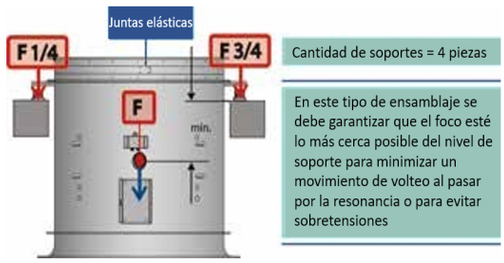


Fig. 6.48. Distribución uniforme de la carga (vertical)

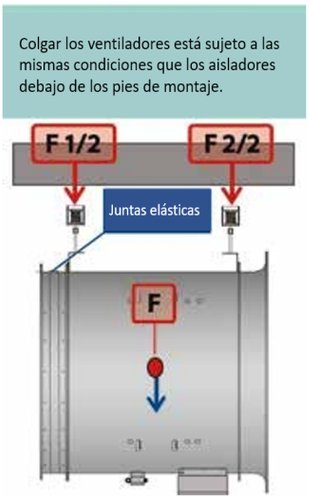


Fig. 6.49. Distribución uniforme de la carga (horizontal - bajo carga de tracción)

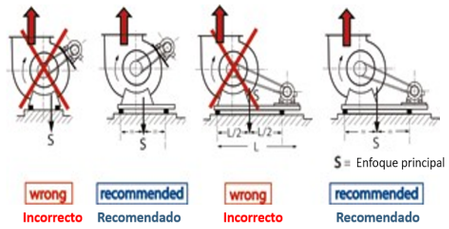


Fig. 6.50. Ventilador radial, amortiguadores de vibraciones.

6.9 Medida de presión en el sistema

Para manejar las mediciones de los parámetros del ventilador en el sistema, se puede utilizar ISO 5802.

Por lo general, la distribución de velocidades en el plano de mediciones debe verificarse con anticipación para asegurarse de que las condiciones en este plano sean apropiadas (ver ISO 5802).

Es normal tratar las presiones como valores absolutos en ingeniería de ventilación, en relación con la presión atmosférica p_a, que se toma como punto cero de referencia. Por lo tanto, también hay presiones negativas, p. en el lado de succión el ventilador. La diferencia de presión total de un ventilador es la diferencia de las presiones totales entre la entrada y la salida, es decir, la suma de todas las diferencias de presión estática Δps y la diferencia de presión dinámica Δpd (cada una medida como los valores promedio de la velocidad del aire a través de las superficies de entrada y salida del ventilador).

Índice 1 =	Lado de succión del ventilador
Índice 2 =	Lado de presión del ventilador

eq. 6.9-01

$$\Delta p_t = p_{t2} - p_{t1} = p_{s2} + p_{d2} - (p_{s1} + p_{d1})$$

$$\Delta p_t = p_{s2} - p_{s1} + p_{d2} - p_{d1}$$

$$\Delta p_t = \Delta p_s + \Delta p_d$$

En la práctica, se usa un manómetro diferencial. Para determinar la presión estática ps, el manómetro diferencial se conecta con líneas circunferenciales de conducto a tomas de presión estática en el conducto (fig. 6.51). Para medir la presión dinámica se usa pd Tubo Pitot-estático (también mide la presión estática y total). La presión total se puede medir directamente con el tubo de presión total.

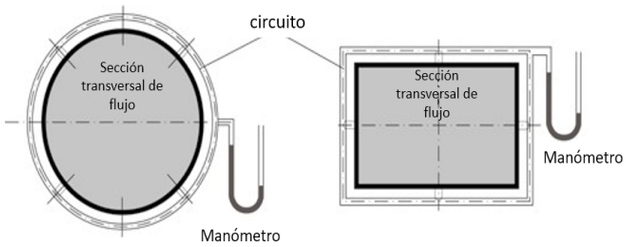


Fig. 6.51. Conductos circunferenciales cerrados en los puntos de medición de un sistema

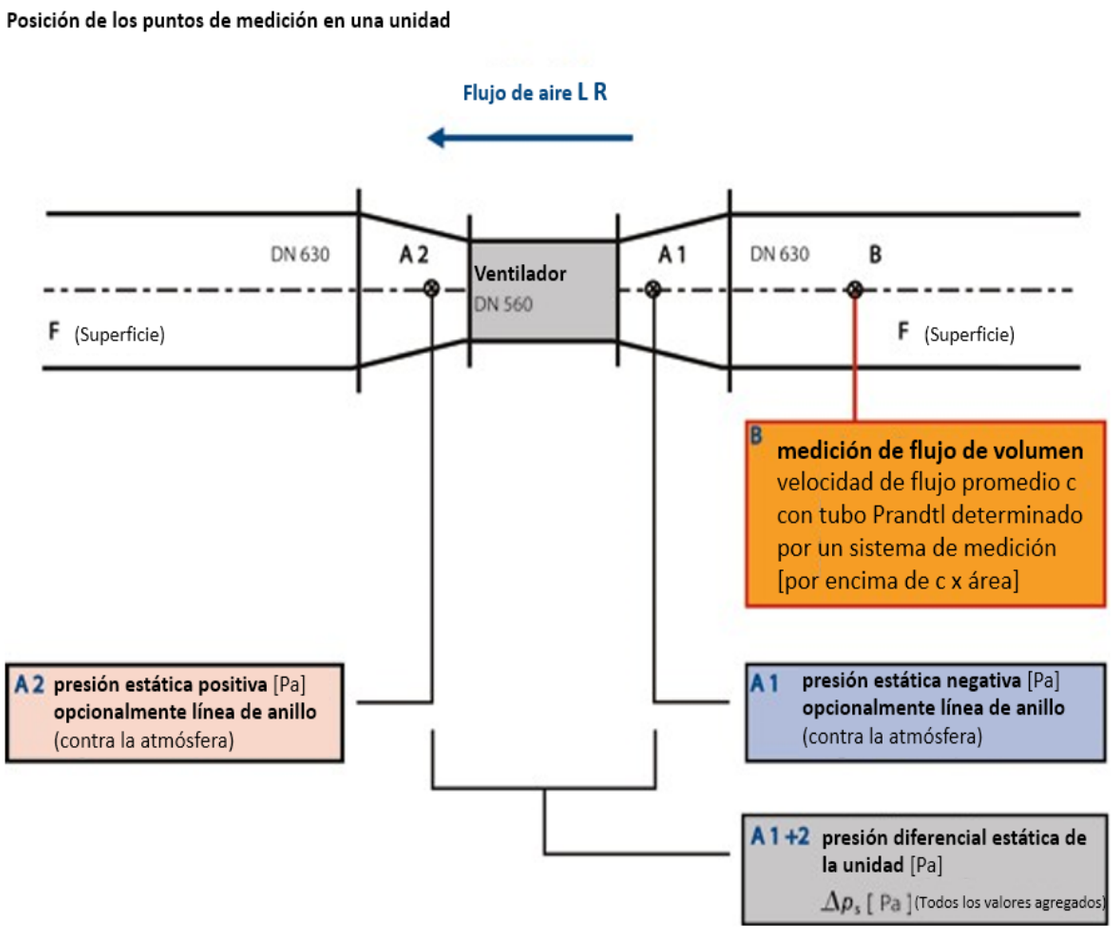


Fig. 6.52. Posicionar los puntos de medición en el sistema

Al medir la presión estática, se debe tener cuidado de que los puntos de medición A1 + A2 estén ubicados lo más cerca posible del ventilador. De esta forma, se registran todas las presiones estáticas del sistema.

6. 10 Medición del flujo de aire en el sistema

Medir el flujo de aire en un sistema de ventilación es significativamente más complejo y difícil que la medición de presión. Es casi imposible hacer una evaluación objetiva de los valores medidos sin un conocimiento básico de los procesos aerodinámicos. A menudo es muy difícil encontrar el punto correcto en un sistema donde se puede medir una velocidad de flujo promedio confiable utilizando el método de cuadrícula. Estos métodos de medición indirecta se llevan a cabo utilizando un tubo estático de Pitot y están sujetos a las reglas especificadas determinadas en ISO 5802, ISO 3966 y VDI 2640 (fig. 6.53).

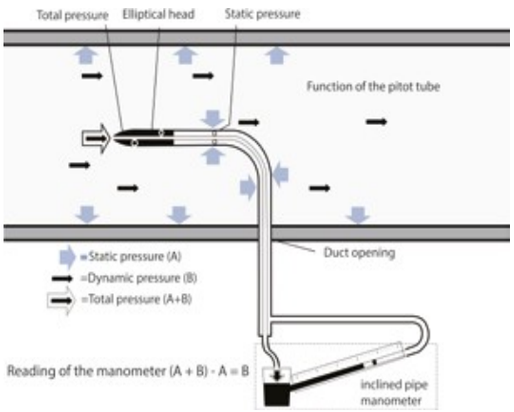


Fig. 6.53. Función del tubo de pitot

Determinación de la velocidad de flujo promedio utilizando el método de cuadrícula (fig. 6.54-6.55):

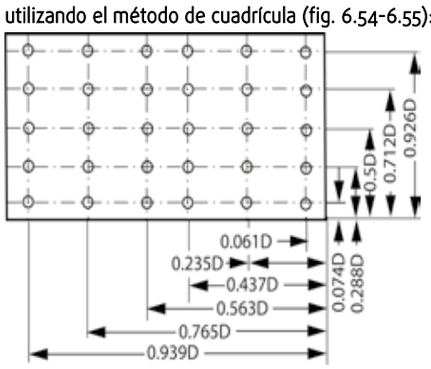


Fig. 6.54. Puntos de medición definidos en un conducto rectangular.

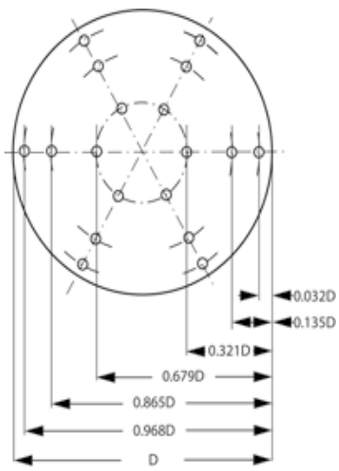


Fig. 6.55. Puntos de medición definidos en un conducto redondo.

Si no se cumplen estas reglas, se obtendrán mediciones falsas. Una de las reglas más importantes es:

i "Si solo un valor se desvía más de 25 [%] del valor promedio, ¡esta medición completa no se puede usar para determinar el flujo de aire!"

Lo siguiente se aplica para determinar el flujo de aire utilizando la velocidad promedio:

$V = c \cdot F$ [m³/s] **F** = área de sección transversal en el punto de medición [m²]

c = Velocidad de flujo promedio [m/s]

i **Advertencia**. No tome medidas frente a componentes de instalación. Estos componentes le dan al sistema perfiles de flujo que pueden conducir a resultados de medición erróneos.

Los siguientes ejemplos muestran diferentes perfiles de flujo que pueden ocurrir en el conducto (fig. 6.56). La velocidad de flujo promedio se puede usar para determinar la presión dinámica p_{dyn} de acuerdo con la siguiente fórmula:

$p_{dyn} = \rho/2 \cdot c^2$ [Pa] ρ = densidad del aire [kg/m³]

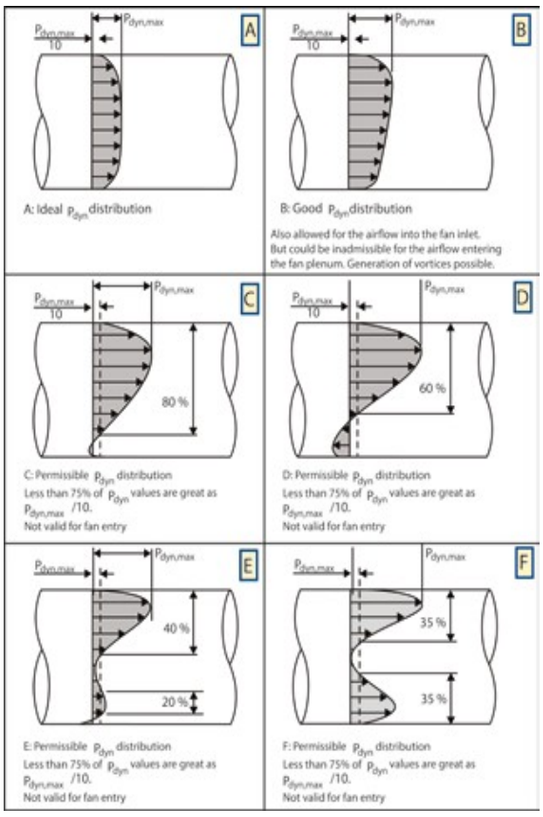


Fig. 6.56. Perfiles típicos de flujo en conductos

Perfil de flujo A- B (p_{dyn} - distribución)
para determinar el flujo de aire -
posible para entrada de ventilador -
admisible

Perfil de flujo C- F (p_{dyn} - distribución)
Para determinar el flujo de aire - no permitido
Para entrada de ventilador - no permitido

Otro ejemplo de cómo, incluso a velocidades de flujo pequeñas, se puede formar una zona de turbulencia relativamente grande en una rama del conducto. A medida que aumenta la velocidad de la corriente de aire, esta área se amplía considerablemente (fig. 6.57-6.59).

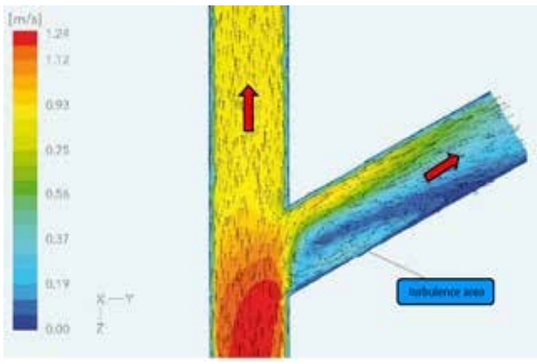


Fig. 6.57. Diagrama de flujo en un conducto ramificado

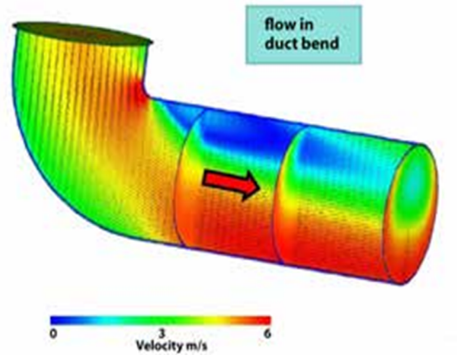


Fig. 6.58. Diagrama de flujo: curva en el conducto

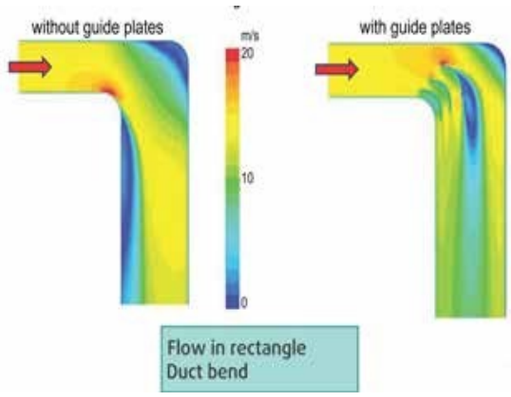


Fig. 6.59. Diagrama de flujo: curva en el conducto con / sin placa de guía

6. 11 Influencia de densidad media

Influencia de la densidad del medio transportado en los datos de rendimiento de los ventiladores
La temperatura tiene un efecto directo sobre la densidad del medio que se transporta, sobre el flujo de masa entregado m y, por lo tanto, también sobre el aumento de presión del ventilador Δp_t.

¡El flujo de aire suministrado V no se ve afectado!

eq. 3.3-01 $V_1 = V_2 = \text{constante}$

eq. 3.3-02 $m_1 = V_1 \cdot \rho_1$

$m_2 = V_2 \cdot \rho_2$

Índice 1:	20	[°C]
Índice 2:	XX	[°C]

Si el ventilador es para un sistema de ventilación donde las ligeras desviaciones del estado normal del aire (densidad ρ_a = 1,204 [kg / m3] - correspondiente a t = 20 [° C] y una lectura de barómetro de pa = 1013 [mbar]) puede ignorarse, el ventilador debe seleccionarse directamente de acuerdo con las tablas de características o selección.

eq.3.1.1-01 $\rho = p_1 / (R \cdot (T \pm t_1))$

$p_1 = p_a - p_s$

p_s : presión estática en el ventilador [Pa]

p_a : presión atmosférica [Pa]

Debido a que hay una baja presión en el lado de succión para cada sistema de ventilación, con la excepción de los ventiladores de entrada libre, esto también debe tenerse en cuenta al determinar la densidad.
Si no es posible ignorar esto (por ejemplo, para temperaturas de aire más altas o la instalación del sistema a una altitud Ha = XXX [m] sobre el nivel del mar), la presión efectiva requerida Δpt debe convertirse para el sistema.

eq.3.1.2-04 $p_H = p_a \cdot e^{(-Ha/7990)}$ [Pa]

Es necesario determinar la presión Δp_t (20 [°C]) = Δpt1 que el ventilador debe generar al entregar el aire en un "estado normal" para que realmente alcance la presión efectiva requerida Δp_t (XX°) = Δpt2 para la diferente densidad.

eq.3.1.2-02 $\Delta p_{t1}/\Delta p_{t2} = \rho_1/\rho_2 = T_2/T_1$

$\Delta p_{t2} = \Delta p_{t1} \cdot \rho_2/\rho_1 = \Delta p_{t1} \cdot T_1/T_2$

Ejemplo 1 (fig. 6.60):
Un ventilador debe suministrar aire a 120 [°C] de acuerdo con una característica especificada. Si se usaran las características requeridas (Ventilador 20 [° C]), bajo condiciones de operación (t = 120 [° C], ρ = 0,898 [kg / m3]) la presión generada sería 25 [%] más baja de lo planeado.

$T_0/T_1 = (273+20)/(273+120) = 0{,}898/1{,}204$

$= 0{,}75$ (= Característica 1/ AKL 1)

Para que la característica / punto de operación requerido se Logre al 100%, se debe seleccionar una característica (de un catálogo) que se encuentre por encima de los valores de presión requeridos (=Característica 2 / AKL 2) por un factor de 1 / 0,75 = 1,33.

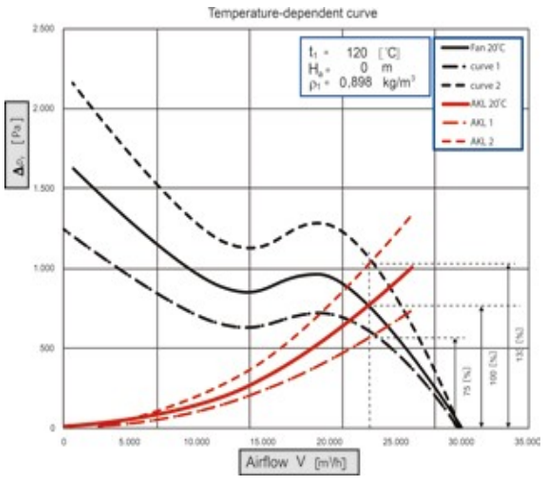


Fig. 6.60. Characteristic for air at 120 [°C]

Ejemplo 2 (fig. 6.61):

Un ventilador debe funcionar a una altitud de Ha = 1 250 [m]. El medio de entrega es aire a t1 = 20 [°C], la característica se especifica con el Ventilador 20 [°C] (a nivel del mar). De acuerdo con la ecuación de gas [3.1.1] y la fórmula de altitud [3.1.2], la densidad a 1 250 [m] y 20 [°C] es ρ1 = 1,030 [kg/m3]. Por lo tanto, la densidad del aire en las condiciones de operación se reduce por el factor:

$$b_1/b_0 = \rho_1/\rho_0 = 1{,}030/1{,}204$$
$$= 0{,}86 \quad \text{(=Característica 1 / AKL 1)}$$

Para lograr el aumento de presión requerido, se debe seleccionar un ventilador (de un catálogo) que pueda generar una presión mayor por el factor 1 / 0,86 = 1,17 (= Característica 2 / AKL 2).

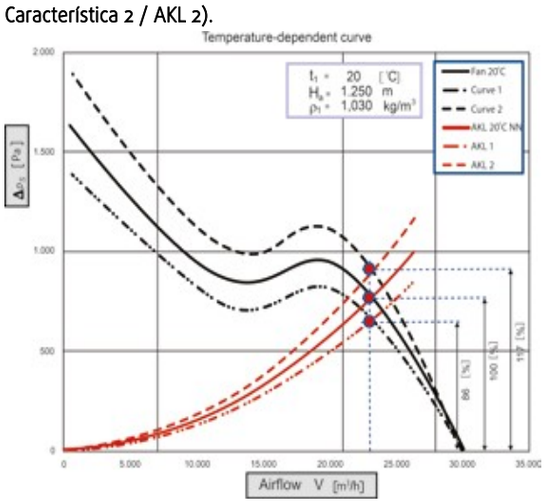


Fig. 6.61. Curva característica a 20 [°C] y 1 250 [m] de altitud

La potencia al eje de un ventilador también se comporta de manera similar al comportamiento de la presión cuando la temperatura cambia, según la relación:

eq. 6.2.1-01 $P_w = (V \bullet \Delta p_t) / \eta$ [W]

eq. 3.1.2-03 $P_{W1} / P_{W2} = \rho_1/\rho_2 = T_2 / T_1$

$P_{w2} = P_{w1} \bullet \rho_2 / \rho_1 = P_{w1} \bullet T_1 / T_2$

El volumen estándar es el volumen de un gas en su estado normal. Según la norma DIN 1343, un gas está en un estado normal a una temperatura de 0 [° C] y una presión de 101 300 [Pa] (= 0 [m] altitud = nivel del mar).
La densidad a 0 [°C] y la presión atmosférica es ρ = 1.293 [kg/m3]. El término "metro cúbico estándar" aparece a menudo en las solicitudes de ofertas. Por lo tanto, un "metro cúbico estándar" es un m³ de aire a 0 [°C] y 0 [m] de altitud (nivel del mar). Si el aire a t_1 [°C] y la presión p_1 [Pa] tiene el volumen V_1, el volumen estándar V_n se puede calcular de acuerdo con la ecuación:

eq. 6.1.1-01 $V_n = V_1 \cdot p_1/p_a \cdot T / (T + t_1)$

Ejemplo 3:

¿Cuántos metros cúbicos estándar tiene un volumen de V_1 = 40 000 [m³] a una temperatura t_1 de 20 [° C] al nivel del mar?

$$V_n = 40\,000 \cdot 101\,300/101\,300 \cdot 273 / (273+20)$$
$$V_n = 37\,270 \quad [m^3]$$

Ejemplo 4:

Para un sistema de ventilación, una solicitud de licitación requiere Vn = 40 000 [m3] metros cúbicos estándar. La baja presión en la entrada del ventilador es de 450 [Pa]. El flujo de aire requerido V1 debe medirse en el lado de presión a 750 [Pa] y una temperatura de 40 [°C].

Problema 1:

¿Para qué flujo de aire V_1 debe diseñarse el ventilador (en la condición característica ρ = 1,204 [kg / m³])?

Problema 2:

¿Qué flujo de aire V1 se requiere en el punto de medición detrás del ventilador para confirmar la entrega de Vn = 40 000 [m3 / h] metros cúbicos estándar por hora?

$$V_1 = V_n \cdot p_a \cdot (T + t_1) / (T \cdot (p_a - p_s))$$

Solución 1: $V_1 = 40\,000 \cdot 101\,300 \cdot (273+20)/(273 \cdot (101300-450))$

$V_1 = 43\,222$ [m³/h]

Solución 2: $V_1 = 40\,000 \cdot 101\,300 \cdot (273+40)/(273 \cdot (101300+750))$

$V_1 = 45\,586$ [m³/h]

Vn	=	40 000	[m³/h]
t_1	=	20	[°C]
t_2	=	40	[°C]
p_{s1}	=	-450	[Pa]
p_{s2}	=	750	[Pa]

7. Control de los ventiladores

El comportamiento operativo del ventilador depende del tipo, tamaño, velocidad y su interacción con el sistema, es decir, se ajusta a la presión correspondiente para un cierto flujo de aire. Los requisitos de potencia, la eficiencia y la emisión de ruido también dependen del flujo de aire. Si el flujo de aire cambia y/o la presión del sistema cambia, el ventilador debe ajustarse a los nuevos datos, ya sea mediante control de circuito abierto o control de circuito cerrado. Hay una amplia gama de instrumentos disponibles para realizar este ajuste/control, con diferentes eficiencias y costos, por lo que se debe seleccionar la solución más rentable para la aplicación particular (ver fig. 7.1). En muchos casos, los datos de funcionamiento normales de un ventilador también son muy importantes para un funcionamiento económico y sin perturbaciones, en relación con la carga mecánica del ventilador debido a fuerzas particulares, vibraciones, desgaste, etc., dependiendo del punto de funcionamiento respectivo.

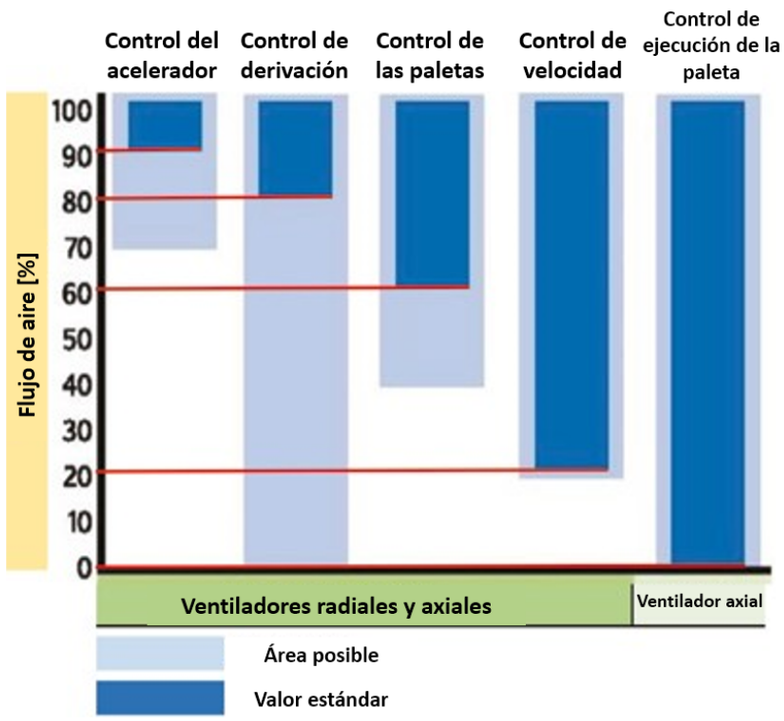


Fig.7.1. Rangos de control

7.1 Observaciones, generales

Esencialmente, los siguientes criterios son importantes para la selección del sistema de control:

- Rango de control
- Precisión de control
- El ahorro de energía
- Seguridad operacional
- Costos de inversión
- Costos de mantenimiento
- Emisión de ruido
- Economía

Los sistemas de control más comunes se describen a continuación para ayudarlo a hacer la selección correcta para un caso particular. Los tipos de sistemas de control son:

- Control del acelerador
- Control de velocidad
- Control del impulsor
- Control de las paletas
- Control de derivación

La siguiente figura muestra los rangos de control alcanzables para los diferentes sistemas de control:

El objetivo de control es el cambio deseado al punto de operación de un sistema, mientras que la ruta de control describe la ruta en la cual el punto de operación se mueve durante la operación de control.

- Ruta de control 1 (ver fig. 7.2)
  presión constante a volumen variable
- Ruta de control 2 (ver fig. 7.2)
  volumen constante a presión variable
- Ruta de control 3 (ver fig. 7.2)
  Ruta de control a lo largo de la característica del sistema
- Ruta de control 4 (ver fig. 7.2)
  Ruta de control a presión constante del sistema

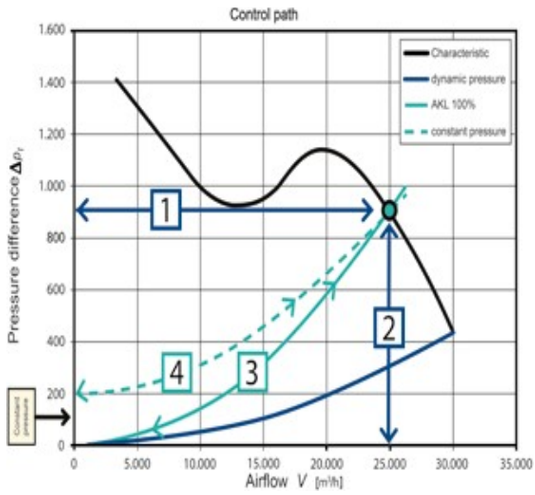


Fig. 7.2 Rutas de control

La determinación del punto de diseño del ventilador depende del curso de la ruta de control. Dependiendo de la ruta de control, es sensato y más rentable situar el punto de operación máximo a la izquierda o la derecha de la eficiencia óptima. Durante todo el período de funcionamiento, un sistema de ventilación nunca funciona exclusivamente en el rango del punto de funcionamiento máximo. Por lo tanto, al seleccionar el ventilador, se debe tener en cuenta el rango en el que la ruta de control se moverá principalmente. La máxima eficiencia del ventilador debe estar dentro de este rango.

7.2 Control del acelerador

Este método de control es la forma más barata y sencilla de cambiar el flujo de aire (fig. 7.3). La presión del sistema se puede reducir o aumentar usando un acelerador en el sistema de conductos. Aumentar o reducir la presión cambia las características del sistema. Está claro que aumentos de presión relativamente grandes pueden conducir a cambios comparativamente pequeños en el flujo de aire.

Este tipo de control es problemático para los ventiladores axiales porque cuando el punto de operación está desplazado hacia la izquierda, puede aterrizar muy rápidamente en el rango de pérdida (rango inestable de la característica del ventilador).

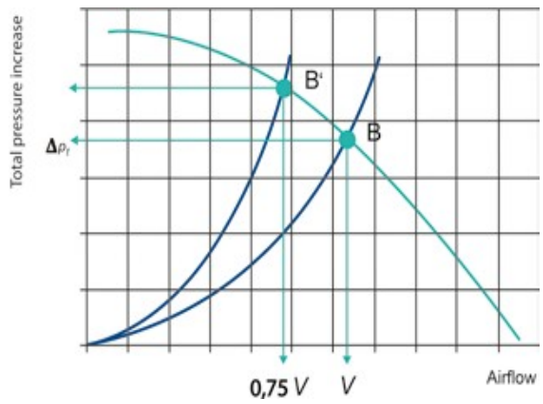


Fig. 7.3. Control del acelerador (diagrama)

7.3 Control de velocidad

- **Control de velocidad continua**. Este tipo de control (no importa en qué principio funcione) es para la demanda de control a lo largo de la característica del sistema con la relación $p_t \sim n^2$ - el tipo de control donde el ventilador siempre puede trabajar en el punto de eficiencia óptima (fig. 7.4).
  La curva de rendimiento sigue aproximadamente la relación $P_w \sim n^3$ y el flujo de aire $V \sim n$.
  - ¡La característica del ventilador cambia según las leyes de proporcionalidad!

  Si se considera el requerimiento de energía a lo largo de las rutas de control convencionales, el control de velocidad siempre tiene los valores más bajos. Esto significa que el control de velocidad es el tipo de control más económico.

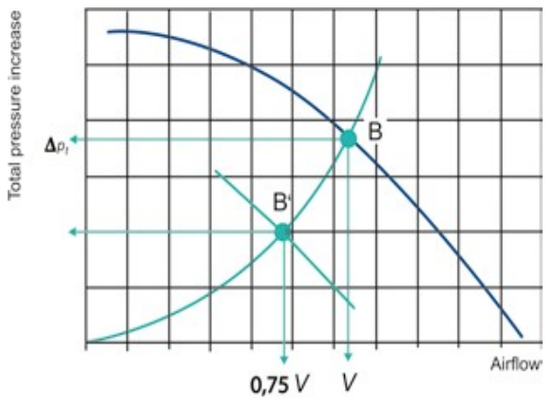


Fig. 7.4. Control de velocidad (diagrama)

Los controladores electrónicos de ángulo de fase y los convertidores de frecuencia se pueden utilizar para el control de velocidad. La tensión efectiva del motor cambia en todos los casos.

- Controlador de ángulo de fase

En un controlador de ángulo de fase, se genera un voltaje trifásico variable utilizando controladores de voltaje electrónicos estáticos. Esto permite controlar la velocidad del motor de la jaula.

- Convertidor de frecuencia

Usando un convertidor de frecuencia, el voltaje del motor cambia linealmente con la frecuencia. El objetivo es generar un cierto par constante en todo el rango de frecuencia para un cierto deslizamiento.

Hay dos tipos comunes de sistemas de conversión:

- I - convertidor, con enlace controlado por corriente
- V - convertidor, con enlace controlado por voltaje

En el rango de rendimiento de hasta 500 [kW], ambos sistemas cuestan más o menos lo mismo. Con respecto al consumo de energía, el convertidor V es 60-100 [%] más económico en el rango de control de velocidad superior y el convertidor I 30-60 [%] más económico en el rango de control de velocidad inferior.

- Control de velocidad escalonado. Para ciertas rutas de control, hay algunos otros sistemas que también se pueden usar para el control del flujo de aire:
  - Motores de etapas múltiples (motores de cambio de polos)
  - Transformadores de paso
  - Encender o apagar múltiples ventiladores conectados en paralelo, o conexión en serie

7.4 Control de las paletas

Para ventiladores axiales con paletas ajustables, es posible controlar el flujo de aire cambiando el ángulo de las paletas del impulsor (fig. 7.5).

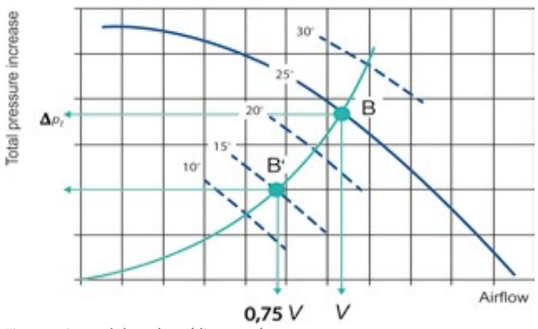


Fig. 7.5. Control de paleta (diagrama)

Para que esto funcione, los ventiladores axiales deben tener una característica continua o un campo característico del sistema, sin un límite de bombeo y con un rango de trabajo estable. Los ventiladores con estas características son muy adecuados para la operación en paralelo.

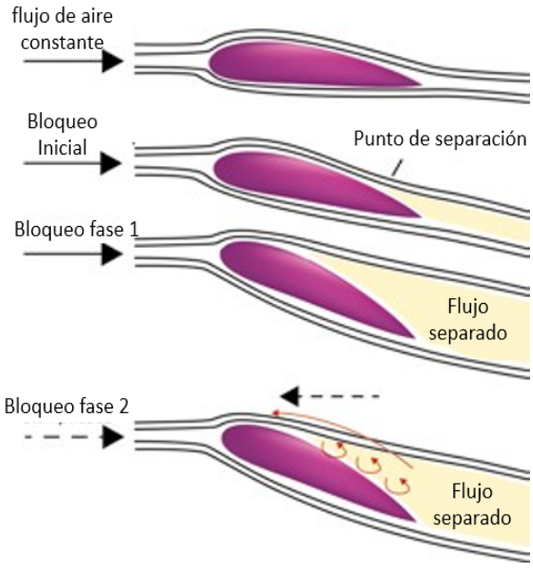
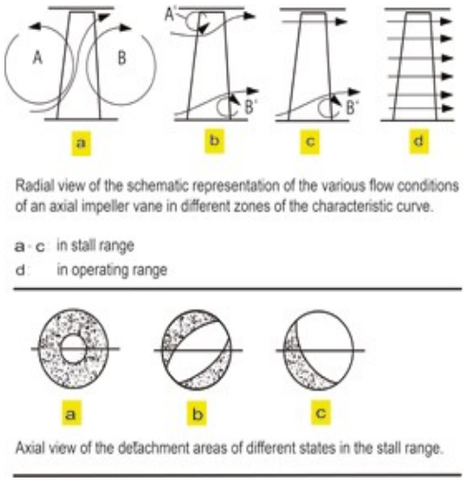


Fig. 7.6. Efecto STALL (figura)

Sin embargo, muy a menudo las características o los campos de características del sistema tienen regiones inestables con un "borde de bloqueo" en el que el flujo se detiene, con el resultado de que el ventilador comienza a "bombear". El flujo a través del impulsor está parcialmente bloqueado por zonas de separación en la región de las puntas de las palas y / o cerca del cubo; el flujo se detiene (fig. 7.6, 7.7). Este fenómeno se conoce como el efecto STALL.



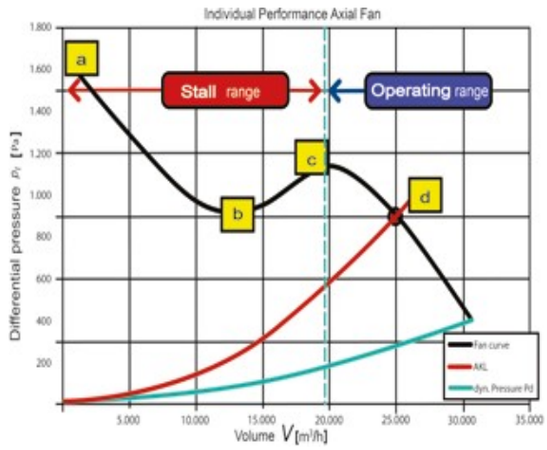


Fig. 7.7. Región STALL en impulsor (gráfico / diagrama)

Hay otro fenómeno llamado "puesto rotativo". En este caso, el flujo se detiene dentro de solo uno o varios grupos de paletas. El flujo entre las paletas 2 - 5 está parcialmente bloqueado por la turbulencia, de modo que el medio (flujo parcial) es forzado entre las paletas 1/2 y 5/6 (fig. 7.8). Esto da como resultado una considerable carga mecánica / vibratoria de las palas del impulsor. La consecuencia es daño o destrucción del impulsor.

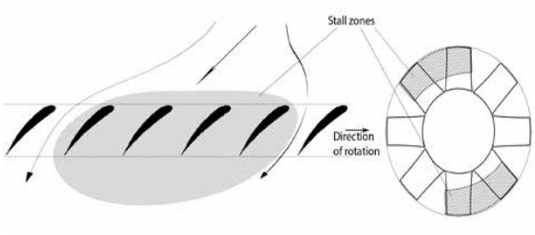


Fig. 7.8. Efecto "bloqueo de rotación" (figura)

Para eliminar estos efectos y asegurarse de que sea posible ajustar las aspas de manera segura, se integra un anillo de estabilización en la carcasa del ventilador frente al impulsor (fig. 7.9). Por lo tanto, el flujo a través de toda la superficie del impulsor es estable, independiente del punto de operación seleccionado. El componente de flujo radial resultante de una fuerte aceleración se estabiliza y reorienta por un conducto en forma de anillo, que se encuentra frente al impulsor. El anillo solo comienza a funcionar cuando el ventilador ingresa al rango inestable debido a la aceleración.

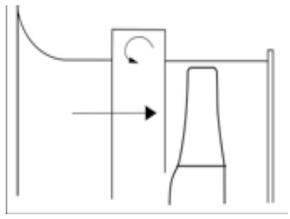


Fig. 7.9. Anillo estabilizador de diseño anti-pérdida.

7.5 Vane control

Un controlador de paleta es un componente de entrada de aire con paletas infinitamente ajustables controladas por un servomotor. Se genera un flujo de remolino en la entrada del impulsor que cambia la velocidad de entrada c1 en el impulsor.

Dependiendo de la dirección del remolino, uno se refiere a

- Co-rotación - en el mismo sentido de rotación que el impulsor =

  $+c_1$ ▶ reducción del flujo de aire

- Contrarrotatorio - en la dirección opuesta a la dirección de rotación del impulsor =

  $-c_1$ ▶ aumento en el flujo de aire

En la práctica, el aumento teóricamente posible del flujo de aire para la contrarrotación no se ha confirmado para los ventiladores radiales, por lo que aquí los controladores de paletas solo están diseñados con co-rotación. Sin embargo, para los ventiladores axiales, es posible aumentar el flujo de aire correspondiente (fig. 7.10-7.11).

Fig. 7.10. Tipos de controladores de paletas (figura)

Fig. 7.11. Controlador de paletas para ventilador axial (figura)

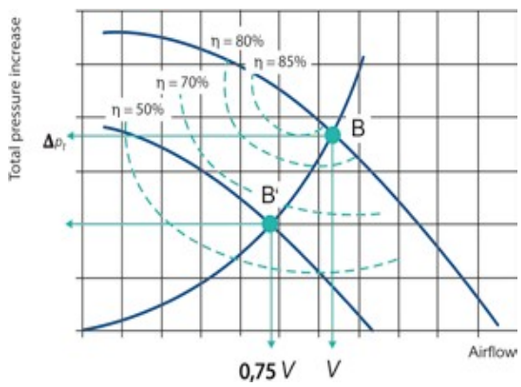


Fig. 7.12. Característica del controlador de paleta (diagrama)

Hay una nueva característica de ventilador para cada posición de paleta guía del controlador de paleta, que se encuentra por debajo de la característica cuando el controlador de paleta está completamente abierto (fig. 7.12).

- Ángulo de ajuste 0° controlador de paleta abierta
- Ángulo de ajuste 90° controlador de paleta cerrado

La fuerza del remolino depende solo de la posición respectiva de las paletas. Debido al remolino del flujo de aire que ingresa al impulsor del ventilador, cambia toda la característica del ventilador, como el aumento de la presión total, el requisito de potencia del eje, la eficiencia y la emisión de ruido.

- La diferencia entre el control del acelerador y el control de paletas:
  - Control del acelerador
    El cambio a la característica del sistema / característica del ventilador permanece sin cambios
  - Control de paletas

    La característica del sistema permanece sin cambios / cambios en la característica del ventilador

Por lo tanto, la potencia del variador siempre está por debajo del control del acelerador y, por lo tanto, es más rentable para el mismo flujo de aire.

La utilización de la energía cinética solo es posible si el controlador de paleta está ubicado directamente en frente del impulsor. Si esto estuviera en algún lugar del sistema de conductos, la energía cinética no se podría convertir de manera útil.

- Adecuado para el control de paletas son:
  - Ventiladores radiales con paletas curvadas hacia atrás
  - Ventiladores axiales

  Para garantizar el control más práctico y sensible posible, la ruta de control no debe ir más allá de una posición de la paleta de 80 °. Dependiendo del punto de diseño y la ruta de control, esta posición se alcanza alrededor del 50 al 60 [%] del flujo de aire máximo.

  Dado que casi no hay diferencia entre la característica del ventilador sin un controlador de paleta y con un controlador de paleta completamente abierto instalado, esto se descuida en la práctica. La diferencia es alrededor de 1 - 3 [%].

  La aplicación rentable de los controladores de paletas es de alrededor del 60 y 100 [%] del flujo de aire nominal, a una velocidad constante.

7.6 Control de derivación

Esto es cuando parte del aire se desvía del flujo de aire principal, para mantener la cantidad de aire deseada. La cantidad de aire parcial puede ser expulsada a los alrededores o reunirse con el flujo de aire principal en el lado de succión (fig. 7.12).

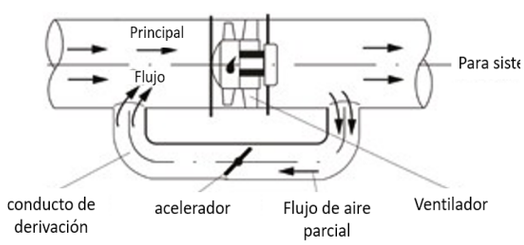


Fig. 7.12. Sistema de derivación (figura)

El aumento de presión total que debe superar un ventilador en operación de derivación es menor que en la operación normal, necesariamente hay una reducción en el flujo de aire en la red de conductos. La característica del sistema se vuelve más plana debido al bypass abierto. Esto significa que solo son adecuados los ventiladores con características pronunciadas, como los ventiladores radiales con aspas curvadas hacia atrás y los ventiladores axiales (fig. 7.14-7.15).

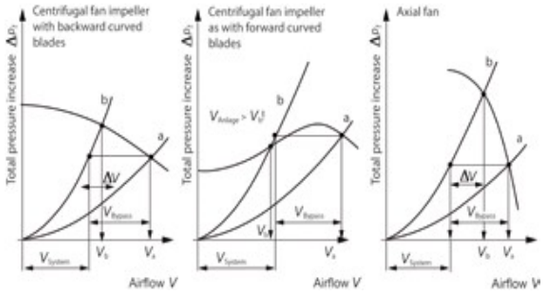


Fig. 7.13. Control de derivación con diferentes ventiladores (figura)

Curva a = Bypass abierto

Curva b = Bypass cerrado

Como se puede ver en la figura 7.13 (centro), para la característica relativamente plana del impulsor radial con paletas curvadas hacia adelante, el aumento de presión total solo cambiará muy poco cuando se abra la derivación. Esto significa que es casi imposible lograr los cambios de flujo de aire deseados en la red de conductos. Por lo tanto, el impulsor con palas curvadas hacia adelante solo es adecuado para el control de derivación en un grado muy limitado.

El control del acelerador y el control de derivación no cambian nada en el ventilador, solo el sistema. Dado que ambos métodos están asociados con pérdidas relativamente altas, solo deben usarse para ventiladores con potencias pequeñas.

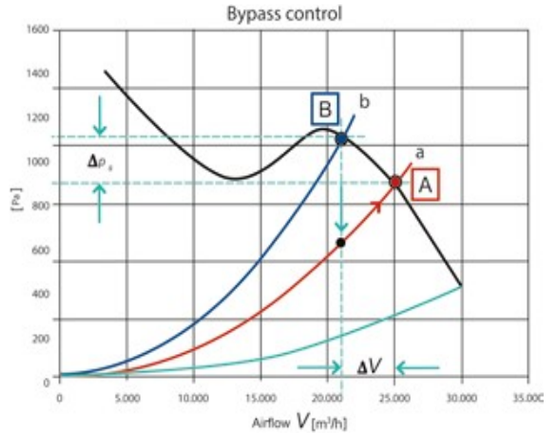


Fig. 7.14. Ilustración de control de derivación

Característica del sistema b = Bypass cerrado = Punto de operación B

Característica del sistema a = Bypass abierto = Punto de operación A

Para sistemas con condiciones de operación variables, las aletas del acelerador se pueden ajustar utilizando servocontroladores para que sea posible la regulación automática del flujo de aire.

8. Diseño de la unidad

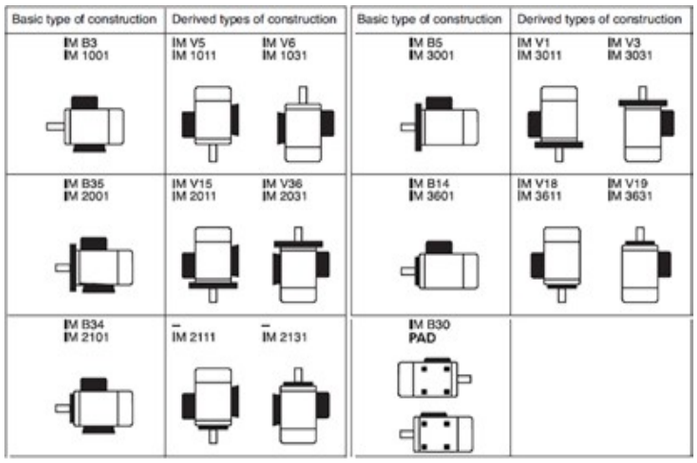


Fig. 8.1. Diferentes tipos de construcción de unidades

8.1 Energía eléctrica y mecánica

La energía eléctrica de la red eléctrica se transforma en un trabajo útil con muchas pérdidas. Por ejemplo, pérdidas en el convertidor de frecuencia, pérdidas en el motor, pérdidas en el impulsor, etc. (fig. 8.2)

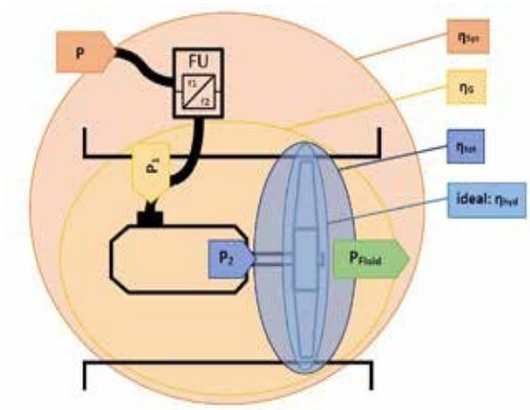


Fig. 8.2. P - potencia de entrada eléctrica de la red eléctrica, P_1 - potencia de entrada eléctrica del motor, P_2 - potencia de salida del motor (potencia mecánica disponible en el eje del motor), P_{Fluido} - entrada de energía en el fluido

Para los motores IEC, la potencia de salida del eje P_2 (= potencia mecánica especificada) se especifica en la placa de características del motor en vatios [W] o kilovatios [kW] (fig. 8.3).

La entrada de energía eléctrica P_1 al motor se puede calcular utilizando los datos proporcionados sobre la eficiencia del motor η_M en la placa de características, ya sea utilizando la fórmula

eq. 8.1-01 $\eta_M = P_2 / P_1$; $P_1 = P_2 / \eta_M$

P_1: Potencia de entrada eléctrica

P_2: Potencia de salida mecánica

η_M: Eficiencia del motor

eq. 8.1-02 $P_1 = U \cdot I \cdot \cos\varphi \cdot \sqrt{3}$ [para motores trifásicos]

eq. 8.1-03 $P_1 = U \cdot I \cdot \cos\varphi$ [para motores De 1 fase]

Ejemplo: cálculo de P_1 de acuerdo con los datos de la siguiente placa de características del motor

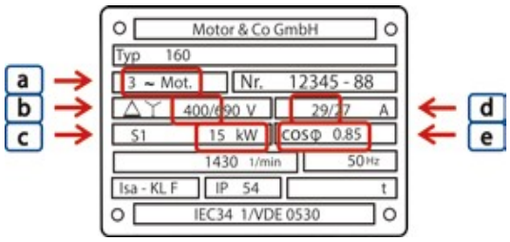


Fig. 8.3. Placa de características del motor

a Datos en la placa de características [para motores trifásicos] (fig. 8.4)

b U = 400 [V] [31] P_1 = $U \cdot I \cdot \cos\varphi \cdot \sqrt{3}$

d I = 29,0 [A] P_1 = $400 \cdot 29 \cdot 0{,}85 \cdot \sqrt{3}$

e cos φ = 0,85 P_1 = **17,08 [kW]**

c P_2 = **15** [kW]

[30] $\eta_M = P_2 / P_1$

η_M = 15 / 17,08

η_M = 0,878 • 100 = 87,8 [%]

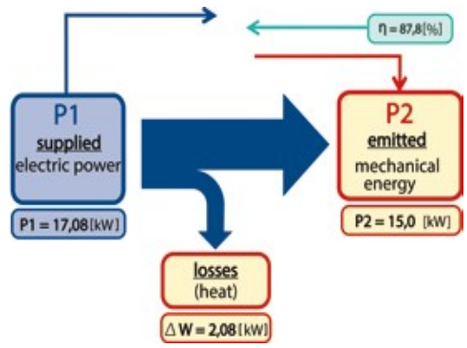


Fig. 8.4. P1, P2, η y pérdida de calor

eq. 8.1-04 $W = P_1 - P_2$ [kW]

ΔW : Loss (heat)

$\Delta W = P_1 - P_2$ [kW]

ΔW = 17,08 – 15 [kW]

ΔW = 2,08 [kW]

- Para motores de rotor externo, la energía de entrada eléctrica P_1 se especifica en la placa de características en vatios [W] o kilovatios [kW].
- Los parámetros técnicos del ventilador pueden diferir de los datos nominales del motor de accionamiento.
- La eficiencia del impulsor η_L se calcula utilizando el par de potencia de aire de salida y la potencia mecánica de salida P_2 del motor de accionamiento (fig. 8.5).

eq.8.1-05 $\eta_L = P_{aire} / P \cdot 100$ [%]

η_L : Eficiencia del impulsor

P_{aire} : Potencia de aire de salida

P_2 : Potencia de salida mecánica del motor.

Eficiencia del motor / impulsor

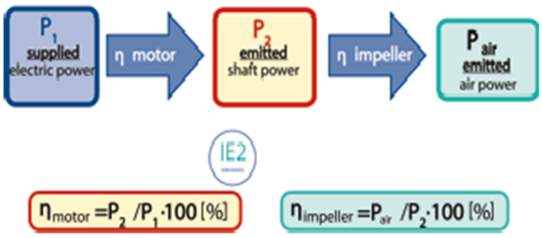


Fig. 8.5. Eficiencia del motor / impulsor

La eficiencia del ventilador η_V es el producto de la eficiencia del motor η_M y la eficiencia del impulsor η_L o puede calcularse utilizando el par de potencia de aire de salida y la energía eléctrica suministrada P_1 (fig. 8.6)

eq. 8.1-06 $\eta_V = P_{air} / P_1 \cdot 100$ [%]

eq. 8.1-07 $\eta_V = \eta_M \cdot \eta_L$ [%]

η_V : Eficiencia del ventilador

η_L : Eficiencia del impulsor

η_M : Eficiencia del motor

P_{air} : Potencia del aire de salida

P_1 : Potencia de entrada eléctrica

Eficiencia del ventilador (fig. 8.6)

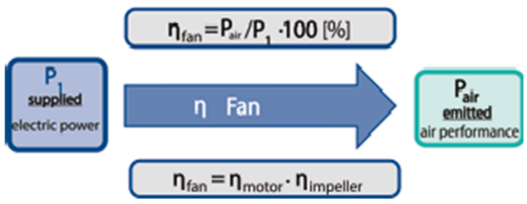


Fig. 8.6 Eficiencia del ventilador P1

Ejemplo	η_M	=	0,878	=	87,8	[%]
	η_L	=	0,68	=	68	[%]
eq. 8.1-07	η_V	=	$\eta_M \cdot \eta_L$			
	η_V	=	0,878 · 0,68			
	η_V	=	0,597	=	59,7	[%]

El tipo de unidad está esencialmente determinado por las condiciones de aplicación y los requisitos correspondientes. Esencialmente, para los fanáticos que cumplen con VDMA 24164, hay una gama de tipos de unidades muy diferentes.

La forma más común es probablemente el accionamiento directo. La transmisión por correa trapezoidal y la transmisión de acoplamiento algo más rara se describen a continuación con más detalle.

Motores (accionamiento directo)

Se puede calcular el requisito de potencia P_w al eje del ventilador.

eq. 6.2.1-01 $P_w = (V \cdot p_t) / \eta$ [W]

V	:	Airflow	[m³/h]
p_t	:	Total pressure	[Pa]
η	:	Efficiency of fan	[%]

Generalmente, una cierta reserva de energía se añade al requerimiento de energía P_w. En el caso de los ventiladores de accionamiento directo es de aproximadamente 5 - 10 [%], dependiendo del tamaño alrededor de 10 - 20 [%] para los ventiladores accionados por correa en V, y, dependiendo del tamaño del par del impulsor a transmitir, alrededor de 5 - 15 [%] para los ventiladores accionados por acoplamiento.
Un criterio importante para seleccionar el motor es el valor de su par de aceleración. Debe estar en una cierta relación con el momento de inercia de la masa del ventilador, de modo que se garantice un arranque sin problemas. El momento de inercia de masa J se refiere a las partes giratorias del ventilador, es decir, el impulsor, el cubo y el eje. Es el producto de la masa de los componentes giratorios multiplicada por el cuadrado del radio de giro. Esto generalmente se determina experimentalmente y lo especifica el fabricante del ventilador.
Los fabricantes de motores generalmente permiten un tiempo de arranque de 10 [s]. Esto se puede usar para verificar el motor de acuerdo con la relación

eq. 8.1-08 $t_A = J \cdot \omega / M_{dyn}$ [s]

$\omega = \pi \cdot n / 30$

t_A	:	Tiempo de inicio	[s]
J	:	Momento de inercia masiva del impulsor y el motor	[kg m²]
M_{dyn}	:	Par dinámico	[N m]

eq. 8.1-09 $M_{dyn} = 0{,}45 \cdot (M_s + M_{max}) - 0{,}33 \cdot M_l$ [s]

M_s	:	Par de arranque del motor	[1/min]
M_{max}	:	Par máximo del motor	[N m]
M_l	:	Par de carga	[N m]

Esta relación es válida para unidades directas. Para transmisiones por correa trapezoidal, los cálculos deben hacerse utilizando el momento de inercia de masa reducida J_{red}:

eq. 8.1-10 $J_{red} = J_M + (n_V / n_M)^2 \cdot J_V$

n_V	:	Velocidad del ventilador	[1/min]
n_M	:	Velocidad del motor	[1/min]
J_M	:	Momento de inercia del motor	[kg m²]
J_V	:	Momento de inercia del impulsor	[kg m²]

El par M_w puede calcularse utilizando la potencia del eje PW y la velocidad del ventilador n_V; consulte al fabricante del motor para el par de aceleración M_b.

8.2 Motores, accionamiento directo

Motores

Voltaje de CA sinusoidal (fig. 8.7)

Tensión alterna o tensión CA es el nombre que le damos a la tensión eléctrica que cambia la polaridad a intervalos regulares. En el voltaje de CA sinusoidal, el valor pico Û es 1.414 veces (exactamente √2) el valor RMS U.

$$\hat{U} = U \cdot \sqrt{2} = U \cdot 1.414$$

La duración del período [T] se deriva de la frecuencia [f].

$$T = \frac{1}{f}$$

Un voltaje de CA de 50 Hz produce una duración de período de

$$T_{50} = \frac{1}{50\ [Hz]} = \frac{1}{50}\ [s] = 20\ [ms]$$

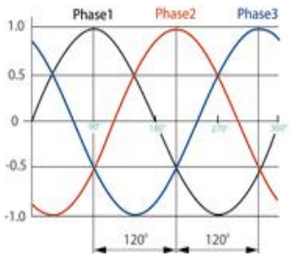


Fig. 8.7. Red de suministro de corriente alterna trifásica

Una red de suministro de corriente alterna trifásica consta de tres fases, el conductor neutro y la tierra (PE). Las tres fases están escalonadas en el tiempo por 120°. El voltaje U_{Ph-N} entre las fases y el conductor neutro es igual al voltaje U_{Ph-Ph} dividido por √3

$$U_{Ph-N} = \frac{U_{Ph-Ph}}{\sqrt{3}}$$

Motor de rotor externo

El motor de rotor externo fue desarrollado especialmente para su uso en ventiladores. Mientras que en un motor estándar el rotor funciona por dentro y los bobinados están dispuestos alrededor del rotor en el estator, en un motor de rotor externo, el rotor está por fuera y gira alrededor del estator junto con los bobinados.

El motor del rotor externo se coloca en la rueda del ventilador. Esto reduce la longitud de montaje y el flujo de aire también enfría el motor. Estos motores están disponibles en versiones monofásicas y trifásicas, así como motores EC.

Motores estándar IEC

En un motor de inducción trifásico hay un campo magnético giratorio generado por bobinados de alambre de cobre. El rotor contiene barras de aluminio que están en cortocircuito en cada extremo usando un anillo de cortocircuito.

También se llama rotor de jaula de ardilla o rotor en cortocircuito. El voltaje escalonado en el tiempo de las tres fases gira el campo magnético alrededor del rotor. Se induce un voltaje en las barras, lo que hace que la corriente fluya a través del anillo de cortocircuito, generando un campo magnético en el rotor. Al intercambiar dos fases, cambia el campo de rotación y, por lo tanto, la dirección de rotación del motor.

El campo magnético en el estator (bobinado de alambre de cobre) gira más rápido que el rotor. Cuanto mayor es la diferencia de velocidad, mayor es el campo electromagnético y el par.

Si el rotor alcanzara la velocidad de rotación del campo magnético, no se podría generar un campo magnético en el rotor y el motor no giraría.

La diferencia entre la velocidad de rotación del rotor y la velocidad del campo magnético giratorio se denomina deslizamiento. En condiciones de carga completa, el deslizamiento varía alrededor de 2 [%] y 7 [%].

La velocidad de rotación n depende de la frecuencia y el número de pares de polos P, es decir, el número y la disposición de los bobinados. También hay motores de cambio de polos, es decir, motores con dos o más velocidades.

eq. 8.2-01

$$n\ [min^{-1}] = \frac{f \cdot 60}{P}$$

Número de polos	2	4	6	8
Número de pares de polos P	1	2	3	4
Velocidad de rotación síncrona [min-1]	3000	1500	1000	750
Velocidad rotacional [min-1]	2790…2940	1395…1470	930…380	698…735

Clases de eficiencia según IEC 60034-30

Las clases de eficiencia se especifican como IE1, IE2, IE3, etc. (fig. 8.8). Cuanto mayor sea la clase IE, menor será el nivel mínimo de eficiencia. En otras palabras, los motores tienen menos pérdidas entre la entrada y la salida y, por lo tanto, necesitan menos energía. Esto se relaciona con motores de inducción de jaula de ardilla trifásicos de rotación única para 50 [Hz] o 50/60 [Hz] de diseño de 2, 4 y 6 polos para un voltaje nominal de hasta 1000 [V] y salida de 0,75... 375 [kW].

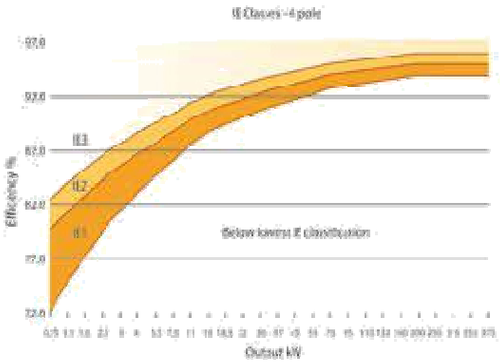


Fig. 8.8. Eficiencia del motor

Motor EC (fig. 8.9)

Un motor EC (conmutado electrónicamente) tiene electrónica de conmutación e imanes permanentes en el rotor. Son los imanes permanentes los que hacen que estos motores sean más eficientes y necesiten menos energía. Por medio de interruptores electrónicos, la electrónica integrada en el motor controla el flujo de un voltaje CC a los bobinados de fase relevantes. Los sensores de efecto Hall señalan el campo magnético de los imanes permanentes del rotor a la electrónica y el campo magnético se retransmite más. El motor EC no depende de la frecuencia o el número de pares de polos, sino de la velocidad de las operaciones de conmutación. El control de velocidad es infinitamente ajustable a través de una señal de control, p. o ... 10 [V]. La electrónica integrada permite una conexión fácil e incluye protección del motor que apaga el motor en caso de falla.

Fig. 8.9. Motor EC

Motor PM (fig. 8.10)

Los motores de imanes permanentes (PM) también funcionan con imanes permanentes en las armaduras, lo que da lugar a una reducción de las pérdidas de energía en comparación con los motores de inducción, así como, en circunstancias normales, a un menor aumento de la temperatura en el motor y, por lo tanto, a una mayor vida útil. Dado que estas pérdidas de energía en los motores de inducción representan una proporción significativa de las pérdidas totales del motor, los motores PM logran eficiencias significativamente más altas, excediendo así los requisitos de las nuevas clases de eficiencia energética estandarizadas a nivel mundial.

Cuando la corriente atraviesa el bobinado, se genera un campo magnético que atrae al imán permanente del rotor.

Al igual que en un motor asíncrono, el campo magnético gira a través del desplazamiento de fase y el rotor sigue. Esto da como resultado un movimiento de rotación que depende de la frecuencia.

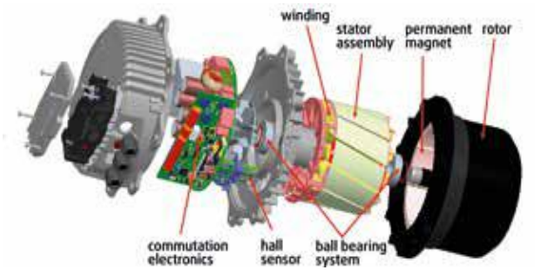


Fig. 8.10. Motor de imán permanente

Como se dijo anteriormente, en los motores IEC, la salida del eje P2 se indica en la placa de características en vatios [W] o kilovatios [kW]. La entrada eléctrica nominal se puede calcular a partir de los datos de la placa de características a través de la eficiencia η_M

eq. 8.1-01

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_M}$$

o a través de la tensión U, la corriente I, el cos φ y en motores trifásicos √3:

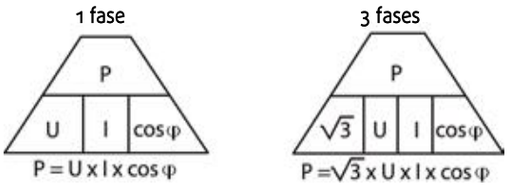


Fig. 8.11. Monofásica y trifásica

En motores de rotor externo, la entrada eléctrica nominal P_1 se indica en la placa de características en vatios [W] o kilovatios [kW].
Cuando se utilizan motores en ventiladores, los parámetros técnicos del ventilador pueden diferir de los datos nominales del motor.

Protección del motor

La temperatura del motor se controla mediante un relé térmico (TW) / interruptor termostático (TK) o un termistor (PTC) en el motor. Si el motor se sobrecalienta, el motor debe desconectarse de la red eléctrica a través de unidades de interruptor externas.

El relé térmico es un interruptor bimetálico normalmente cerrado (NC). Algunos relés térmicos cambian automáticamente una vez que el motor se ha enfriado, otros deben reiniciarse desconectando la tensión de alimentación.

Un termistor es una resistencia dependiente de la temperatura según DIN 44081 o DIN 44082. Si la temperatura en el motor aumenta más allá de los niveles no permitidos, la resistencia aumenta. Además, se necesita una unidad de evaluación (dispositivo de accionamiento por termistor) para apagar las unidades de interruptor externas.

Cableado del motor

- Con el voltaje nominal del motor de 230/400 [V], se debe usar un circuito en estrella para conectar este motor a la red de alimentación trifásica (ULN = 400 [V]).
- Aquí el voltaje del bobinado de un motor está diseñado para un voltaje máximo de 230 [V].
- Los tres bobinados de fase (W2-U2-V2) están agrupados en la caja terminal en lo que se denomina el punto estelar. El voltaje de las fases individuales en el punto estelar es de 230 [V].

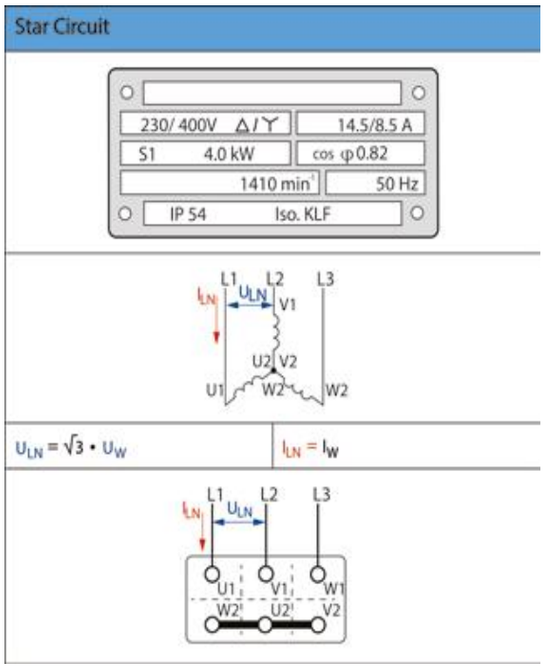


Fig. 8.12. El bobinado trifásico

- Con el voltaje nominal del motor de 400/690 [V], se debe usar un circuito delta para conectar este motor a la red de alimentación trifásica (ULN = 400 [V]).
- Aquí cada bobina del motor está diseñada para un voltaje de fase máximo de 400 V y puede ser conectada directamente.
- Para el arranque directo, los extremos del bobinado se agrupan en la caja de terminales (U1-W2, V1-U2, W1-V2) y se conectan a las fases individuales.

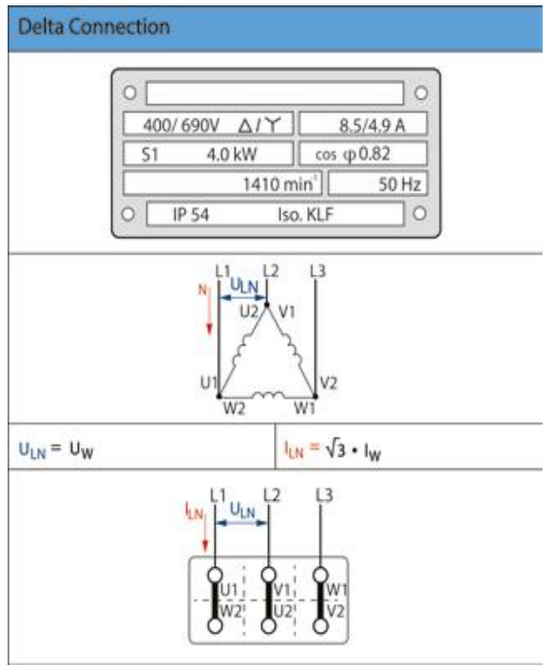


Fig. 8.13. El bobinado trifásico

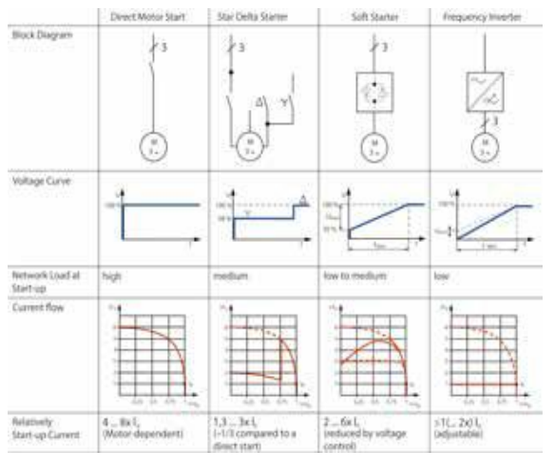


Fig. 8.14. Variantes de arranque del motor

Unidades

Diseño de la unidad

El tipo de accionamiento está determinado esencialmente por las condiciones de aplicación y los requisitos correspondientes. Esencialmente, para los ventiladores de acuerdo con VDMA 24164, hay una gama de tipos de unidades muy diferentes. La forma más común es probablemente el accionamiento directo. La transmisión por correa trapezoidal y la transmisión de acoplamiento algo más rara se describen a continuación con más detalle.

8.3 Transmisión por correa trapezoidal

La transmisión por correa en V es muy común en ventilación y aire acondicionado. Las correas en V tienen una excelente adhesión entre la correa y la polea. Las correas en V deben ser diseñadas de tal manera que la velocidad de la correa no sea mayor de 20 [m/s].

Los cinturones se seleccionan usando los catálogos de los fabricantes, teniendo en cuenta la norma DIN 2218. Las potencias transferibles pueden ser determinadas por la selección del perfil de la correa en conjunto con el diámetro de la polea y las velocidades.

De acuerdo con DIN 2218, 7753 e ISO 4184, los siguientes perfiles de correa están disponibles y se utilizan para conducir ventiladores:

- Ventajas:
- La velocidad se puede ajustar al punto de operación deseada.

Es posible hacer correcciones posteriores al punto de operación

- Desventajas:
- Menor eficiencia general del ventilador.
- Desgaste
- Mayores costos de mantenimiento

8.4 Acoplamiento

Los acoplamientos desmontables, elásticos y de acción directa se utilizan principalmente para ventilación (fig. 8.15).

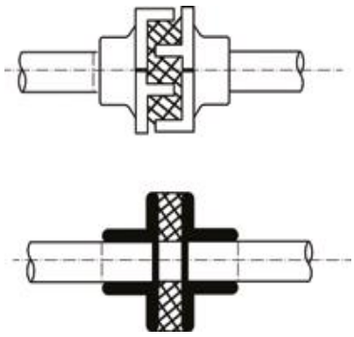


Fig. 8.15. Símbolos para acoplamientos elásticos

Este tipo de accionamiento se usa más comúnmente para diseños de impulsor grandes y pesados con grandes inercias. Aquí los ventiladores y los cojinetes del motor son independientes.

Con un enlace elástico (caucho, plástico, resorte de acero) entre las mitades del acoplamiento, los acoplamientos elásticos que conectan el motor y el impulsor del ventilador proporcionan las siguientes ventajas particulares:

- Compensación de la expansión del eje debido a cambios de temperatura.
- Compensación por cambios en las fuerzas de corte
- Compensación de movimientos radiales del eje, causados por pares de flexión
- Compensación de ligeras desviaciones angulares en ambos ejes.
- Compensación de pares de vibración excitantes
- Compensación de las regiones de velocidad crítica, evitación de resonancias

El diseño de los acoplamientos elásticos debe cumplir con la norma DIN 740, debido a las leyes de la física - y no, como a menudo sigue siendo común en la práctica, de acuerdo con especificaciones puramente empíricas. En general, la base para un cálculo de acoplamiento es la velocidad del ventilador nV y el momento nominal en el eje del ventilador Mw o la potencia del eje Pw.

Debido a que, dependiendo del tipo de acoplamiento, los fabricantes de acoplamiento tienen factores positivos / factores de seguridad muy diferentes, en la práctica no se recomienda realizar el cálculo usted mismo.

Si es necesario, para un cálculo y determinación precisos del acoplamiento apropiado, generalmente se debe consultar al fabricante con respecto a las siguientes especificaciones:

- La potencia del eje Pw a transmitir en [kW].
- La velocidad de funcionamiento del ventilador que se está conectando.
- Esto se aplica particularmente a los acoplamientos de arranque que funcionan con una transmisión por correa.
- De lo contrario, velocidad de funcionamiento = velocidad del motor.
- Diámetro nominal de la polea de transmisión por correa en V, número de ranuras y perfil para acoplamientos de arranque accionados por correa.
- Tipo de motor y tipo de arranque.
- Tipo de operación; carga de impacto suave o potencial.
- Periodo de funcionamiento y frecuencia de conmutación.
- Desviación angular máxima de los ejes.
- Temperatura ambiente máxima.
- Cualquier carga debido a fuerzas de corte.
- Dimensiones del eje impulsado, ajuste, ranura.
- Tipo de rodamiento al lado del eje.
- Acoplamiento en el eje motriz o conducido.
- Si se requiere GD2 o el momento de inercia masivo del ventilador.

Los siguientes criterios deben incorporarse en el cálculo y diseño de los acoplamientos, que también se detallan en la norma DIN 740:

- Carga debido a impactos de torque
- Carga debido a un par oscilante periódicamente
- Par continuamente oscilante
- Carga debido al desplazamiento del eje

En casos especiales, también se utilizan embragues centrífugos; donde primero se permite que el motor alcance su velocidad nominal y luego el embrague acelera el ventilador usando fuerzas de fricción hasta que alcanza su velocidad de operación.

No es posible una sobrecarga del motor debido a pares elevados. Por esta razón, los embragues centrífugos también se conocen como "embragues de seguridad".

8.5 Control de velocidad

Velocidad del ventilador

Motores controlados por voltaje
Funcionamiento de dos velocidades al cambiar entre estrella y delta

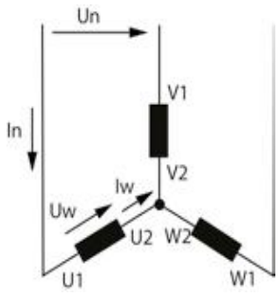


Fig. 8.16. circuito estrella

En un circuito estrella (fig. 8.16), la tensión en el bobinado Uw es inferior a la tensión de la red de suministro U_N:

$$U_W = U_N / \sqrt{3}$$

En un circuito estelar, la corriente Iw que pasa por el bobinado es igual a la corriente del conductor de fase I_N:

$$I_W = I_N$$

El ventilador funciona a baja velocidad.

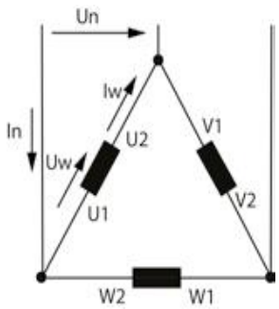


Fig. 8.17. Circuito Delta

En un circuito delta (fig. 8.17), el voltaje en el bobinado U_W es el voltaje nominal U_N:

$$U_W = U_N$$

En un circuito delta, la corriente que pasa por el bobinado I_W es igual a la corriente en el conductor de fase I_N:

$$I_W = I_N / \sqrt{3}$$

El ventilador funciona a alta velocidad.

Cambio de velocidad basado en el transformador

Cambie la velocidad del ventilador reduciendo el voltaje a través de un transformador (fig. 8.18).

Esto se puede realizar de forma incremental o por ajuste continuo. La frecuencia es idéntica a la frecuencia de la red de suministro: es el voltaje el que cambia.

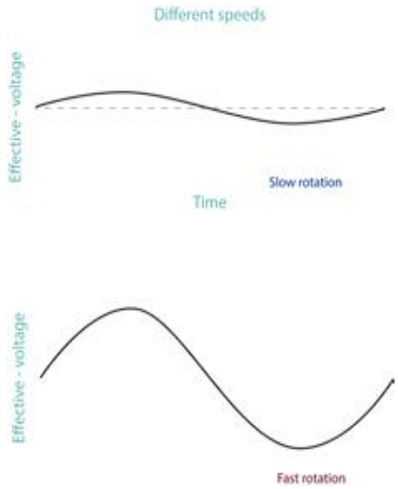


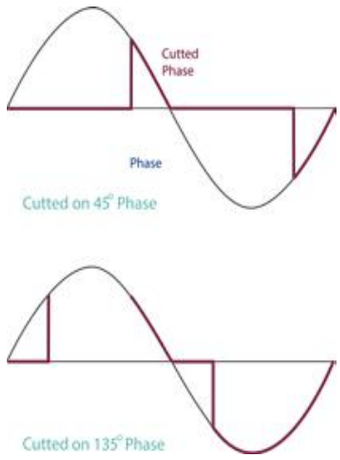
Fig. 8.18. Cambiar la velocidad del ventilador reduciendo el voltaje

Cambio electrónico de velocidad

Dependiendo de la configuración de la velocidad, un interruptor electrónico (tiristor) cambia la onda sinusoidal completa del voltaje de la red de suministro (velocidad máxima) o bloquea parte de ella, dejando pasar solo parte de ella (fig. 8.19). Esto reduce el voltaje en el motor y el resultado es una reducción en la velocidad.

La fase está "cortada" = regulador de voltaje del interruptor

ℹ Nota: El corte de fase puede causar ruido adicional en el motor.



Azul = Onda sinusoidal del voltaje de la red de suministro
Rosa = Voltaje para el motor
Fig. 8.19. Cambiar la velocidad del ventilador reduciendo el voltaje

Motores estándar IEC

Cambio de velocidad por frecuencia

Un convertidor de frecuencia cambia la velocidad n cambiando la frecuencia f. La velocidad n se deriva de la frecuencia f del motor y su número de pares de polos P:

$$n = (f \cdot 60) / P$$

El convertidor de frecuencia cambia la frecuencia a través de una señal de reloj (señal PWM / frecuencia de reloj). La alta frecuencia de la señal PWM significa que el cable entre el convertidor de frecuencia y el motor tiene que estar blindado (fig. 8.20). Existe una restricción en la longitud del cable entre el convertidor de frecuencia y el motor.

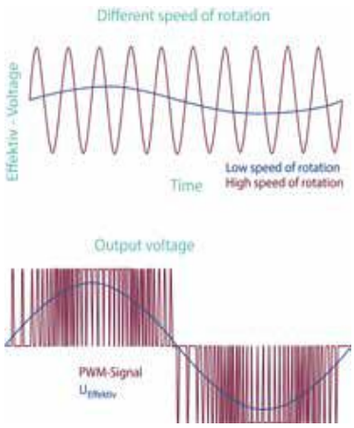


Fig. 8.20. Cambio de velocidad por frecuencia

Motores de rotor externo

Cambio de velocidad por frecuencia

Convertidor de frecuencia con filtro de onda sinusoidal omnipolar (fig. 8.21-8.22)

El filtro de onda sinusoidal omnipolar filtra la señal PWM para que salga un voltaje de onda sinusoidal de baja frecuencia desde la salida del convertidor de frecuencia. Esto ayuda a que el funcionamiento del motor sea más suave y no se necesita un cable blindado. Se pueden utilizar cables de mayor longitud y los motores se pueden conectar en paralelo.

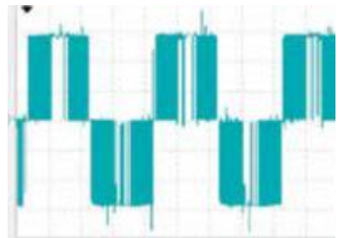


Fig. 8.21. Voltaje de salida sin filtro de onda sinusoidal omnipolar

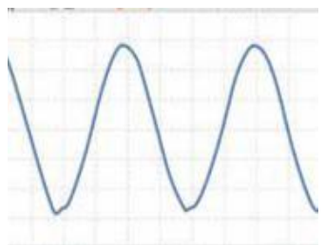


Fig. 8.22. Voltaje de salida con filtro de onda sinusoidal omnipolar.

Motor EC

Un motor EC tiene un componente de potencia integrado (electrónica de conmutación). El motor está conectado al voltaje de suministro indicado en la placa de características y el control de la velocidad se realiza a través de una señal de control de 0...10 [V] o un potenciómetro externo de 10 [kiloohm]. Los motores EC son muy eficientes debido a su uso de imanes permanentes, ahorrando energía.

8.6 Tecnología de control

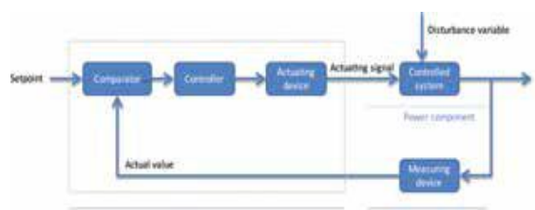
Control

Control es el término utilizado para una operación en la que una variable de entrada influye en una variable de salida en función de ciertas correlaciones definidas.

Control de circuito cerrado

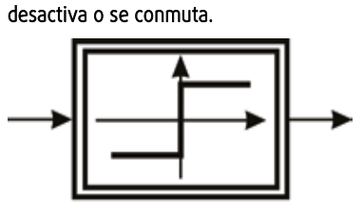
El control de circuito cerrado es una operación en un sistema donde la variable a controlar se mide continuamente y se compara con el punto de ajuste. En caso de desviación, la variable se corrige o ajusta.

La variable en cuestión puede ser una temperatura, humedad, calidad del aire, presión, volumen de aire, etc. Un sensor señala los valores reales, y este valor se compara en el controlador de circuito cerrado con el punto de ajuste.



Control de dos pasos (circuito cerrado)

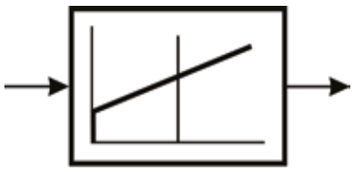
En el punto de ajuste especificado, la salida se activa / desactiva o se conmuta.



Enlace de dos puntos

Control continuo (circuito cerrado)

En el punto de ajuste especificado, la salida aumenta o se reduce, según lo determinan los parámetros de control.

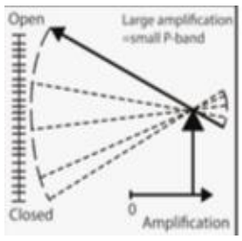


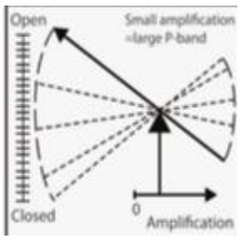
Pi-Glied

Tecnología de control de circuito cerrado

Banda P (controlador proporcional)

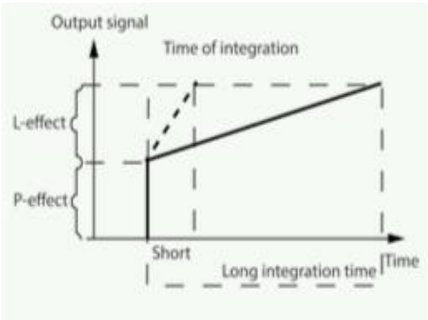
La banda P es la desviación del punto de ajuste, en el cual el controlador de circuito cerrado tiene una salida de 100 [%].





Tiempo integral (controlador integral)

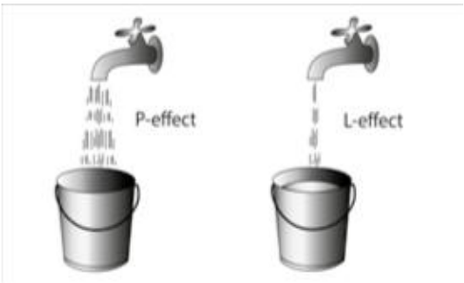
Un controlador de circuito cerrado que influye en la señal de salida en función del tamaño y el tiempo de la señal de entrada.



Controlador PI

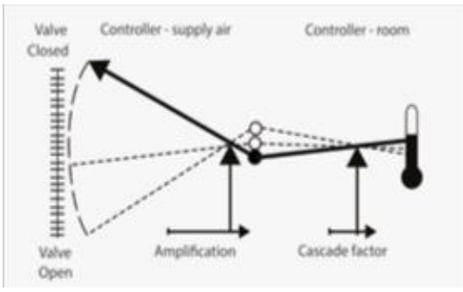
Ejemplo: llenar un balde con agua

Primero, el grifo se abre por completo (efecto P), luego el cierre del grifo se realiza de forma continua (efecto L) hasta que el cubo esté lleno.

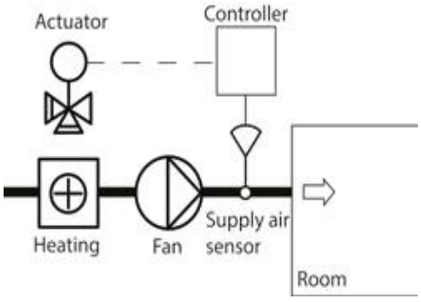


Controlador en cascada

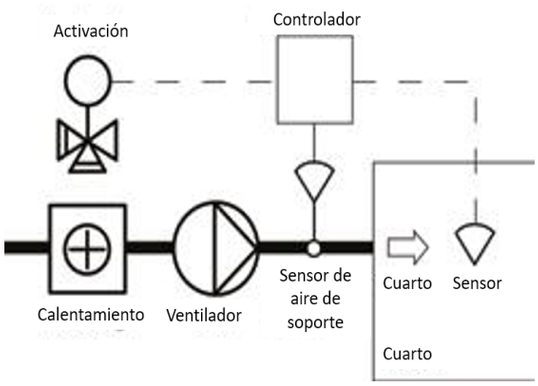
El control en cascada (circuito cerrado) se utiliza para el control de circuito cerrado de la temperatura ambiente. En este caso se utilizan dos controladores de circuito cerrado. El primer controlador de circuito cerrado está conectado al sensor de temperatura ambiente, el segundo al sensor de conducto en el conducto de aire de suministro. Los controladores están conectados para que la señal de salida del primer controlador se cambie a la entrada del segundo. El factor en cascada es la amplificación del primer controlador, es decir, la cantidad en que la temperatura del aire de suministro cambia a un cambio en la temperatura ambiente de 1 [° C].



Suministro de control de temperatura del aire

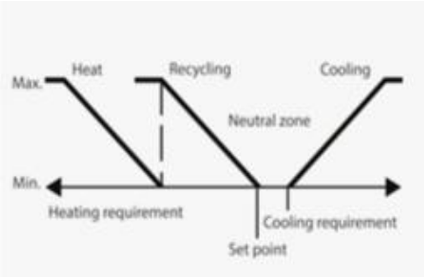


Control de temperatura ambiente



Controlador de secuencia

"Secuencia" significa "seguir adelante", y es por eso que otro término para controlador de secuencia es "controlador seguidor". Esto significa que varios actuadores (señales de salida) pueden controlarse en secuencia (uno después del otro). Primero, el primer actuador toma el control hasta que haya terminado de hacer su trabajo, y luego el segundo, y así sucesivamente. Un controlador de secuencia generalmente se diseña con dos (por ejemplo, enfriamiento-calor) o tres (por ejemplo, enfriamiento-reciclaje-calor) actuadores. Se puede establecer una zona neutral entre refrigeración y calefacción. Esta zona neutral (Nz) da como resultado un punto de ajuste más alto para enfriamiento.



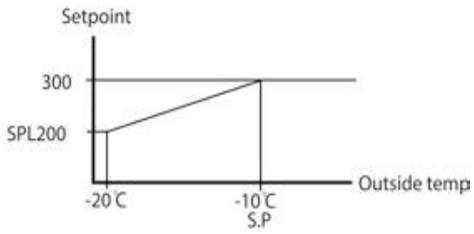
Compensación de temperatura exterior

La temperatura exterior se captura mediante un sensor de temperatura adicional. Se realiza un cambio en el punto de ajuste en función de la temperatura medida.

Ejemplo:

Por encima de 10 [° C] el punto de ajuste es, p. 300 [Pa]. Por debajo de 10 [° C] el punto de ajuste se reduce, y a -20 [° C] el punto de ajuste es 200 [Pa].

Punto de ajuste y Temp. exterior



9. Sistema de monitoreo de controles

Sistemas de monitoreo para ventiladores

La conciencia ambiental, la eficiencia energética y los altos estándares de calidad juegan un papel cada vez más importante en la ventilación y el aire acondicionado. Para obtener un clima ideal en la puerta, o procesar el aire, y datos económicos de rendimiento para los sistemas de aire acondicionado, se requiere un monitoreo continuo de los valores y parámetros medidos.

Existe una amplia gama de equipos de medición instalables disponibles para verificar y regular la presión, el flujo de aire, la velocidad del flujo, las vibraciones, el consumo de corriente, el voltaje, la temperatura y la humedad relativa. A continuación, se incluye una breve descripción de ejemplos de los valores y parámetros medidos más importantes que se deben monitorear.

9.1 Monitoreo de la presión del sistema

En muchas aplicaciones de proceso, se requiere un monitoreo continuo y preciso de la presión baja, sobrepresión o presión diferencial. Aquí el manómetro y el transductor de presión son ideales para monitorear filtros en ventilación y aire acondicionado, o para registrar y proteger la presión diferencial en espacios cerrados. Por lo tanto, se puede evitar la entrada de energía innecesaria debido a, por ejemplo, una mayor potencia del ventilador o un calentamiento de aire adicional. Esto asegura una buena eficiencia energética. Pero también la pantalla operativa de los extractores de humo o los conductos de extracción de gases peligrosos, así como la indicación de fugas en los contenedores, juegan un papel importante, evitando daños a la salud o daños a máquinas, plantas y edificios.

Fig. 9.1. Manómetro diferencial

El manómetro diferencial (fig. 9.1) asegura un monitoreo permanente de la presión baja, sobrepresión o presión diferencial. El valor medido siempre se puede leer desde la escala en el tubo en U integrado. El contacto del interruptor eléctrico se puede ajustar en cualquier punto de la escala con el mando.

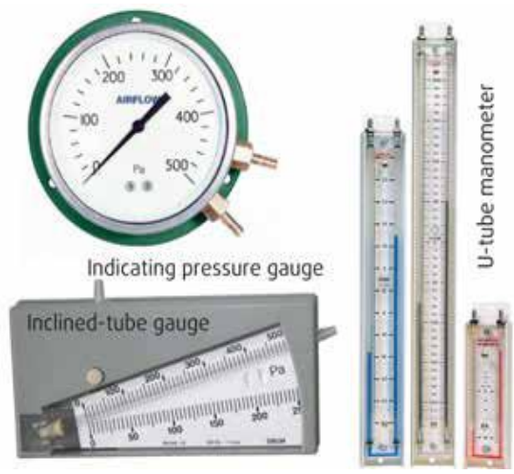


Fig. 9.2. Manómetro (comparador, tubo en U y tubo inclinado)

Los manómetros de reloj comparador son instrumentos de medición precisos y fiables para mostrar la contaminación de los filtros en los equipos de ventilación (fig. 9.2). Son compactos, duraderos y fáciles de usar. La pantalla grande y clara es fácil de leer. Los manómetros de reloj comparador se caracterizan por su alto grado de repetibilidad de los valores medidos. No requieren mantenimiento y tienen una gran estabilidad a largo plazo.

Los manómetros de tubo en U y tubo inclinado son rápidos de aplicar, fáciles de nivelar y el valor medido se puede leer de forma rápida y precisa.

Además, existen numerosos instrumentos portátiles de medición manual para todo tipo de aplicaciones.

9.2 Monitoreo del flujo de aire

En la industria de la construcción, la medición del flujo de aire y las velocidades del aire se ha vuelto muy importante. Cada vez más, los sistemas de ventilación proporcionan ventilación eficaz y eficiente en el consumo de energía en edificios públicos y privados. Pero también para muchos procesos de producción, la distribución de aire suave y correcta es extremadamente importante.

Mediante el uso de equipos de medición instalados en el conducto de aire, se pueden registrar los parámetros y controlar el sistema de ventilación de una manera ideal. El resultado es una ventilación adecuada para un clima agradable y un proceso de trabajo ininterrumpido.

El tubo de Pitot es un instrumento generalmente reconocido para determinar la velocidad de flujo en conductos.

Mediante el uso de micro manómetros de alta precisión, una medición de tubo de Pitot puede proporcionar valores medidos mucho más precisos que cualquier método de medición no elemental. En su punta, el tubo de Pitot (fig. 9.3) registra la presión general en la dirección del flujo, que comprende un componente dinámico y otro estático.

Fig. 9.3. Tubo de Pitot de Prandtl

Las sondas de flujo de aire registran la presión diferencial para determinar la velocidad del flujo / flujo de aire en los conductos de aire. Las sondas de flujo de aire consisten en 2 tubos en una placa, que se ensamblan en una sección transversal del conducto (fig. 9.4). En una tubería, los agujeros se enfrentan contra el flujo y recogen la presión general; la tubería curva más corta registra la presión estática.

Debido a la distribución de los agujeros se logra un promedio de las presiones. Los extremos de las tuberías apuntan hacia afuera. La diferencia entre estas dos presiones representa la señal de diferencia de presión, que está relacionada con la velocidad / flujo de aire presente.

Fig. 9.4. Cruces de medida (para conductos redondos o rectangulares)

La rejilla de flujo Wilson (fig. 9.5) es un sensor de presión para medir y controlar la velocidad del flujo / volumen de flujo en los conductos de aire. Se basa en principios fundamentales y proporciona un valor medido confiable y continuo. La rejilla de flujo consiste en tuberías paralelas o circulares dispuestas para registrar la presión dinámica (presión total) y la presión de referencia. Estos se consolidan en un solo valor en tuberías de recolección.

Los conductos están perforados de tal manera que, a través de la sección transversal especificada del flujo de aire, el valor promedio de la presión diferencial se puede determinar en ambas conexiones (entrada / salida). Esta presión diferencial está relacionada con la velocidad de flujo, de modo que, al conectar un equipo adecuado, la velocidad de flujo promedio se puede leer directamente, o la señal se puede usar para el control o el registro de datos.

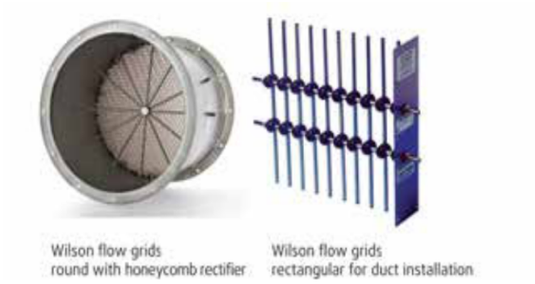


Fig. 9.5. Rejillas de flujo Wilson (para conductos redondos o rectangulares)

Los convertidores de señal de velocidad del aire son adecuados para la instalación temporal y permanente (fig. 9.6).

Se pueden usar para medir la velocidad del aire en laboratorios de investigación y desarrollo, instalaciones de producción o en otras áreas. El rango de medición, la visualización y las constantes de tiempo se pueden seleccionar y adaptar a la aplicación particular.

Fig. 9.6. Mediciones de flujo de aire (sensor / transductor / pantalla)

Para medir los parámetros de presión y volumen en un sistema existente, los puntos de medición deben seleccionarse donde las condiciones de flujo sean lo más ideales posible, para garantizar que los resultados sean reproducibles.

Esto es menos problemático para la medición de presión, pero para la medición de velocidad (para determinar el flujo de aire) la selección de la ubicación de medición correcta es muy difícil de realizar, debido al flujo subóptimo (separado).

Por principio, el flujo de aire debe medirse delante del ventilador y la presión debe medirse muy de cerca delante y detrás del ventilador. Esto permite registrar la presión estática total de todo el sistema.

9.3 Monitoreo del motor de accionamiento

El monitoreo eléctrico y térmico de motores de accionamiento para ventiladores se describe en detalle en el libro de Teoría "Motores" y el libro de Teoría "Controles de velocidad".

Fig. 9.7. Tacómetros

Fig. 9.8. Abrazadera de corriente

Para medir la velocidad de rotación y los parámetros eléctricos, generalmente se utilizan los tacómetros (ópticos y láser) y las pinzas de corriente correspondientes.

9.4 Monitoreo de vibraciones

Monitoreo permanente de vibraciones según ISO 10816-3, 14694, 14695, 13350.

Las causas del daño mecánico de los ventiladores son muy diferentes.

- Excitaciones aerodinámicas
- Vibraciones de la máquina
- Vibraciones de fricción

conducen a problemas relacionados con la vibración.

La monitorización de las vibraciones permite que los cambios de estado, por ejemplo, en un ventilador, se reconozcan pronto y se solucionen si es necesario. La monitorización permanente del estado de vibración permite el reconocimiento temprano del deterioro o el comienzo de los daños en la máquina. Esto permite planificar de forma rentable las actividades de mantenimiento y reparación necesarias con una interrupción mínima. Las velocidades de vibración (variables del estado de vibración) se miden durante el procedimiento de aceptación final (fig. 9.9).

Fig. 9.9. Vibrómetro

Estados operativos, valores límite según ISO 10816-3

Antes de que se excedan los valores límite, se requieren medidas apropiadas para reducirlos. Monitoreo de los datos de ventilación: p. mantenimiento de la unidad del ventilador, limpieza del impulsor / motor, reequilibrar los impulsores si es necesario, volver a lubricar los cojinetes, etc.

La monitorización de la máquina se instala con los siguientes objetivos:

- Protección contra daños fatales a la máquina, el medio ambiente y las personas.
- Protección contra tiempos de inactividad inesperados de la máquina
- Planificación de mantenimiento dependiente del estado
- Controles de calidad

Sensor de vibración A (simple) (fig. 9.10)

Fig. 9.10. Sensor tipo A

Monitoreo de vibraciones: registro del valor real

con sensores ajustables (ajuste del valor límite con punto de conmutación y retraso de respuesta). Monitorización del estado general de vibración del ventilador / máquina según DIN ISO 10816.

Se activa una alarma si se exceden los valores límite. Es posible que los parámetros se transmitan como una señal actual (4... 20 [mA]) para la conexión al controlador de proceso.

Sensor de vibración B (con ajustes de valor límite) (fig. 9.11)

Fig. 9.11. Sensor tipo B

Monitoreo de vibraciones estacionarias - almacenamiento / evaluación de datos

Registro de datos utilizando sensores de vibración con almacenamiento de señal en tiempo real para velocidades de vibración y estados de rodamientos. La evaluación y el diagnóstico se realizan utilizando la electrónica de diagnóstico adecuada. Esto permite analizar el daño de los rodamientos, el desequilibrio y/o las vibraciones generales para detectar las tendencias correspondientes. Esto permite el mantenimiento orientado al estado o la inspección del ventilador.

Control de vibraciones (instalación) (fig. 9.12)

Fig. 9.12. Sistema de control de vibraciones

Monitoreo de vibraciones en línea: almacenamiento / evaluación de datos

Monitoreo en línea utilizando tecnología de Internet.

La detección confiable de errores mediante herramientas de diagnóstico locales se puede mejorar mediante el uso de innovadores sistemas de telediagnóstico. Los operadores del sistema pueden cumplir con estos nuevos requisitos llamando a expertos externos con el clic de un mouse. El monitoreo de vibraciones estacionarias con el análisis y la evaluación de datos correspondientes se realiza en la World Wide Web, lo que hace posible el acceso global a la información de diagnóstico a través de Internet.

Para la planta exportada, los estados actuales de la máquina se pueden llamar y analizar desde ubicaciones remotas; Las actividades locales se pueden planificar y preparar de manera óptima. Esto significa que los riesgos siguen siendo calculables.

9.5 Monitoreo de temperatura y humedad del medio

La calidad del aire ambiente es muy importante para nuestro bienestar: después de todo, el europeo promedio gasta alrededor del 90% de su día dentro de los edificios. La temperatura, la humedad relativa y la proporción de CO o CO_2 en el aire pueden tener un impacto negativo en el clima interior. Esto es perjudicial para la concentración, la comodidad y el rendimiento. A largo plazo, incluso puede causar daños a la salud. En particular, el aumento de la estanqueidad de los edificios y el uso cada vez mayor de equipos de ventilación hacen necesaria la supervisión de la calidad del aire interior. Pero el edificio en sí - o productos y máquinas sensibles – también reaccionan, por ejemplo, a fluctuaciones de temperatura no deseadas o a una humedad demasiado alta. Esto se puede determinar fácilmente cuando sea necesario, utilizando instrumentos de medición de calidad del aire. Las razones para un clima interior subóptimo se pueden encontrar y tratar rápidamente.

Fig. 9.13. Dispositivos para mediciones de temperatura y humedad

9.6 Mediciones de sonido

La potencia acústica y los niveles de presión son los parámetros que se hicieron muy importantes en nuestros días. En cada lugar hay demandas específicas sobre los niveles de sonido de acuerdo con las normas sanitarias, etc.

Es por eso que cada máquina que puede emitir sonido se prueba después de la producción para determinar los niveles reales de sonido de los ejemplos de este producto.
Los micrófonos se usan para medir la presión del sonido. La señal de los micrófonos puede entonces ser inducida a algún tipo de analizador. Hay varios métodos para determinar la potencia del sonido, por ejemplo, la intensimetría, la medición del contorno, etc.

Fig. 9.14. Micrófono

Fig. 9.15. Analizador de espectro

10. Ventiladores especiales (dispositivos relevantes para la seguridad)

10.1 Equipo de seguridad contra incendios

La seguridad contra incendios del equipo incorpora la totalidad de todos los elementos técnicos del equipo, la planta y la máquina, con los cuales se detecta el incendio dañino lo antes posible para que se pueda buscar asistencia (por ejemplo, alarmas de incendio),

- se evita o limita la propagación de un incendio (por ejemplo, equipos de extinción de incendios automáticos y equipos de extinción de incendios semiestacionarios),
- Se puede advertir a las personas sobre los peligros derivados del incendio y se puede informar a los servicios apropiados de extinción de incendios y emergencias (alarmas contra incendios y equipos de alarma), así como
- asegurando una capa casi libre de humo para evacuar edificios y lograr mejores condiciones de lucha contra incendios para los servicios contra incendios (sistema de extracción de humo y calor y sistemas de sobrepresión).

Requisitos previos para un incendio

- material inflamable
- oxígeno
- relación de mezcla correcta
- fuente de ignición

Emisión de humo

En un incendio, el humo es el mayor problema para las personas en el edificio y para los bomberos. Las consecuencias son dramáticas:

En menos de 3 minutos, debido al humo generado, la visibilidad generalmente disminuye tanto que las personas afectadas pierden su orientación y ya no pueden ponerse a salvo. La rápida propagación del humo tóxico siempre se subestima. Otra dificultad es la concentración rápidamente creciente del gas monóxido de carbono (CO).

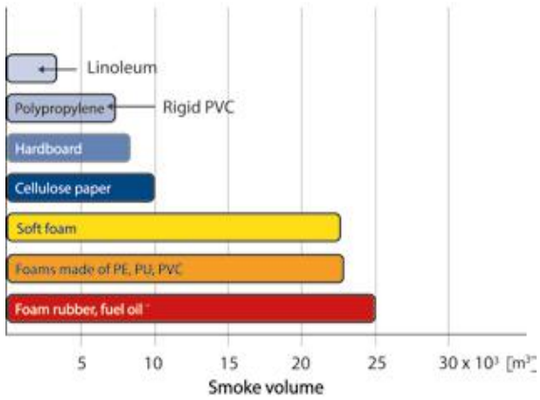


Fig. 10.1. Cantidades de humo

Componentes del humo

Los materiales combustibles, la base de cada incendio, producen humo en cantidades y concentraciones considerables. Por lo tanto, se generan todo tipo de sustancias durante la combustión, incluyendo cianuro de hidrógeno, amoníaco, monóxido de carbono y dióxido de carbono; que son venenos respiratorios con efectos potencialmente mortales.

El desarrollo de un incendio a lo largo del tiempo

Los gases de pirólisis calientes se acumulan debajo del techo y el fuego los calienta aún más. Si la mezcla de gases está lo suficientemente caliente, se encenderá de repente. Esto se llama FLASHOVER.

La fase de ignición - humeante	Flashover	Fuego completamente desarrollado	Fuego extinguiéndose Fase de enfriamiento

Tabla 10.1. Desarrollo de un incendio a lo largo del tiempo

Conclusión

- Los sistemas de extracción de humo y calor son absolutamente esenciales para el rescate de personas y propiedades.
- Solo la instalación de un sistema de extracción de humo y calor puede prevenir los peligros del humo y los gases de combustión.
- No sin razón, el requisito de un sistema de extracción de humo y calor es un componente de cada código de construcción en la República Federal de Alemania.
- No debe olvidarse que cada sistema eléctrico de extracción de humo y calor ofrece automáticamente los beneficios adicionales de la ventilación diaria.

Cianuro de hidrógeno (HCN)	Amoníaco (NH3)	Monóxido de carbono (CO)	Dióxido de carbono (CO_2)
Se produce en la combustión de poliuretano, colchones de espuma, muebles tapizados, lana, seda, plumón	Ocurre durante la carbonización a baja temperatura de fibras plásticas, lana, seda, nylon	Ocurre durante la carbonización a baja temperatura de casi todos los materiales orgánicos.	Generado en fuegos abiertos
Venenos respiratorios que afectan la sangre y los nervios	Venenos respiratorios que causan irritación y corrosividad	Venenos respiratorios que causan asfixia	Venenos respiratorios que causan asfixia

Tabla 10.2. Toxicidad y efecto del humo

Eliminación de humo: sistemas de extracción de humo y calor motorizados

Bases para la función de los sistemas de extracción de humo y calor motorizados.

- Seguridad preventiva contra incendios según DIN 18232-2 y VdS CEA 4020
- Rutas de escape de emergencia libres de humo
- Entrada libre de humo para bomberos para operaciones rápidas de rescate e intentos de extinción
- Retraso o prevención de FLASHOVER
- Reducción de daños por humo y pirólisis.
- Suministro de aire fresco en caso de incendio

Estándar europeo

DIN EN 12101-3 (sistemas de control de humo y calor) Parte 3: Especificación para ventiladores eléctricos de control de humo y calor

¿Quién crea el estándar europeo?

CEN, el comité europeo de normas, ubicado en Bruselas. Como se trata de un estándar europeo, los miembros del CEN deben aplicarlo como directiva internacional y transferir el estándar europeo sin cambios al estándar nacional.

¿Quiénes son los estados miembros del CERN?

Estados miembros (a partir de enero de 2006)					
AT	Austria	FR	Francia	MT	Malta
BE	Belga	GB	Gran Bretaña	NL	Países Bajos
CH	Suiza	GR	Grecia	NO	Noruega
CY	Chipre	HU	Hungría	PL	Polonia
CZ	Republica checa	IE	Irlanda	PT	Portugal
DE	Alemania	IS	Islandia	RO	Romania
DK	Dinamarca	IT	Italia	SE	Suecia
EE	Estonia	LU	Luxemburgo	SI	Eslovenia
ES	España	LV	Letonia	SK	Eslovaquia
FI	Finlandia	LT	Lituania		

Tabla 10.3. Estados miembros de CEN

¿Qué institutos están autorizados a hacer pruebas en Europa?

- Institutos de pruebas certificados, general
- La Comunidad Europea autoriza a los institutos de pruebas de certificación
- Los institutos de prueba autorizados y certificados y sus instalaciones de prueba están documentados por NANDO.
- http://ec.europa.eu/enterprice/newapproach/nando/

Ejemplos de institutos de prueba autorizados y certificados

- BSRIA, Reino Unido, Bracknell, NB 0480
- TUM, DE, Múnich, NB 1511
- CTICM, F, Saint Aubin, NB 1166
- LGAI, E, Barcelona, NB 0370

Temperatura de prueba y período de función correspondiente a la clasificación acc. DIN EN 12101 - 3		
Clase	Temperatura [°C]	Periodo mínimo de funciones [min]
F200	200	120
F250	250	120
F300	300	60
F400	400	120
F600	600	60
F842	842	30
desclasificado	Especificado por el cliente	Especificado por el cliente

Tabla 10.4. Clasificación de temperatura-tiempo

Clasificación de temperatura-tiempo

En la norma DIN EN 12101-3, la clasificación según la temperatura de prueba y el período funcional se definen de la siguiente manera.

Procedimiento de certificación

Por ejemplo, un procedimiento de certificación de acuerdo con el siguiente diagrama.

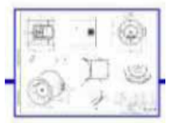
Fabricante Muestra de prueba			Prueba de fuego
Documentación		Documentación 	
	Informe de prueba		Informe de prueba
Inspección de muestra y recorrido interno de la fábrica			Tercer examen Premio certificado CE después de la primera inspección positiva
Verificación continua de los sitios de producción y fabricación			

Tabla 10.4. Procedimiento de certificación

10.2 Protección contra explosiones

Esta relación se puede ilustrar con el llamado "triángulo de explosión":

Fuente de ignición	Explosión	Sustancia inflamable en forma finamente distribuida

Tabla 10.5. Triángulo de explosión

Medidas de protección contra explosiones

La protección contra explosiones incluye todas las medidas tomadas para evitar riesgos debido a explosiones.

El principio de protección integrada contra explosiones de acuerdo con la Directiva 94/9 / CE del producto ATEX (ATEX 95) requiere que las medidas de protección contra explosiones se tomen en una secuencia específica, como se muestra a continuación.

- Evitar atmósferas explosivas

Medidas que evitan o limitan la formación de atmósferas potencialmente explosivas y peligrosas. Estas medidas deben tener prioridad sobre todas las demás.

Un enfoque también es, si es posible, reemplazar materiales inflamables con materiales no inflamables. Una posible medida es también la inertización, p. dentro del equipo, para evitar una atmósfera potencialmente explosiva mediante la eliminación de oxígeno.

- Evitar fuentes de ignición efectivas

Medidas que impiden la ignición de atmósferas potencialmente explosivas peligrosas. En este caso, un requisito importante es la correcta clasificación de las zonas para seleccionar el equipo con un nivel de seguridad adecuado.

- Protección contra explosiones por diseño

Medidas que limitan los efectos de una explosión a un nivel inofensivo. Podría tratarse, por ejemplo, de sistemas de supresión de explosiones en contenedores, que detectan el inicio de una explosión y la extinguen antes de que alcance proporciones peligrosas. Otros ejemplos son los apagallamas en conductos u otros equipos de alivio de las explosiones.

Grupos de equipos

No sería económico, y a veces también sería imposible, diseñar todos los equipos eléctricos protegidos contra explosiones para cumplir con los requisitos máximos, independientemente de la aplicación en cuestión. Por lo tanto, el equipo se clasifica en grupos, según las propiedades de las atmósferas potencialmente explosivas a las que están destinados.

Grupo de equipos	Equipo
I	Aparatos eléctricos para atmósferas potencialmente explosivas para la minería.
II	Aparatos eléctricos para todas las demás atmósferas potencialmente explosivas.

Tabla 10.8. Grupos de equipos

Categorías de equipos

Las categorías de equipos describen el alcance de la protección y el área de aplicación de los equipos (de conformidad con la Directiva ATEX 94/9 / CE). El equipo que es una fuente potencial de ignición y puede causar una explosión debe someterse a un análisis de riesgo de ignición.
Como resultado de esto, se deben implementar medidas que correspondan a los requisitos esenciales de seguridad, a fin de excluir un riesgo de ignición debido a este equipo.

Categorías de equipos Grupo I: Planta minera subterránea en riesgo debido a la humedad / polvo

Grupo de equipos	Categoría	Peligro de explosión	Grado de seguridad a garantizar
I	M1	Áreas en riesgo a largo plazo y permanentemente debido a la extinción de incendios (los polvos también se tienen en cuenta).	Un muy alto grado de seguridad. Seguro incluso cuando ocurren dos fallas independientes. Dos medidas de protección redundantes. Se debe garantizar la operación continua.
I	M2	Áreas que pueden estar en riesgo debido a la extinción de incendios (también se tienen en cuenta los polvos).	Un alto grado de seguridad. Debe ser posible apagar el equipo si se produce una atmósfera potencialmente explosiva.

Tabla 10.6. Grupo de equipos I - Categorías de equipos M1 + M2

Categorías de equipos Grupo II: Otras áreas Ex

Grupo de equipos	Categoría	Peligro de explosión	Grado de seguridad a garantizar
II	1 G	gases combustibles, vapores o neblinas	Un muy alto grado de seguridad. Seguro incluso cuando ocurren dos fallas independientes.
II	1 D	polvos combustibles	
II	2 G	gases combustibles, vapores o neblinas	Un alto grado de seguridad. Seguro incluso cuando ocurre una falla.
II	2 D	polvos combustibles	
II	3 G	gases combustibles, vapores o neblinas	Un grado normal de seguridad. Seguro en funcionamiento normal.
II	3 D	polvos combustibles	

Tabla 10.7. Grupo de equipamiento II - Categoría

El equipo en el Grupo de Equipo I se subdivide en dos categorías, el equipo en el Grupo de Equipo II se subdivide en tres categorías; cada uno con diferentes niveles de seguridad. Las medidas de protección requeridas dependen del nivel de seguridad respectivamente necesario.

El grupo de equipos I se subdivide en las categorías M1 y M2.

Ver tabla 10.8

El Grupo de equipamiento II se subdivide en las categorías 1, 2 y 3.

Ver tabla 10.9

Clasificación de zonas de acuerdo con ATEX

Las áreas sujetas a atmósferas potencialmente explosivas se subdividen en zonas, dependiendo de la frecuencia y duración de la aparición de atmósferas potencialmente explosivas peligrosas.

El operador de una planta debe evaluar si existe riesgo de explosión en un área y clasificar la zona en consecuencia.

- Zona 0

Un lugar en el que una atmósfera explosiva que consiste en una mezcla con aire de sustancias inflamables en forma de gas, vapor o neblina está presente continuamente o durante largos períodos o con frecuencia.

- Zona 1

Un lugar en el que hay una atmósfera explosiva que consiste en una mezcla con aire inflamable.
Es probable que ocasionalmente se produzcan sustancias en forma de gas, vapor o neblina durante el funcionamiento normal.

- Zona 2

Un lugar en el que una atmósfera explosiva que consiste en una mezcla con aire de sustancias inflamables en forma de gas, vapor o neblina no es probable que ocurra durante la operación normal, pero si ocurre, persistirá por un período corto.

- Zona 20

Un lugar en el que una atmósfera explosiva en forma de una nube de polvo combustible en el aire está presente continuamente, o por largos períodos o con frecuencia.

- Zona 21

Un lugar en el que es probable que se produzca una atmósfera explosiva en forma de una nube de polvo combustible en el aire durante el funcionamiento normal ocasionalmente.

- Zona 22

Un lugar en el que no es probable que se produzca una atmósfera explosiva en forma de una nube de polvo combustible en el aire durante el funcionamiento normal, pero si ocurre, persistirá solo por un período corto.
Ver tabla 10.10
Las reglas generales para los términos "continuamente, o por largos períodos o con frecuencia", "ocasionalmente" y "por un período corto" son:

- Continuamente, o durante largos períodos o con frecuencia: durante la mayor parte del tiempo, en relación con el tiempo efectivo de operación (> 50 [%]).
- Por un período corto: algunas veces al año por aprox. 30 minutos.
- Ocasionalmente: todo lo que no viene bajo el título de "largos períodos" o "con frecuencia".

Tipos de protección contra ignición

La ignición de una mezcla potencialmente explosiva por el equipo puede evitarse mediante diversos tipos de prevención de ignición. En áreas donde se debe tener en cuenta la presencia de atmósferas potencialmente explosivas, solo se puede usar equipo protegido contra explosiones. Esto puede diseñarse con diferentes tipos de protección contra ignición. Si es necesario, también se pueden usar combinaciones de diferentes tipos de protección contra ignición. Los tipos de protección contra ignición están estandarizados.
Todos los requisitos generales para el equipo se resumen en las normas.

- IEC 60079-0 (en Europa EN 60079-0) para gases y vapores
- IEC 61241-0 (en Europa EN 61241-0) para polvos
- EN 13463-1 para equipos no eléctricos.

Los estándares para los tipos de protección contra ignición pueden extender o revocar los requisitos.
Ver tabla 10.11

Materiales combustibles como mezcla con aire	Período de tiempo en que está presente la atmósfera peligrosa potencialmente explosiva		
	Continuamente, durante largos períodos o con frecuencia (> 1,000 [horas / año]) *	Ocasionalmente (10 - 1,000 [horas / año]) *	Nunca o brevemente (<10 [horas / año]) *
Gases, vapores, neblinas	Zona 0	Zona 1	Zona 2
Polvos	Zona 20	Zona 21	Zona 22

* Los períodos especificados no son valores guía estandarizados y solo sirven para proporcionar una referencia básica.

Tabla 10.9. Clasificación de zonas de acuerdo con ATEX

Tipo de protección contra ignición	Nombre	Descripción / comentarios	Estándar NUEVO (IEC/EN)	Estándar viejo
Provisiones generales	-	-	IEC 60079-0, EN 60079-0	EN 50014
Protección por el recinto antideflagrante "d"	Ex d	Las piezas que pueden encenderse en una atmósfera potencialmente explosiva están encerradas en una carcasa. Esto puede soportar la presión de una explosión interna de una mezcla potencialmente explosiva, evitando que la explosión se propague a la atmósfera que rodea la carcasa.		
Encapsulado purgado / presurizado	Ex p	La formación de una atmósfera potencialmente explosiva dentro de un recinto se evita mediante el uso de un gas de protección contra ignición. Esto mantiene una sobrepresión interna en comparación con la atmósfera circundante. Si es necesario, el interior del recinto se suministra permanentemente con este gas de protección contra ignición, de modo que las mezclas de gases inflamables se diluyan. px = Aplicación en la zona 1, 2 py = Aplicación en la zona 1, 2 pz = Aplicación en la zona 2	IEC 60079-2, EN 60079-2	EN 50016
Relleno de polvo	Ex q	La carcasa del equipo eléctrico está llena de un relleno de grano fino. Durante la operación correcta, esto evita que la atmósfera potencialmente explosiva a su alrededor se encienda por un arco que se origina en la carcasa. No se puede producir ignición debido a llamas ni ignición debido a las altas temperaturas de la superficie de la carcasa.	IEC 60079-5, EN 60079-5	EN 50017
Inmersión en aceite	Ex o	Los equipos eléctricos o partes de equipos eléctricos están sumergidos en un fluido protector (por ejemplo, aceite) para que no se pueda encender una atmósfera potencialmente explosiva sobre la superficie o fuera del recinto.	IEC 60079-6, EN 60079-6	EN 50015
Mayor seguridad	Ex e	Aquí se toman medidas adicionales para aumentar el grado de seguridad cuando se evita la posibilidad de temperaturas inadmisiblemente altas y la generación de chispas y arcos en partes internas o externas de equipos eléctricos, que generalmente no ocurren durante el funcionamiento normal de dichos equipos.	IEC 60079-7, EN 60079-7	EN 50019

Tabla 10.10. Tipos de protección contra ignición para aparatos eléctricos en atmósferas potencialmente explosivas

Clase de temperatura	La temperatura superficial más alta permitida del equipo	Temperatura de ignición de los materiales inflamables
T1	450 [°C]	> 450 [°C]
T2	300 [°C]	> 300 [°C] to < 450 [°C]
T3	200 [°C]	> 200 [°C] to < 300 [°C]
T4	135 [°C]	> 135 [°C] to < 200 [°C]
T5	100 [°C]	> 100 [°C] to < 135 [°C]
T6	85 [°C]	> 85 [°C] to < 100 [°C]

Tabla 10.11. Temperatura de ignición y clases de temperatura

	Directiva 1999/92/EC (ATEX 137)		Directiva 94/9/EC (ATEX 95)
Atmósfera explosiva	Clasificación de zonas	Atmósfera explosiva presente	Requerimiento de equipo (categoría)
Gas	Zona 0	Continuamente, durante largos períodos o con frecuencia	1G
	Zona 1	Ocasionalmente	2G o 1G
	Zona 2	Nunca, rara vez o brevemente	3G o 2G o 1G
Polvo	Zona 20	Continuamente, durante largos períodos o con frecuencia	1D
	Zona 21	Ocasionalmente	2D o 1D
	Zona 22 Polvo conductor Polvo no conductor	Nunca, rara vez o brevemente	2D o 1D 3D o 2D o 1D

G = Gases, vapores, niebla
D = Polvo

Tabla 10.11. Criterios de selección de acuerdo con ATEX 95 y 137

Temperaturas de ignición y clases de temperatura

En una atmósfera potencialmente explosiva, la ignición debido al calor puede resultar de equipos con altas temperaturas de superficie.

La temperatura de ignición de un gas, vapor o polvo combustible es la temperatura más baja de una superficie calentada en la que se produce la ignición del gas / aire o de la mezcla de vapor / aire. En efecto, muestra el valor más bajo de temperatura a la que una superficie caliente puede afectar la correspondiente atmósfera potencialmente explosiva

Ver tabla 10.12

Criterios de selección del equipo y los sistemas de protección

En todas las áreas donde pueda haber atmósferas potencialmente explosivas, los equipos y sistemas de protección deben seleccionarse utilizando las categorías de acuerdo con la Directiva 94/9 / CE (ATEX 95). La conexión entre la categoría según la Directiva 94/9 / CE con respecto a la zona de acuerdo con la Directiva 1999/92 / CE (ATEX 137) se muestra en el Anexo II de la Directiva 1999/92 / CE.

Ver tabla 10.13

En particular, en estas zonas, se deben usar las siguientes categorías de equipos, siempre que sean adecuadas para gases, vapores, nieblas y / o polvos (ver Tabla 14):

- en la Zona 0 o Zona 20: Equipo de Categoría 1
- en Zona 1 o Zona 21: Equipo de Categoría 1 o Categoría 2
- en Zona 2 o Zona 22: Equipo de Categoría 1, Categoría 2 o Categoría 3

Ver tabla 10.13

Marcado de acuerdo con ATEX

Además de la información normal (fabricante, tipo, número de serie, datos eléctricos), los datos relativos a la protección contra la explosión deben incorporarse en el marcado. En cada equipo, de acuerdo con la Directiva ATEX 94/9/CE, se debe aplicar un marcado claro de acuerdo con las especificaciones mínimas descritas en el Anexo II No. 1.05, así como las marcas estipuladas para el tipo de protección contra la ignición en la norma correspondiente.

El marcado CE en el equipo confirma el cumplimiento de todas las directivas de la UE aplicables para el equipo.

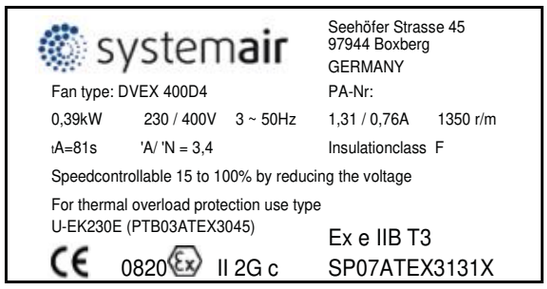


Fig. 10.2. Marcado de acuerdo con ATEX

	Clases de temperatura					
Grupo de explosión	T1 (450 [°C])	T2 (300 [°C])	T3 (200 [°C])	T4 (135 [°C])	T5 (100 [°C])	T6 (85 [°C])
IIA	Acetona (540 [°C]) Amoníaco (630 [°C]) Benceno (555 [°C]) Etano (515 [°C]) Acetato de etilo (460 [°C]) Ácido acético (485 [°C]) Monóxido de carbono (605 [°C]) Metanol (455 [°C]) Propano (470 [°C]) Tolueno (535 [°C])	1,2 Dicloroetano (440 [°C]) Cyclohexanone (430 [°C]) Acetato de 1-amilo (380 [°C]) Butano (365 [°C]) Butan-1-ol (340 [°C])	Bencina (220 - 300 [°C]) Diésel (220 - 300 [°C]) Combustible de aviones (220 - 300 [°C]) Aceite de calefacción (220 - 300 [°C]) Hexano (240 [°C])	Acetaldehído (140 °C)		
IIB	Gas de alumbrado (560 [°C])	Etanol (425 [°C]) Etileno (425 [°C]) Óxido de etileno (440 [°C])	Etilenglicol (335 [°C]) Sulfuro de hidrógeno (270 [°C])	Éter etílico (180 [°C])		
IIC	Hidrógeno (560 [°C])	Acetileno (305 [°C])				Disulfuro de carbono (95 [°C])

Tabla 10.12. Temperaturas de ignición y clases de temperatura de gases y humos inflamables.

10.3 Protección contra explosiones– protección contra gases agresivos

¿Qué son los medios agresivos?

Contaminantes gaseosos inorgánicos

- Óxidos de azufre SOX
- Óxidos de nitrógeno NOX
- Amoniaco NH_3
- Sulfuro de hidrógeno H_2S
- Halógenos HCl, HF, HBr, HJ
- Gases de combustión
- Ácidos
- Álcalis

- **Contaminantes gaseosos orgánicos, hidrocarburos**
- Aceites minerales y vegetales
- Ácidos orgánicos
- Álcalis orgánicos
- Disolventes / VOC, sustancias orgánicas volátiles
- Olores, sustancias orgánicas de olor desagradable
- Dioxinas / furanos
- PAN / PCB, hidrocarburos aromáticos policíclicos, cancerígenos
- Halones, hidrocarburos halogenados

Abreviatura	resistencia química general a la resistencia a	temperaturas permitidas	sin resistencia a no resistente a
Aceros de alta calidad			
	lista de resistencia de los fabricantes		
* 1.4101	así como 1.4105		
* 1.4305	así como 1.4301, 1.4303	(-) 20 [° C] a +400 [° C] y superior	ver valores empíricos del fabricante
* 1.4401	así como 1.4404, 1.4408, 1.4409		
* 1.4571	así como 1.4581		
Plásticos			
PVC PVDF	ácidos, álcalis, alcohol, hidrocarburos alifáticos, soluciones salinas, aceites minerales y vegetales.	0 [°C] a + 60 [°C] (-) 20 [°C] a +100 [°C]	hidrocarburos aromáticos y clorados, ésteres y cetonas
	Construcción de aparatos, tanques y conductos.	0 [°C] a 60 [°C]	
PA	aceites minerales y vegetales, grasas, ceras, combustibles, álcalis débiles, hidrocarburos alifáticos y aromáticos	0 [°C] a +100 [°C]	ácidos concentrados, oxidantes, cloro gaseoso, hipoclorito de sodio (blanqueador), ozono, peróxido de hidrógeno, fenoles
PP-PP-FR (PPs)	soluciones acuosas de ácidos, álcalis y sales, gran número de disolventes orgánicos débiles experiencias positivas en la ingeniería de ventiladores y sistemas	0 [°C] a +100 [°C]	no concentrado resistente a los rayos UV, ácidos oxidantes, halógenos
PE PE-FR (PE's)	soluciones acuosas de ácidos, álcalis y sales, gran número de disolventes orgánicos débiles	0 [°C] a +100 [°C]	concentrados, ácidos oxidantes, halógenos
	experiencias positivas en la construcción de aire acondicionado y ductos	(-) 20 [°C] a + 60 [°C]	
GRP- CFRP	ácidos débiles, álcalis débiles, alcohol, benceno, bencina, aceites y disolventes	0 [°C] a +110 [°C]	ácidos fuertes, álcalis fuertes, amoníaco, acetona, ésteres y cetonas.
PPS	ácidos minerales diluidos, álcalis, hidrocarburos alifáticos y aromáticos, aceites y grasas, vapor de agua caliente, resistente a la hidrólisis	0 [°C] a +200 [°C]	no concentrado resistente a los rayos UV, ácidos oxidantes, halógenos
	Experiencias positivas en la construcción de ventiladores y sistemas.		
PEEK	a la mayoría de los productos químicos	0 [°C] a +250 [°C]	ácido sulfúrico concentrado, ácido nítrico y algunos hidrocarburos halogenados

Tabla 10.13. Extracto: protección contra medios agresivos

Protección contra medios agresivos

Todos los datos proporcionados en las tablas de resistencia se basan en la experiencia industrial y los datos proporcionados por los fabricantes de materiales.

La temperatura de referencia para cada resistencia química dada es siempre la temperatura ambiente. En caso de temperaturas más altas, debe tenerse en cuenta una reducción de la resistencia relacionada con el calor para los plásticos y elastómeros.

Ver tabla 10.15

Explicación de las descripciones breves de los materiales

Las abreviaturas para plásticos se relacionan principalmente con el respectivo polímero base. Las letras mayúsculas utilizadas están estandarizadas en DIN EN ISO 1043-1 y DIN ISO 1629 (Cauchos). Las abreviaturas facilitan la escritura de los nombres químicos de los plásticos de acuerdo con las regulaciones de la IUPAC. Para la identificación de propiedades particulares dentro de una clase de plásticos, se pueden agregar más letras después del guión.

Abreviaturas de plásticos

- PVC, Policloruro de vinilo
- PVDF, fluoruro de polivinilideno
- PA, poliamida
- PE, polietileno
- PE-FR, polietileno, baja inflamabilidad según DIN 4102 B1
- PP, polipropileno
- PP-FR, polipropileno, con baja inflamabilidad según DIN 4102 B1
- PPS, sulfuro de polifenileno
- GRP, plástico reforzado con fibra de vidrio
- CFRP, plástico reforzado con fibra de carbono
- PEEK, polieteretercetona
- ... - el, termoplásticos conductores de electricidad con una resistencia superficial <109 [Ohm] según DIN EN 13463-1

Áreas de aplicación con requisitos especiales para transportar gases agresivos

Área de aplicación

Protección contra las sustancias nocivas: Las sustancias nocivas que se producen durante el trabajo o los procesos de fabricación se tratan directamente utilizando sistemas de extracción especialmente diseñados (ventiladores) y unidades de filtro especiales, a fin de cumplir los requisitos de aprobación y las especificaciones de inmisión.
Estos requisitos deben ser cumplidos por las siguientes tecnologías y sistemas.

- Plantas de tratamiento de residuos y compostaje
- Sistemas de control de emisiones
- Tecnología agrícola
- Plantas de biogás
- Industria química y farmacéutica
- Equipo de extracción de polvo para partículas agresivas y polvo
- Plantas de galvanizado
- Equipo de laboratorio
- Tecnología Medica
- Tecnología de sala blanca
- Tecnología de secado
- Proceso tecnológico

Reglamento

TA - Luft (Instrucciones técnicas alemanas sobre control de calidad del aire)

Estas instrucciones técnicas sirven para proteger al público en general y al vecindario contra los efectos nocivos de los contaminantes atmosféricos en el medio ambiente y para tomar precauciones contra los efectos nocivos de los contaminantes atmosféricos en el medio ambiente a fin de lograr un alto nivel de protección para el medio ambiente.
TA Luft está destinado a ser utilizado por las autoridades de aprobación de los sistemas industriales y comerciales que requieren aprobación y es vinculante para ellos. Sobre la base de los requisitos generales de TA Luft, las autoridades pertinentes elaboran los requisitos apropiados, que el operador de la planta debe cumplir. Las plantas viejas existentes también deben alcanzar el estado de la técnica dentro de un cierto período de transición y reducir las emisiones contaminantes.

Requisitos de admisión

TA Luft estipula que las sustancias nocivas (inmisiones) transportadas por el aire, como resultado de la licencia de la planta, no deben exceder los límites que podrían causar daños, por ejemplo, valores de inmisiones para:

- Precipitación de polvo: 0.35 [g / m3] anualmente
- Dióxido de azufre: 20 [µg / m^3] (anualmente y desde el 1 de octubre hasta el 31 de marzo)
- Óxidos nitrosos (administrados como dióxido de nitrógeno): 30 [µg / m^3] (anualmente)
- Fluoruro de hidrógeno y fluoruros inorgánicos gaseosos (administrados como flúor): 0,4 [µg / m^3] (anualmente)

Requisitos de emisiones

TA Luft incluye requisitos generales de emisiones para contaminantes atmosféricos particulares, por ejemplo:

- Polvo total, incluidas las partículas
- Sustancias inorgánicas similares al polvo
- Sustancias inorgánicas gaseosas
- Sustancias orgánicas
- Sustancias cancerígenas, mutagénicas o tóxicas para la reproducción, así como sustancias orgánicas persistentes, altamente acumulativas y altamente tóxicas.
- Sustancias de olor fuerte
- Sustancias nocivas para el suelo Además de los requisitos generales sobre emisiones, se establecen requisitos específicos para determinados tipos de plantas:
- Generación de calor, minería, industria energética
- La industria de la piedra y la tierra, el vidrio, la cerámica, los materiales de construcción
- Acero, hierro y otros metales, incluida la elaboración
- Productos químicos, productos medicinales, refinado y procesamiento de aceites minerales
- Tratamiento de superficies con sustancias orgánicas (por ejemplo, impresión, pintura/revestimiento)
- Producción de láminas de plástico y otro procesamiento de resinas y plásticos.
- Pulpa de madera
- Productos alimenticios, alimentos de lujo, alimentos para animales, así como productos agrícolas.
- Reutilización y eliminación de residuos y otras sustancias.
- Almacenamiento, carga y descarga de sustancias y preparados.

Los requisitos de emisiones más estrictos y la tecnología avanzada adecuada se documentan sobre todo en los documentos de referencia (documentos de referencia BAT, conclusiones BAT). Estos son publicados por la Comisión Europea. Los Estados miembros europeos deben garantizar que las plantas en cuestión alcancen los valores de emisiones indicados en los mismos cuatro años después de la publicación de las conclusiones sobre las MTD. Esto solo se aplica a algunas de las plantas reguladas por TA Luft: plantas más grandes y particularmente relevantes para el medio ambiente, cuya aprobación y control están regulados en los Estados miembros de la UE por las pautas de emisiones de la industria.

Otras leyes, pautas y estándares:

Ley Federal de Control de la Contaminación (BImSchG, versión revisada 17/05/2013)

Directiva de emisiones industriales 2010/75 / UE de fecha 24/11/2010

DIN 277 - T1, 2	Zonas y volúmenes de edificios
DIN 1946 - T7	Instalaciones de aire acondicionado en laboratorios
DIN 4102	Comportamiento del fuego de los materiales de construcción

DIN EN ISO 12100

2011	Seguridad de las máquinas: principios generales para la evaluación de riesgos de diseño y la reducción de riesgos
DIN EN 12792	Ventilación de edificios
DIN 12924	Campanas de humos para equipos de laboratorio
DIN 12925	Armarios de equipos de laboratorio
DIN EN 13779	Aplicación práctica: ventilación de edificios no residenciales.
EN 14175	Requisitos para campanas de laboratorio
DIN EN 15252	Aplicación práctica - Ventilación de edificios no residenciales.
DIN EN 15423	Ventilación de edificios: protección contra incendios en sistemas de ventilación.
VDMA 24 167	Ventiladores - requisitos de seguridad
VDMA 24 169	Medidas constructivas de protección contra explosiones para ventiladores
DIN 24194 - T2	Clases de estanqueidad de los sistemas de conductos de aire.
Guía 94/9/EG	Equipos para uso en atmósferas potencialmente explosivas.

11. Fórmulas

Ecuación No..	Nombre	Ecuación			Pág.
3.1.1-01	Ecuación de gas	$\rho = p_1 / (R \cdot T)$		$[\, p_1 = p_a - p_s \,]$	13
3.1.2-01	Densidad del aire en función de la temperatura.	$\rho_1/\rho_2 = T_2/T_1$	$\rho_1 = \rho_2 \cdot (T_2/T_1)$	Índice 1: 20[°C] Índice 2: XX[°C]	13
3.1.2-02	Efecto de la temperatura sobre el aumento de presión	$\Delta p_{t1} / \Delta p_{t2} = \rho_1/\rho_2 = T_2 / T_1$			13
3.1.2-03	Efecto de la temperatura en la potencia de accionamiento	$P_{w1} / P_{w2} = \rho_1/\rho_2 = T_2 / T_1$			13
3.1.2-04	La fórmula de la altitud	$p_H = p_a \cdot e^{(-Ha/7990)}$			13
3.2.1-01	Variante de presión de la ecuación de Bernoulli con componente de presión geodésica	$\rho/2 \cdot c^2 + P_s + \rho \cdot g \cdot H_a = \text{constante}$			14
3.2.1-02	Variante de presión de la ecuación de Bernoulli	$\rho/2 \cdot c^2 + P_s = P_d + P_s = P_{total}$			14
3.3.1-01	Ecuación de continuidad	$m = \rho \cdot c \cdot A = \text{constante}$			14
3.3.1-02	Ecuación de continuidad	$m = \rho \cdot c_1 \cdot A_1 = \rho \cdot c_2 \cdot A_2$;		$c_2 = c_1 \cdot (A_1/ A_2)$	14
3.4.2-01	Presión dinámica	$p_{d1} = \rho/2 \cdot c^2$			14
3.4.3-01	Presión total	$p_t = p_s + p_d$			14
3.5-01	Pérdida de presión de conductos redondos	$\Delta p_v = \lambda \cdot (l / d) \cdot p_d$			15
3.5-02	Pérdida de presión de los conductos de cualquier sección transversal	$\Delta p_v = \lambda \cdot (l / d_h) \cdot p_d$			15
3.5-03	Diámetro hidráulico de cualquier sección transversal	$d_h = 4 \cdot (A / U)$			15
3.5-04	Pérdida de presión de conductos rectangulares.	$\Delta p_v = \lambda \cdot (l \cdot (a+b) / 2 \cdot a \cdot b) \cdot p_d$			15
3.5-05	Diámetro hidráulico de conductos rectangulares	$d_h = 2 \cdot a \cdot b / (a + b)$			15

Ecuación No	Nombre	Ecuación	Pag.
3.5-06	Caída de presión de los conductos anulares.	$\Delta p_v = \lambda \cdot (l / (d_2 - d_1)) \cdot p_d$	15
3.5-07	Pressure loss in molded parts	$\Delta p_v = \zeta \cdot \rho/2 \cdot c^2 = \zeta \cdot p_d$	16
3.5-08	Pérdida de presión causada por una expansión transversal repentina (pérdida de choque)	$\Delta p_v = \zeta \cdot \rho/2 \cdot (c_1 - c_2)^2$	16
3.5-09	Recuperación de presión estática	$\Delta p_{st} = (p_{d1} - p_{d2}) \cdot \eta_{Diff.}$	16
3.6-01	Curva del sistema	$\Delta p_t = f(V^2)$	16
4.2-01	Presión sonora	$L = 20 \cdot lg(p/p_o)$	19
4.2-02	Longitud de la onda de sonido	$\lambda = c/f$	19
4.2-03	Potencia de sonido	$W = \int p^2 ds / \rho c$	19
4.2-04	Potencia de sonido	$L_w = 10 \cdot lg(W/W_o)$	19
4.6-01	Potencia de sonido	$L_w = L_\Sigma + 50 \cdot lg(u_2) + 20 \cdot lg(D_2)$	21
4.6-02	Potencia de sonido	$L_w = L_{1\Sigma} + 10 \cdot lg(V) + 20 \cdot lg(P_V)$	21
4.9-01	Cálculo del nivel de presión acústica	$L_{pA} = L_{wA} + 10 \cdot lg \left[\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{A_{eqv}} \right]$	24
4.9-02	Cálculo de reverberación	$T = 0{,}163 \cdot \underline{V / A_{eqv}}$	24
4.9-03	Cálculo del área de absorción equivalente A_{eqv}	$A_{eqv} = \alpha_1 \cdot S_1 + \alpha_2 \cdot S_2 + \ldots + \alpha_n + S_n$	25
6.2.1-01	Instalación de pérdida de presión	$\Delta p_{syst} = \zeta_{syst} \cdot p_d$	39
6.2.1-02	Poder en el eje	$P_w = (V \cdot p_t)/\eta$	42

Ecuación No	Nombre	Ecuación	Pág.
6.2.1-03	Pérdidas de conversión en el difusor	$U_v = p_{d1} - p_{d2} - p_s$	42
6.2.1-04	Presión total del sistema ventilador-difusor	$p_t = p_s + p_{d2} + U_v$	42
6.2.1-05	Ahorro de energía	$P_{WE} = 100 \cdot (P_{WoD} - P_{WmD})/P_{WoD}$	42
6.3-01	Leyes de similitud para el volumen	$V_1/V_2 = (n_1/n_2) \cdot (d_1/d_2)^3$	43
6.3-02	Ley de similitud de presión	$\Delta p_1/\Delta p_2 = (n_1/n_2)^2 \cdot (d_1/d_2)^2$	43
6.3-03	Ley de similitud para el poder	$P_{w1}/P_{w2} = (n_1/n_2)^3 \cdot (d_1/d_2)^5$	43
6.3-04	Leyes de proporcionalidad por volumen	$V_1/V_2 = (n_1/n_2)$	43
6.3-05	Proportionality law for pressure	$\Delta p_1/\Delta p_2 = (n_1/n_2)^2 = (V_1/V_2)^2$	43
6.3-06	Ley de proporcionalidad para el poder	$P_{w1}/P_{w2} = (n_1/n_2)^3 = (V_1/V_2)^3$	43
6.3-07	Leyes de afinidad por volumen	$V_1/V_2 = (d_1/d_2)^3$	43
6.3-08	Ley de afinidad por presión	$\Delta p_1/\Delta p_2 = (d_1/d_2)^2$	43
6.3-09	Ley de afinidad para la energía	$P_{w1}/P_{w2} = (d_1/d_2)^5$	43
6.4-01	Eficiencia del ventilador	$\eta = (\Delta p_t \cdot V)/P_w$	44
6.4-02	Números característicos adimensionales, rango de presión	$\Psi = \Delta p_t / (\rho/2 \cdot u_2^2)$	44
6.4-03	Característica adimensional	$\varphi = V / (u_2 \cdot (\pi \cdot d_2 \quad /4))$	44
6.4-04	Números característicos adimensionales, rango de rendimiento	$\lambda = \varphi \cdot \psi / \eta$	44

Ecuación No	Nombre	Ecuación		Pág.
6.4-05	Números característicos adimensionales, rango de diámetro	$\delta = \psi_{1/4} / \varphi_{1/2}$		44
6.4-06	Números característicos adimensionales, rango de velocidad	$\sigma = \varphi_{1/2} / \psi_{3/4}$		44
6.4-07	Números característicos adimensionales, rango del acelerador	$\tau = \varphi_2 / \psi$		44
6.6.0-00	Montaje A, B	$\Delta p_t = \Delta p_{s1} + p_{d2}$		45
6.6.0-00	Montaje C	$\Delta p_t = \Delta p_s + p_{d2} - p_{d1}$		45
6.6.0-00	Montaje D	$\Delta p_t = \Delta p_s$		45
6.9-01	Presión total	$\Delta p_t = p_{t2} - p_{t1} = p_{s2} + p_{d2} - (p_{s1} + p_{d1})$		51
8.1-01	La entrada de energía eléctrica P1 al motor	$\eta_M = P_2 / P_1$		61
8.1-02	La entrada de energía eléctrica P1 al motor	$P_1 = U \cdot I \cdot \cos\varphi \cdot \sqrt{3}$	[para motores trifásicos]	61
8.1-03	La entrada de energía eléctrica P1 al motor	$P_1 = U \cdot I \cdot \cos\varphi$	[para motores monofásicos]	61
8.1-04	Pérdidas	$W = P_1 - P_2$		61
8.1-05	Eficiencia del impulsor	$\eta_L = P_{air} / P_2 \cdot 100\ [\%]$		62
8.1-06	Eficiencia del ventilador	$\eta_V = P_{air} / P_1 \cdot 100\ [\%]$		62
8.1-07	Eficiencia del ventilador	$\eta_V = \eta_M \cdot \eta_L\ [\%]$		62
8.1-08	Tiempo de inicio	$t_A = J \cdot \omega / M_{dyn}$		62
8.1-09	Par dinámico	$M_{dyn} = 0{,}45 \cdot (M_s + M_{max}) - 0{,}33 \cdot M_l$		62

Ecuación No	Nombre	Ecuación	Pág.
8.1-10	Momento de inercia de masa reducido	$J_{red} = J_M + (n_V/n_M)_2 \cdot J_V$	62
8.2-01	Velocidad rotacional	$n = \frac{f \cdot 60}{P}$	63

12. Fuentes

Prof. Dipl. Ing. Willi Bohl , Vogelbuchverlag, Würzburg
Prof. Dr. E.Y. Yudin, Russland
Herr Thomas Lechner; Dr. Edwin Becker, Prüftechnik GmbH, Ismaning
Dipl. Ing. Walter Wagner, Vogelbuchverlag, Würzburg
Josef Lexis , Gentner Verlag, Stuttgart
Dr. A.G. Korovkin, Russland
Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Elmendorf, Vogelbuchverlag, Würzburg

Systemair · Marzo de 2019 · E2029

systemair

www.systemair.com