



Desarrollo de una Herramienta de Cálculo para el Diseño y Valoración de Redes de Ventilación mediante el Método Hardy Cross

Juliana Vélez Mesa

Proyecto de Prácticas para optar al título de Ingeniera Mecánica otorgado por la UdeA

Asesor Interno

Ricardo Moreno Sánchez, PhD en Mecatrónica

Asesor Externo

Luis Felipe Gómez Gómez, Ingeniero Mecánico

Universidad de Antioquia

Facultad de Ingeniería

Ingeniería Mecánica

Medellín, Antioquia, Colombia

2024

Cita

(Vélez Mesa, 2024)

Referencia

Vélez Mesa, J (2024). “*Desarrollo de una Herramienta de Cálculo para el Diseño y Valoración de Redes de Ventilación mediante el Método Hardy Cross*” [Proyecto de Prácticas]. Universidad de Antioquia, Medellín, Colombia.

Estilo APA 7 (2020)



Centro de Documentación de Ingeniería (CENDOI)

Repositorio Institucional: <http://bibliotecadigital.udea.edu.co>

Universidad de Antioquia - www.udea.edu.co

El contenido de esta obra corresponde al derecho de expresión de los autores y no compromete el pensamiento institucional de la Universidad de Antioquia ni desata su responsabilidad frente a terceros. Los autores asumen la responsabilidad por los derechos de autor y conexos.

Tabla de contenido

Resumen	6
Abstract	7
Introducción	8
1. Planteamiento del problema	10
1.1 Antecedentes	10
2. Objetivos	13
2.1 Objetivo general	13
2.2 Objetivos específicos.....	13
3. Marco Teórico	14
3.1 Sistemas de Ventilación	14
3.2 Distribución del aire	15
3.3 Consideraciones	18
3.4 Pérdidas	18
3.4.1 Presión.....	18
3.4.2 Cálculo de pérdidas.....	19
3.4.2.1 Coeficiente de pérdida.....	21
3.4.2.2 Número de Reynolds.....	24
3.4.2.3 Diámetro hidráulico.....	25
3.4.2.4 Velocidad de diseño	26
3.4.3 Pérdidas primarias y secundarias	27
3.4.4 Sistemas de extracción.....	29
3.5 Análisis de redes de ventilación	32
3.5.1 Resistencia	32

Desarrollo de una Herramienta de Cálculo para el Diseño y Valoración de Redes de Ventilación mediante el Método Hardy Cross 2

3.5.2 Método de Resistencias Equivalentes	33
3.5.3 Método Hardy-Cross.....	35
4. Metodología.....	37
5. Resultados y Discusión	40
5.1 Etapa 1: Contextualización.....	40
5.2 Etapa 2: Desarrollo y Programación del Modelo de Cálculo	41
5.3 Etapa 3: Simulaciones en CFD.....	50
5.3.1 Preparación de las Simulaciones.....	50
5.3.2 Simulación de Dámper Circular y Rectangular	54
5.3.3 Simulación de Campanas	60
5. Conclusiones	63
6. Recomendaciones	64
Referencias	65
Anexos.....	68

Lista de tablas

Tabla I Rugosidad absoluta en ductos.....	22
Tabla II Velocidades de diseño en ductos.....	26
Tabla III Caudal para diferentes tipos de campana	30
Tabla IV Velocidad de captación en campanas	31
Tabla V K para campanas	32
Tabla VI Ecuaciones del modelo	41
Tabla VII Parámetros de operación	44
Tabla VIII Especificaciones de los accesorios	45
Tabla IX Resultados de la iteración	50
Tabla X Parámetros de Calidad de las Mallas.....	54
Tabla XI Datos de referencia para dámper	55
Tabla XII Datos de referencia para dámper	60

Lista de figuras

Figura 1 Ventilación Natural.....	15
Figura 2 Ventilación con Entrada Inducida, - Extracción Mecánica	16
Figura 3 Ventilación con Entrada Mecánica - Extracción Forzada.	17
Figura 4 Ventilación con Entrada Mecánica - Extracción mecánica	17
Figura 5 Pérdida de carga en régimen laminar y turbulento.	20
Figura 6 Moody Chart.....	23
Figura 7 Carta de factores de fricción	24
Figura 8 Sistema "Tapped" de ductos.	28
Figura 9 Sistema "Plenum" de ductos.....	28
Figura 10 Circuito en serie.....	34
Figura 11 Circuito en paralelo.....	35
Figura 12 Dependencia de las ecuaciones.....	42
Figura 13 Flujograma para la estimación del caudal	43
Figura 14 Diagramas de algunos accesorios proporcionados por ASHRAE Fitting Database.....	47
Figura 15 Ejemplo Hardy Cross.....	48
Figura 16 Primera iteración.....	49
Figura 17 Diagramas de dámper mariposa.....	51
Figura 18 Modelos CAD de dámper y campanas	51
Figura 19 Volumen de control para Dámper Circular y Campana con Pestaña	52
Figura 20 Definición de condiciones de frontera.....	53
Figura 21 Mallado del Volumen de Control de un Dámper Circular	53
Figura 22 Perfil de velocidad para dámper circular	56
Figura 23 Presión dinámica para dámper circular.....	57

Desarrollo de una Herramienta de Cálculo para el Diseño y Valoración de Redes de Ventilación mediante el Método Hardy Cross 5

Figura 24 Presión estática para dámper circular	57
Figura 25 Presión total para dámper circular	58
Figura 26 Perfil de velocidad para dámper rectangular	58
Figura 27 Presión dinámica para dámper rectangular	59
Figura 28 Presión estática para dámper rectangular	59
Figura 29 Presión total para dámper rectangular	60
Figura 30 Perfil de velocidad para campanas	61
Figura 31 Presión dinámica para campanas	61
Figura 32 Presión estática para campanas.....	62
Figura 33 Presión total para campanas.....	62

Resumen

El diseño de redes de ventilación complejas plantea un desafío debido a la laboriosidad e imprecisión inherentes a las técnicas analíticas convencionales, así como al uso de gráficos y tablas presentes en manuales de diseño. Bajo la premisa de flujo incompresible, la estimación precisa del flujo de aire incide directamente en la velocidad del sistema, permitiendo la determinación del factor de fricción en los conductos mediante la ecuación de Colebrook White en flujo completamente desarrollado, las pérdidas de presión a través de la ecuación de Darcy Weisbach, y la resistencia en los conductos mediante la Ley del Cuadrado.

Se desarrolló una herramienta de cálculo en Excel que permite la estimación del caudal para el análisis de redes con múltiples ductos. Esta herramienta incorpora los parámetros de 53 configuraciones de accesorios, lo que agiliza el proceso de diseño. La metodología adoptada implica la definición de circuitos con base en las Leyes de Kirchoff, implementadas mediante el método iterativo de Hardy Cross. Esta aproximación iterativa optimiza los resultados y mejora la precisión en la estimación del flujo en sistemas complejos de ventilación. Como complemento a esta herramienta de cálculo, se ha llevado a cabo un análisis mediante Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) del flujo en dos configuraciones de campanas y dos configuraciones de dámper tipo mariposa, cada una con distintos grados de apertura.

Palabras clave: Ventilación Industrial, Pérdidas de presión, Caudal, Accesorios, Método Hardy Cross

Abstract

The design of complex ventilation systems involves significant challenges due to the laboriousness and inherent imprecision of conventional analytical techniques, as well as the use of graphics and tables found in design manuals. Operating under the premise of incompressible flow, the accurate estimation of airflow directly influences system velocity, enabling the determination of friction factors in ducts using the Colebrook White equation in fully developed flow, pressure losses through the Darcy-Weisbach equation, and duct resistance through the Square Law.

An Excel calculation tool was developed to facilitate airflow estimation for the analysis of networks with multiple ducts. This tool incorporates parameters for 53 accessory configurations, streamlining the design process. The adopted methodology involves defining circuits based on Kirchhoff's Laws, implemented through the iterative Hardy Cross method. This iterative approach optimizes results and enhances accuracy in estimating flow in complex ventilation systems. As a complement to this calculation tool, a Computational Fluid Dynamics (CFD) analysis of airflow was conducted for two hood configurations and two butterfly damper configurations, each with varying degrees of openness.

Keywords: Industrial Ventilation, Pressure losses, Flow, Fittings, Hardy Cross Method

Introducción

En diversos entornos industriales, los sistemas de ventilación facilitan la circulación de aire asegurando la eliminación efectiva de contaminantes y partículas indeseables, e influyen en el control de la temperatura ambiente, la reducción de olores y la eliminación de productos químicos volátiles. Según Goodfellow y Tähti (2001), en ambientes industriales la tasa de emisión de contaminantes puede ser de 10 a 100 veces mayor que en entornos no industriales, pero para muchos contaminantes se puede conseguir que la calidad del aire en el interior se sostenga en niveles aceptables. En este sentido, la optimización de los sistemas de ventilación toma importancia no solo para cumplir con las normativas y regulaciones ambientales, sino también para garantizar la seguridad de los trabajadores y la integridad de los procesos industriales.

Para abordar la complejidad de los sistemas de ventilación que las empresas pueden plantear como un equipo de ingeniería, se requiere un enfoque técnico-analítico que comprenda la interacción de diversos componentes del sistema, como ductos, ramales y accesorios. En este contexto, el análisis de sistemas por circuitos es un método útil para simplificar el proceso de diseño y valoración. Este método se asemeja a la simplificación de componentes individuales en circuitos eléctricos, donde se representan como resistencias en una red, que permiten acercarse iterativamente a un valor óptimo de caudal Q para cada ducto bajo las leyes de Kirchhoff. Este enfoque es aplicable asumiendo un flujo incompresible, de baja presión y turbulento, condiciones que se ajustan bien a la ventilación industrial y comercial, caracterizada por flujos de baja compresión y velocidad en comparación con otros contextos.

Las pérdidas de presión en un sistema de ventilación pueden ser estimadas por medio de la ecuación de Darcy-Weisbach que, con base en la Ley de la Conservación de la Energía, considera la pérdida de presión estática debido a factores como la fricción, la geometría y los cambios de dirección a lo largo de ductos y accesorios. Este método se ha estandarizado ampliamente, habiendo disponibles gráficos que aproximan los factores de pérdida a condiciones dadas, pero pueden resultar imprecisos en el momento de diseñar. Las técnicas de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) sirven como apoyo para una estimación más próxima a la realidad del comportamiento del flujo, sin embargo, no tienen una buena relación costo/beneficio a la hora de estimar sistemas complejos debido al costo computacional de la simulación.

Desarrollo de una Herramienta de Cálculo para el Diseño y Valoración de Redes de Ventilación mediante el Método Hardy Cross 9

En este trabajo se exploraron las metodologías actuales de estimación de pérdidas de presión estática, propuestos en literatura, normativa y manuales de diseño, para sistemas con múltiples ductos. Se desarrolló un modelo de cálculo en Excel que permite calcular el flujo y velocidad del aire, y las pérdidas de presión en múltiples secciones, para el diseño o valoración de sistemas de ventilación, en complemento con la simulación en CFD del comportamiento del flujo dámper y campanas.

1. Planteamiento del problema

Las técnicas tradicionales de diseño de sistemas de ventilación son particularmente funcionales para configuraciones simples y puntuales, pero se hacen laboriosos y poco precisos para configuraciones complejas que incluyan múltiples ductos y ramales, donde el error en la estimación de pérdidas por presión estática con base en tablas y gráficos se hace más notable. Se propone la estimación del comportamiento del flujo mediante el uso directo de las ecuaciones, y la relación de las pérdidas mediante resistencias del circuito.

1.1 Antecedentes

Dada la complejidad de realizar el cálculo manual de cada ducto y accesorio en grandes sistemas de ventilación, y la sensibilidad del desempeño de los sistemas a los cambios en las condiciones operacionales, múltiples investigaciones se han desarrollado en torno a la simulación por CFD y a la aplicación del Estándar ANSI/ASHRAE 120 para la medición experimental de las pérdidas comparadas con cálculos teóricos.

Peszyński (2019) estudia los factores de pérdida en ductos cuya sección transversal es rectangular con vértices curvos. De acuerdo con Peszyński, la ecuación de Colebrook funciona bien para ductos completamente lisos, pero experimentalmente si en un tramo de ducto hay una unión con otro, los factores obtenidos experimentalmente son mucho mayores que los estimados mediante la ecuación. El autor propone el cálculo del factor de rugosidad basado en la ecuación de Colebrook, pero teniendo en cuenta la sección transversal del ducto, obteniendo factores de pérdida más próximos a la realidad en las 79 secciones de ducto evaluadas.

Ai y Mak (2013) realizan un estudio experimental de las pérdidas de presión a través de múltiples accesorios en sistemas de ventilación, tratándolos como elementos que interactúan y no de forma individual como se calcula tradicionalmente. Los autores concluyen que las pérdidas de presión a través de múltiples accesorios experimentalmente son superiores a las estimaciones que indica el estándar.

De acuerdo con Wang et al. (2022), el cálculo de la resistencia en cada ramal en un sistema con régimen de flujo no desarrollado completamente, por medio de la ecuación de Darcy-Weisbach

(que asume flujo completamente desarrollado), puede resultar inexacto. Por esto, proponen balancear el sistema convirtiendo el problema en un modelo de optimización multiobjetivo, resuelto mediante el algoritmo NSGA-II, obteniendo una reducción del error de cálculo entre un 78% y un 82% en comparación con el modelo tradicional.

Liu et al. (2012) realizó las simulaciones de CFD para determinar factores de pérdida en ductos convergentes y divergentes, con el fin de obtener factores coherentes con los valores reales, en donde encontraron que el factor de rugosidad tiene una influencia significativa en los factores de pérdidas. En su estudio, la precisión de la estimación estuvo alrededor del 20%.

Mumma et al. (1998) estimaron 159 coeficientes de pérdida para 9 accesorios basados en el ASHRAE Database mediante técnicas de CFD. Obtuvieron diferencias de alrededor del 15% en sus simulaciones con respecto a factores medidos, debido a las diferencias entre los factores de rugosidad.

(*Online ductulator*, s. f.) y (*ServiceTitan*, s. f.) proporcionan una herramienta online para el diseño de ductos de ventilación con base en el material del ducto, la tasa de fricción o la velocidad del fluido, la longitud del ducto y los CFM o las dimensiones del ducto y, en el caso de ServiceTitan, la cantidad de cambios de dirección en ángulos de 49°, 90° y 180°. Sin embargo, no proporcionan la opción de evaluar un sistema completo con varios ramales.

Tsal y Behls (1990) y Vitooraporn (2003) describen una metodología para el diseño de redes de ventilación suponiendo que todos los ramales conforman un único ducto, y utilizando Kirchoff para expandirlo nuevamente considerando las pérdidas de presión, lo cual simplifica el proceso de cálculo. Por su parte, Urrutia (2009) utiliza un programa basado en las Leyes de Kirchoff para la optimización del diseño de sistemas de ventilación en la industria minera.

La resistencia en ductos y tuberías depende del flujo. Brkić y Praks (2019) desarrollan un método iterativo para calcular el flujo en cada tubería en lugar de realizar correcciones de flujo en general, este método se basa en la aplicación de las Leyes de Kirchoff en conjunto con la ecuación de Darcy-Weisbach tanto para sistemas de ventilación, como para redes de tuberías hidráulicas. El proceso es iterativo.

Respecto a los sistemas de captación, en “Caracterización de Sistemas de Extracción Localizada de Aire mediante Mapas de Iso-Velocidad Generados mediante Técnicas CFD” (Redola, 2015), se realiza un estudio comparativo entre el uso de las ecuaciones propuestas en la

literatura para la caracterización de sistemas de extracción localizada, y los resultados obtenidos a partir de simulaciones de CFD en dos y tres dimensiones. Los resultados generales de esta investigación indican que hay variación entre las curvas de simulación teórica y simulada, siendo que en simulaciones 2D los resultados son más aproximados al cálculo teórico que para simulaciones 3D; proponen además realizar un estudio específico de campanas con pestañas, pues el comportamiento de las simulaciones de esta disposición tiene una curva similar a la teórica, pero en menor escala.

En “A New Exhaust Ventilation System Design Software” por Mahabady et al. (2007) el software EVDS, programado con base en las ecuaciones proporcionadas por la literatura y la normativa ASHRAE, para el diseño de sistemas de ventilación. Entre las interfaces del software se encuentra la del diseño de campanas, que permite estimar el flujo y dimensiones de la campana de acuerdo con las variables definidas por diferentes normativas y manuales, como ASHRAE (2009) y (Committee of Industrial Ventilation, 1984), validando el modelo con respecto al cálculo manual de los parámetros, pero no con respecto a simulaciones ni mediciones experimentales.

2. Objetivos

2.1 Objetivo general

Proporcionar una herramienta de cálculo en Microsoft Excel que permita estimar de manera precisa los flujos de aire y pérdidas de presión en sistemas de ventilación industrial, con base en las condiciones operacionales del sistema.

2.2 Objetivos específicos

- Contextualizar los enfoques analíticos y herramientas existentes en el diseño de sistemas de ventilación industrial, en contraste con las normativas aplicables para el dimensionamiento de ductos, ramales y sistemas de extracción localizada, identificando estándares y mejores prácticas para la industria.
- Implementar el concepto de resistencia en un modelo de cálculo desarrollado en Microsoft Excel para estimar con precisión el flujo de aire en ductos y ramales de sistemas de ventilación industrial, teniendo en cuenta condiciones operativas como la configuración de los ductos, la geometría de los accesorios y el desempeño del ventilador.
- Implementar técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD) para la simulación y análisis de pérdida de presión en componentes clave como campanas y dámper de mariposa, considerando variaciones en su geometría o condiciones de operación.

3. Marco Teórico

3.1 Sistemas de Ventilación

Los sistemas de ventilación se definen como tecnologías de flujo de aire que controlan el entorno interior de un lugar de trabajo, gestionando la seguridad, la salud, la productividad y la comodidad en espacios ocupados. Esto incluye no solo factores relacionados con la ocupación humana y actividades normales, sino también procesos de producción. Además, abarca la tecnología de aire para procesos industriales como purificación del aire, secado y transporte neumático, así como medidas de seguridad para minimizar riesgos y daños causados por accidentes, incendios y explosiones (Goodfellow & Tähti, 2001). Además de las medidas para controlar el entorno interior, también se abarcan medidas destinadas a prevenir la emisión de sustancias nocivas procedentes de procesos industriales hacia el entorno exterior, esto involucra tecnologías de transporte y limpieza, así como la descarga controlada del aire de escape.

Existen dos categorías en las que se pueden clasificar las tecnologías de aire a nivel industrial: Ventilación Industrial y Tecnologías de Procesamiento de Aire. Su diferencia radica en el enfoque de cada una: la calidad del aire en el interior, y el rendimiento y seguridad en procesos industriales (Goodfellow & Tähti, 2001), respectivamente.

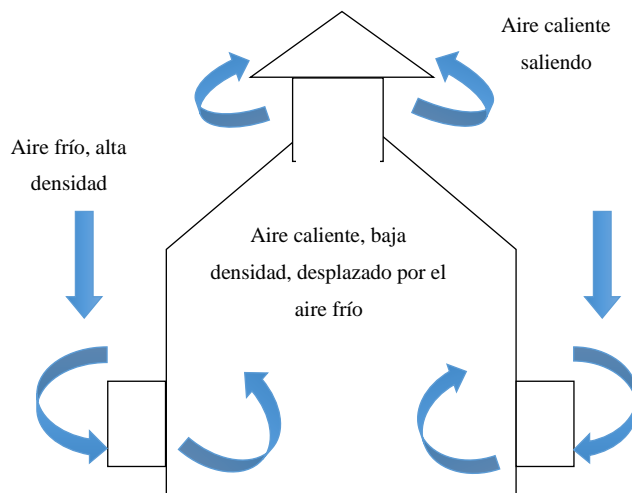
- **Ventilación Industrial:** Se centra en el control general del ambiente interior, tanto para la ocupación humana como para los procesos industriales. Esto incluye sistemas de aire acondicionado que regulan la calidad del aire y la temperatura para mantener entornos seguros y cómodos. Además, se utilizan sistemas de ventilación general para controlar parcialmente los parámetros del aire interior, con niveles de referencia típicamente más bajos que en la climatización. Los sistemas de ventilación local se enfocan en zonas específicas y capturan contaminantes locales.
- **Tecnologías de Procesamiento de Aire:** se centran en optimizar y garantizar el rendimiento de los procesos industriales. Esto incluye sistemas de limpieza para eliminar contaminantes y sistemas de transporte neumático para mover los contaminantes capturados a puntos de recolección. También se utilizan sistemas de secado para eliminar humedad y sistemas de seguridad del aire diseñados para controlar el humo durante incendios o reducir riesgos de explosiones.

3.2 Distribución del aire

El aire que entra en un ambiente debe ser distribuido de acuerdo con la necesidad en cuestión. La ventilación natural es proporcionada por efectos térmicos, de viento o de fusión a través de puertas, ventanas u otras aberturas en el recinto; la ventilación mecánica es proporcionada por equipos mecánicos como ventiladores y sopladores. (ASHRAE, 2019).

La Ventilación Natural suele usarse en recintos pequeños, viviendas y oficinas, pero en general no es la fuente de ventilación principal a nivel industrial debido a que, a pesar de sus bajos costos por no requerir una fuente para el movimiento del aire, no es posible diseñar un sistema preciso con ventilación natural en un entorno con cambios de condiciones ambientales: en verano la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior del recinto es pequeña, lo que deriva en pocas corrientes de viento; en invierno la diferencia de temperatura es mayor, obteniendo una alta tasa de ventilación. Durante el diseño de un sistema de ventilación natural es importante tener en cuenta que, a mayor distancia vertical entre la entrada en un nivel bajo y la salida de aire en un nivel alto, mayor tasa de cambio de aire habrá (Goodfellow & Tähti, 2001). La **Figura 1** describe el funcionamiento de este mecanismo: el aire caliente en el interior del recinto tiene una densidad menor por volumen que el aire frío en el exterior, que ingresa por una entrada baja y desplaza el aire caliente hacia la salida en la zona superior, generando corrientes de aire.

Figura 1 Ventilación Natural

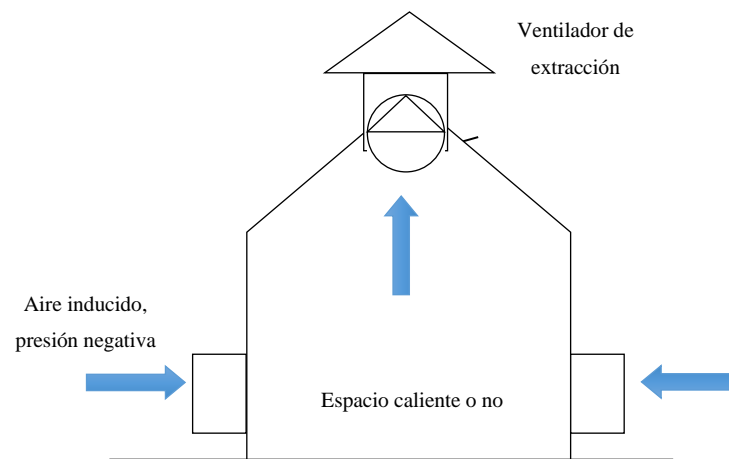


Fuente. (Goodfellow & Tahti, 2001)

Por su parte, la ventilación mecánica puede ser de tres tipos:

1. **Entrada inducida - Extracción mecánica:** Utiliza ventiladores de extracción para crear una presión negativa en el espacio, permitiendo un flujo de aire controlado y constante, independiente de las condiciones climáticas (**Figura 2**). Es útil, por ejemplo, en áreas de procesamiento, donde es necesario mantener la presión negativa para evitar la propagación de olores o gases tóxicos.

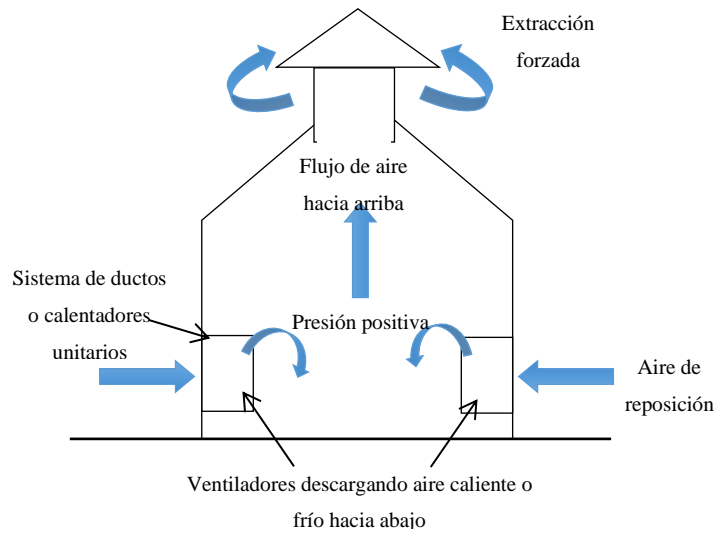
Figura 2 Ventilación con Entrada Inducida, - Extracción Mecánica



Fuente. (Goodfellow & Tahti, 2001)

2. **Entrada mecánica - Extracción forzada:** Es un sistema de conductos que introduce aire en condiciones como: aire no tratado (no filtrado), caliente o cercano a la temperatura del recinto, o a una temperatura lo suficientemente alta para compensar pérdidas. Este proceso crea presión positiva, lo que evita que el aire contaminado de áreas circundantes ingrese al espacio. Se utiliza en aplicaciones como quirófanos de hospitales para mantener condiciones estériles. Los sistemas pueden proporcionar distribución de aire difuso o tangencial, con beneficios como una alta mezcla de aire y movimiento ideal para el confort térmico y el control de la contaminación. (**Figura 3**)

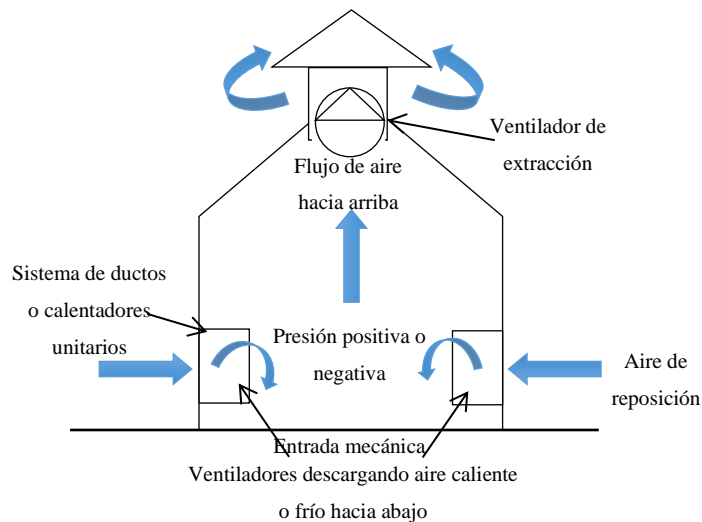
Figura 3 Ventilación con Entrada Mecánica - Extracción Forzada.



Fuente. (Goodfellow & Tahti, 2001)

- 3. Entrada mecánica - Extracción mecánica:** Involucra sistemas de ventilación alimentados por energía, donde se utilizan ventiladores tanto para la entrada como para la extracción del aire. El equilibrio entre la cantidad de aire suministrado y extraído controla la presión en el espacio. Cuando los ventiladores de entrada y extracción manejan volúmenes iguales de aire, se logra un estado neutral con desventajas similares a la ventilación natural (**Figura 4**). Este enfoque ofrece claras ventajas al brindar un mayor control sobre la ventilación en comparación con sistemas naturales.

Figura 4 Ventilación con Entrada Mecánica - Extracción mecánica



Fuente. (Goodfellow & Tahti, 2001)

3.3 Consideraciones

En el diseño de ductos de ventilación, el primer supuesto es que se tiene flujo estable, es decir, una distribución de presión uniforme a lo largo del ducto. Los sistemas de ventilación se caracterizan por tener bajas pérdidas de presión (Brkić & Praks, 2019), por lo que la densidad del aire se asume constante y, en consecuencia, los cálculos se hacen bajo la presunción de flujo incompresible.

De acuerdo con el ACGIH (2013), la suposición de aire estándar es aplicable a las siguientes condiciones:

Temperatura de 70°F

Se desprecian los efectos de la transferencia de calor

Se desprecian los efectos de la compresibilidad ($SP > -20wg$)

Se asume aire seco (Dew Point $> 80°F$)

Se asume elevación a nivel del mar (es decir, se desprecian los efectos de la presión atmosférica)

Se ignora el peso y volumen del contaminante en el aire ($< 70 \frac{g}{dscf}$ de concentración)

En la práctica, la mayoría de los sistemas no cumplirán con las condiciones de aire estándar. Como la Presión de Velocidad VP cambia con la densidad, las pérdidas también lo harán. El aire no estándar tiene en cuenta factores de pérdida en función de la temperatura, la humedad, la elevación y la presión absoluta. Cualquier variación en la densidad con respecto al aire estándar de más del 5% debería ser considerada.

3.4 Pérdidas

3.4.1 Presión

En el diseño de ductos de ventilación, se debe garantizar una distribución de presión uniforme a lo largo del ducto, y se obtiene mediante la conservación de la energía, que es la base para el cálculo de pérdidas en el sistema, en el que se diferencian tres tipos de presión:

- Presión estática: es la presión perpendicular a la dirección de flujo, y la que tiende a colapsar el ducto. Esta influye directamente en la eficiencia del sistema, siendo que de ella dependen el tamaño de los ductos, la potencia del ventilador y la distribución del flujo de aire (Puerta & Hernandez, 2003).
- Presión de velocidad: Representa la energía cinética del aire

ACGIH (2013) sugiere la siguiente expresión, en la que se tiene en cuenta la densidad actual del fluido con respecto a la densidad del aire en condiciones estándar:

$$VP = \left(\frac{V}{4005}\right)^2 * df$$
$$df = \frac{\rho_{act}}{\rho_{std}}$$

Donde:

ρ_{act} Es la densidad del aire a las condiciones del sistema en cuestión

ρ_{std} es la densidad del aire a condiciones estándar: $\rho_{std} = 0,075"wg$.

- Presión total: Es la suma entre la presión estática y la presión de velocidad, y se mide en paralelo a la dirección del flujo.

$$TP = SP + VP$$

Las pérdidas de presión estática se generan debido a la fricción entre el aire y las paredes del conducto, por lo que esta es directamente proporcional al factor de rugosidad del material interno del conducto, y la velocidad del aire. Cuando se pasa por una sección divergente del conducto, se considera una recuperación de la presión pues la velocidad del aire disminuye, por su parte, los accesorios representan mayores pérdidas por causa de cambios de sección transversal o cambios abruptos en la dirección del flujo. En sistemas de ventilación con múltiples ramales, se realiza un equilibrio de la presión estática para garantizar una distribución uniforme del aire en todas las áreas (Howell et al., 2013).

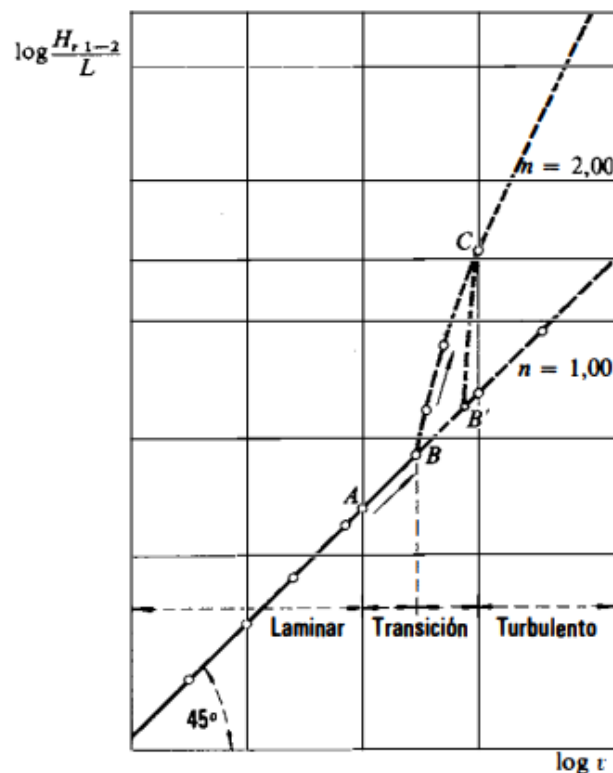
3.4.2 Cálculo de pérdidas

El cálculo de pérdidas de carga debe tener en cuenta dos factores principales: si la tubería es lisa o rugosa, y si se trata de régimen laminar o turbulento. Considerando la

Figura 5, que muestra en una curva de doble logaritmo la relación entre la pérdida de altura por unidad de longitud (cantidad de energía que se disipa a medida que el fluido fluye a través de la tubería) y la velocidad del fluido en una tubería, cuando la velocidad del fluido es baja, representada por el punto A, el flujo es laminar. En esta condición, la pérdida de carga es proporcional a la primera potencia de la velocidad, lo que significa que aumentar la velocidad aumenta la pérdida de carga, pero no de manera significativa.

A medida que la velocidad del fluido aumenta y alcanza el punto B, se produce una transición del flujo laminar al flujo turbulento (zona de transición). La ubicación exacta de este punto de transición puede variar, como se indica en el punto B' en lugar de B. En esta zona de transición, la pérdida de carga aumenta más significativamente y está relacionada con una potencia de velocidad entre 1 y 2. Finalmente, cuando el flujo se vuelve completamente turbulento, como en el punto C, la pérdida de carga aumenta aún más y está proporcionalmente relacionada con la segunda potencia de la velocidad.

Figura 5 Pérdida de carga en régimen laminar y turbulento.



Fuente. (Mataix, 2004)

Las pérdidas en un sistema de ductos son transformaciones irreversibles de energía mecánica en calor (ASHRAE, 2009). Las pérdidas por fricción se calculan a partir de la ecuación de Darcy Weisbach, para la cual, ASHRAE (2009) indica sumar los coeficientes locales de pérdida en la sección del ducto. Para flujo turbulento, el factor de fricción es dependiente del número de

Reynolds, la rugosidad de la superficie del ducto y las perturbaciones internas, y se calcula por medio del uso iterativo de la Ecuación de Colebrook (ANSI & ASHRAE, 2022), (ASHRAE, 2009).

Ecuación de Darcy Weisbach:

$$\Delta P_f = \frac{fL}{D_h} * \frac{\rho V^2}{2} = \frac{fL}{D_h} * VP$$

Donde:

ΔP_f Son las pérdidas de presión causadas por la fricción

f Es el factor de fricción

L Es la longitud del ducto

D_h Es el diámetro hidráulico del ducto

V Es la velocidad

ρ Es la densidad

VP Es la presión de velocidad

3.4.2.1 Coeficiente de pérdida

El coeficiente de pérdida f depende de la velocidad, del diámetro de la tubería, de la densidad, de la viscosidad, y de la rugosidad. En el caso más general, es función del número de Reynolds y la rugosidad relativa (Mataix, 2004). Para régimen turbulento se aplica la Fórmula de Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3,72 D_h} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Donde:

ϵ Es el coeficiente de rugosidad en la superficie.

En general, en régimen laminar para Re muy pequeño, el factor de pérdida no es función de la rugosidad, y para Re muy alto en flujo turbulento f deja de ser función de Re y se vuelve función de la rugosidad $\frac{\epsilon}{D}$. (Mataix, 2004)

Algunos factores de rugosidad propuestos por ASHRAE se presentan en la **Tabla I**

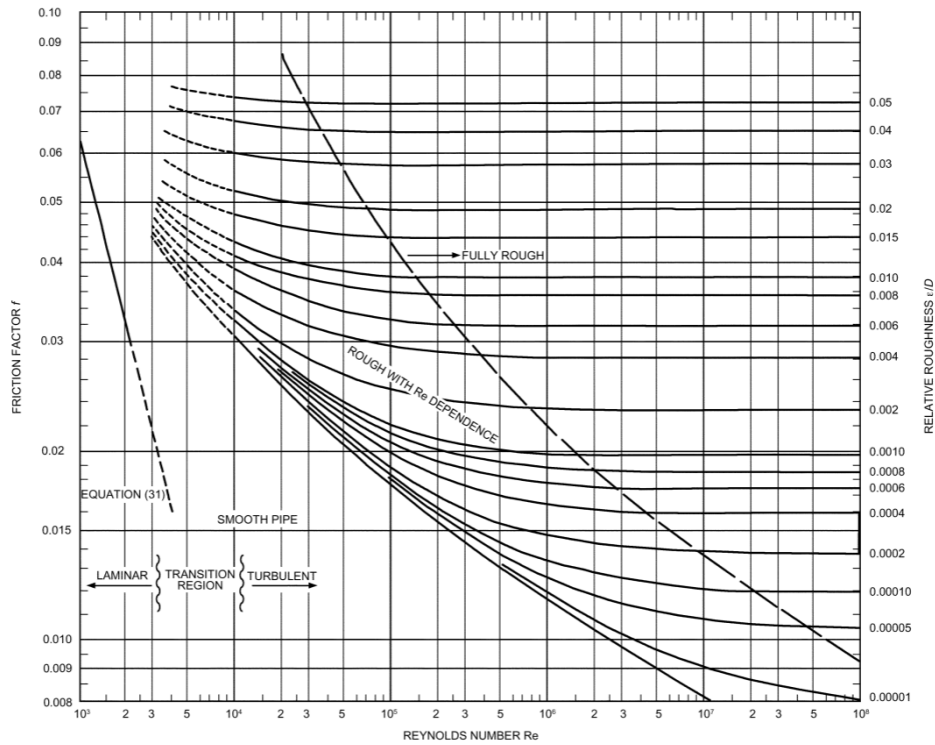
Tabla I *Rugosidad absoluta en ductos*

Material del ducto	Categoría	Rugosidad [ft]
Acero al carbono, PVC, Aluminio	Suave	0,03
Acero galvanizado	Medio – Suave	0,09
Acero galvanizado con costura en espiral, rolado continuamente o con costuras longitudinales	Medio	0,15
Fibra de vidrio, Acero galvanizado corrugado	Medio – Rugoso	0,9
Ducto flexible metálico, concreto	Rugoso	3,0

Fuente. (ASHRAE, 2009)

El estándar ANSI/ASHRAE 120-2022 (ANSI & ASHRAE, 2022) recomienda el uso del Diagrama de Moody (**Figura 6**) para la estimación de factores de pérdida como opción a la aplicación de la ecuación de Darcy-Weisbach, a partir del cálculo del número de Reynolds y la estimación de la rugosidad relativa. Es una representación gráfica de las ecuaciones de Colebrook-White para flujo turbulento, y Poiseuille para régimen laminar. En él, la primera se muestra como una serie de curvas para diferentes valores de rugosidad, coinciden con ecuaciones como la de Blasius y la de Kármán-Prandtl para bajos valores de Reynolds y se alejan de ellas a medida que aumenta el Reynolds; la segunda se representa como una recta mientras el régimen es laminar, pero en la "zona crítica", representada con una línea punteada, que es una región de incertidumbre, el flujo puede caer en cualquier punto de acuerdo al valor del número de Reynolds. (Mataix, 2004)

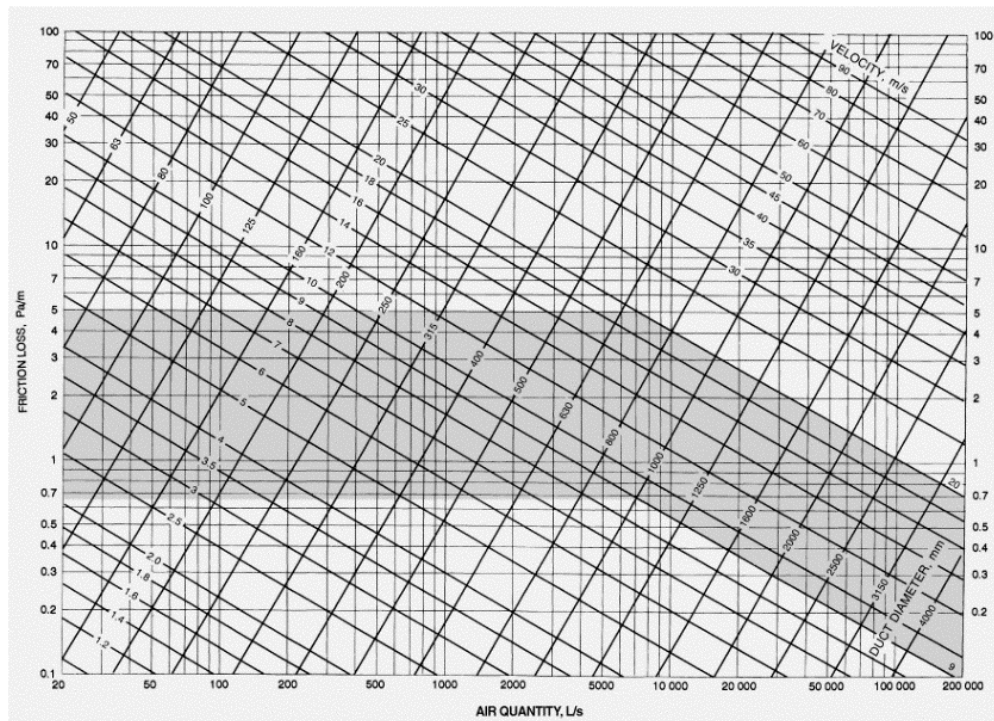
Figura 6 Moody Chart



Fuente. (ASHRAE, 2009)

ASHRAE sugiere además una carta para la estimación de los factores de fricción en ductos circulares con condiciones de factor de rugosidad Medio-Suave, temperatura alrededor de los 20°C , elevación de 500m y presiones de -5 a 5kPa (**Figura 7**). Recomienda calcular el factor para cualquier otro caso por medio de las ecuaciones de Darcy-Weisbach y Colebrook. El diámetro hidráulico para ductos no circulares se debe calcular mediante relaciones específicas dependiendo si son ductos rectangulares u ovalados. (ASHRAE, 2009)

Figura 7 Carta de factores de fricción



Fuente. (ASHRAE,2009)

Para este mismo fin, ACGIH (2013) propone un método llamado “Método de Presión de Velocidad”, donde se especifican ecuaciones en sistema imperial, basadas en las ecuaciones de Darcy-Weisbach y Colebrook, con un máximo de 4% de error con respecto al uso de las ecuaciones originales. Así, por ejemplo, para un ducto “rígido”, de metal o plástico, el coeficiente de pérdidas se podría estimar mediante la expresión:

$$F_d = 0,0307 \frac{V^{0,533}}{Q^{0,612}}$$

3.4.2.2 Número de Reynolds

El Flujo Turbulento, bastante común en fluidos con baja viscosidad como el aire, es caótico, en él las partículas se mueven en direcciones aleatorias y tiene fluctuaciones significativas en su velocidad. La transición entre flujo laminar y turbulento no es abrupta; en su lugar, ocurre gradualmente en un rango de valores de velocidad y viscosidad. El parámetro para determinar esta transición es el número de Reynolds (Re). (Ghajar & Cengel, 2014)

El número de Reynolds compara las fuerzas de inercia del flujo con las fuerzas viscosas así:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{VD_h}{\nu} = \frac{\rho VD_h}{\mu}$$

Donde:

V Es la velocidad corriente superior

L_c Es la longitud característica de la configuración geométrica

$\nu = \frac{\mu}{\rho}$ Es la viscosidad cinemática del fluido

Cuando el valor del número de Reynolds es menor o igual a 2300, el flujo es laminar. Cuando el número de Reynolds está entre 3500 y 10000 se considera zona de transición, y cuando es superior a 10000 el flujo es turbulento. Entre estos valores, se encuentra una zona de transición donde el flujo puede alternar entre laminar y turbulento. (Ghajar & Cengel, 2014)

3.4.2.3 Diámetro hidráulico

El diámetro hidráulico se define como la relación entre el área de la sección transversal del conducto y su perímetro mojado, y permite aplicar las mismas ecuaciones desarrolladas para conductos circulares a una amplia variedad de formas geométricas. Esto significa que, para flujos con la misma velocidad media, la pérdida de presión por unidad de longitud será similar en conductos de diferente forma, siempre que tengan el mismo diámetro hidráulico. Aunque no existen soluciones exactas para el flujo turbulento en conductos no circulares, la definición del diámetro hidráulico permite correlacionar datos experimentales obtenidos de conductos de diferentes geometrías, como circulares, rectangulares y ovalados. (ASHRAE, 2009)

El diámetro hidráulico se calcula así:

$$D_h = \frac{4A}{Per}$$

Donde:

A Es el área del ducto

Per Es el perímetro de la sección transversal

Para ductos rectangulares, el diámetro hidráulico equivalente corresponde a la expresión:

$$D_e = \frac{1,30(ab)^{0,625}}{(a + b)^{0,250}}$$

Donde:

a Es la longitud de un lado del ducto

b Es la longitud de su lado adyacente

3.4.2.4 Velocidad de diseño

Las bajas velocidades causan obstrucciones, mientras que las altas representan desperdicio de energía y un desgaste prematuro. Con el fin de evitar el taponamiento y obstrucciones en cualquier punto, daños que generen el desbalanceo del sistema, escapes y corrosión, Puerta & Hernandez (2003) propone la **Tabla II**, con los rangos de velocidad de diseño en función de la naturaleza de los contaminantes.

Tabla II *Velocidades de diseño en ductos*

Contaminante	Velocidad de diseño [fpm]
Vapores, gases y neblinas	1000 – 1200
Humo	1400 – 2000
Polvo volátil fino	2000 – 2500
Polvo seco y material pulverizado	2500 – 3000
Polvo industrial promedio	3500 – 4000
Polvo pesado	4000 – 4500
Polvo pesado y húmedo	≥ 4500

Fuente. (Puerta & Hernandez, 2003), (ACGIH, 2013)

La importancia de tener en cuenta los factores de pérdida en un sistema con múltiples ductos y ramales radica en la naturaleza del flujo: este se distribuirá naturalmente de acuerdo con las pérdidas de presión en cada ducto, tomando el camino de menor resistencia, de zonas de mayor presión a zonas de menor presión. En el diseño se conserva la masa mediante el balanceo, que busca garantizar que el flujo nunca sea menor a los límites dados. Para esto, se debe asegurar que cada ducto tenga los mismos requerimientos de presión estática para sus respectivos flujos.

El modelo de cálculo para un sistema de ventilación con múltiples ramales busca no solo servir para definir el ventilador y las dimensiones de cada ducto, sino también para identificar ductos con alta velocidad y ramales con altas caídas de presión, que permitan desde el diseño balancear el sistema.

El objetivo del balanceo es obtener el flujo deseado en cada campana del sistema mientras se mantiene la velocidad de transporte. Es posible realizar el balanceo por diseño o por compuertas; el balanceo por diseño o por presión estática se fijan las variables desde el diseño, teniendo en cuenta que en cada junta la presión estática de dos ductos en paralelo debe ser igual; en el balanceo por compuertas los tamaños de ducto, accesorios y flujo no son fijos, lo que ofrece una mayor flexibilidad de operación.

En el diseño o valoración de sistemas con múltiples ductos y ramales, puede ocurrir que la diferencia entre la velocidad final del ducto y el promedio de las velocidades de entrada de los ramales en el ducto principal sea mayor que 0, por lo que se requeriría una presión estática superior para conseguir la velocidad final, así:

$$VP_r = \left(\frac{Q_1}{Q_3}\right)VP_1 + \left(\frac{Q_2}{Q_3}\right)VP_2$$

Donde:

Q_1 Es el flujo en el ramal 1

Q_2 Es el flujo en el ramal 2

Q_3 Es el flujo combinado al entrar al ducto

VP Es la presión de velocidad

3.4.3 Pérdidas primarias y secundarias

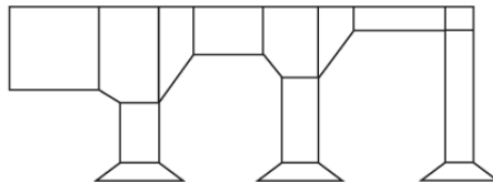
Dentro de los ductos por los que fluye el aire en sistemas de ventilación se generan pérdidas primarias o pérdidas de superficie, causadas por el contacto del aire con la tubería, y por el rozamiento de las partículas del fluido entre sí en flujo turbulento. Las pérdidas primarias se dan en flujo uniforme, es decir, en los tramos del ducto cuya sección transversal es constante. En los cambios de sección, por ejemplo, en accesorios, se presentan las pérdidas secundarias o pérdidas de forma. (Mataix, 2004)

Las principales fuentes de pérdida en sistemas de ventilación son:

- Paredes del ducto
- Configuración de la campana
- Codos
- Ramales
- Contracciones

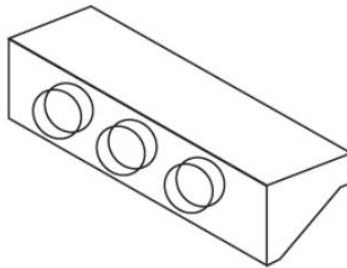
En cuanto a las pérdidas primarias, existen dos tipos principales de ducto: “Tapered duct system” (**Figura 8**) y “Plenum system” (**Figura 9**). En el primero y más estándar en la mayoría de los sistemas locales de ventilación, el ducto se hace mayor a medida que los flujos se van uniendo, y las velocidades se mantienen aproximadamente constantes; en el segundo, el tamaño del ducto permanece igual en todo el sistema y la velocidad suele ser menor que en el sistema Tapered, por lo que su aplicación suele ser únicamente cuando se desea separar material particulado.

Figura 8 Sistema "Tapered" de ductos.



Fuente. (Canadian Centre for Occupational Health and Safety, 2023)

Figura 9 Sistema "Plenum" de ductos.



Fuente. (Canadian Centre for Occupational Health and Safety, 2023)

Los factores de pérdida en ductos flexibles pueden ser dos veces mayores que los de ductos rígidos, y su estimación suele ser imprecisa. Debido a esto, se recomienda usar ductos “rígidos” siempre que las condiciones lo permitan, y los flexibles con la menor longitud posible.

Respecto a las pérdidas secundarias, de acuerdo con Mataix (2004), es posible calcularlas por dos métodos:

1. Mediante la ecuación fundamental de pérdidas secundarias y un coeficiente adimensional de pérdidas secundarias: Es posible tratar todo el efecto de la perturbación en la presión causada por accesorios como si ocurriera en un solo punto en la dirección del flujo en lugar de tomar estas pérdidas ocurriendo a lo largo de todo el ducto, por lo que las pérdidas en cada sección se relacionan directamente con la presión de velocidad y el coeficiente de pérdida K característico de cada geometría: (ASHRAE, 2009)

$$\Delta P_a = K \cdot \frac{\rho V^2}{2} = K \cdot VP$$

2. Mediante la ecuación de Darcy-Weisbach sustituyendo la longitud de la tubería L por la longitud equivalente L_e .

Además de estos elementos, existen los dámper o compuertas de regulación, utilizados para controlar el flujo de aire en el ducto. Para minimizar su efecto las caídas de presión, el ACGIH (2013) recomienda localizarlos al menos a 5 diámetros de los accesorios, minimizar el número de dámper usados y, de ser necesario usarlos, ubicarlos en una sección vertical en medio de la campana y la siguiente junta.

3.4.4 Sistemas de extracción

Existen dos tipos de ventilación: la de dilución o general, que mezcla grandes cantidades de aire limpio con aire contaminado para mantener la concentración nivelada, y los sistemas de extracción localizada, que cumple con la función de captar los contaminantes generados en un proceso industrial, en los puntos de generación. Se busca que el encerramiento de la fuente de contaminación sea bueno para que la cantidad de aire a extraer sea mínima y la eficiencia del sistema sea mayor.

La **Tabla III** contiene las ecuaciones que recomienda la literatura sobre cómo calcular el caudal de aire en diferentes configuraciones de campanas de acuerdo con su geometría.

Tabla III Caudal para diferentes tipos de campana

Tipo de campana	Factor geométrico $\frac{W}{L}$	Caudal de aire
2 o más ranuras abiertas	$\geq 0,2$	$Q = V(10X^2 + A)$
2 o más ranuras abiertas con pestaña	$\geq 0,2$	$Q = 0,75V(10X^2 + A)$
Ranura simple	$\leq 0,2$	$Q = 3,7LVX$
Ranura con pestaña	$\leq 0,2$	$Q = 2,6LVX$
Abertura plana	$\geq 0,2$ y Circular	$Q = V(10X^2 + A)$
Abertura con pestaña	$\geq 0,2$ y Circular	$Q = 0,75V(10X^2 + A)$
Cabina	Adaptar al trabajo	$Q = VA = VWH$
Campana suspendida	Adaptar al trabajo	$Q = 1,4 PDV$

Fuente. (Puerta & Hernandez, 2003)

Para las ecuaciones de la **Tabla III**:

Q Es el caudal de aire requerido [$\frac{ft^3}{s}$]

X Es la distancia entre la boca de la campana a la fuente contaminante [ft]

V Es la velocidad de captura a la distancia X [FPM]

L Es la longitud de la campana [ft]

W Es el ancho de la campana [ft]

A Es el área de la boca de la campana [ft^2]

Para la campana suspendida:

P Es el perímetro de trabajo [ft]

D Es la altura sobre el puesto de trabajo [ft]

El diseño de una campana depende del tipo de contaminante que se busca captar. La **Tabla IV** indica las velocidades de captación de acuerdo con el tipo de contaminante, como recomendaciones de diseño en libros, como “Ventilación Industrial y Equipos de Limpieza de Aire” (Puerta y Hernandez, 2003), “Principles of Heating, Ventilating and Air Conditioning” (Howell et al., 2013), e “Industrial Ventilation” (ACGIH, 2013), y manuales como “ASHRAE Handbook Fundamentals” (ASHRAE, 2009).

Tabla IV Velocidad de captación en campanas

Tipo de contaminante	Condición de la fuente de contaminación	Velocidad de captación [$\frac{m}{s}$]($[fpm]$)
Gases y Vapores	Aire quieto, baja velocidad de desprendimiento de contaminante	0,25 – 0,5 (50 – 100)
	Aire en movimiento moderado, baja velocidad de desprendimiento de contaminante	0,5 – 1 (100 – 200)
	Aire en rápido movimiento, desprendimiento activo de contaminante	1 – 2,5 (200 – 500)
Partículas sólidas en suspensión	Aire en muy rápido movimiento, desprendimiento de contaminante a alta velocidad	2,5 – 10 (500 – 2000)

Fuente. (Puerta & Hernandez, 2003), (ACGIH, 2013), & (ASHRAE, 2009)

Los intervalos de velocidad se adoptan según las siguientes condiciones:

1. **Inferior:** si se dan pocas corrientes de aire en la zona, se tienen contaminantes poco tóxicos, la operación es intermitente o se tienen campanas grandes con caudales elevados
2. **Superior:** Si se tienen corrientes turbulentas, contaminantes tóxicos, operaciones continuas o campanas menores. (Puerta & Hernandez, 2003)

La presión estática en sistemas de captación representa la relación entre la energía requerida para que el contaminante sea arrastrado entre su origen y la campana, y las pérdidas geométricas a la entrada de la campana. Para su cálculo se debe tener en cuenta:

- Si la campana tiene instalado filtro para grasa
- La longitud en tramos rectos lineales
- El número de codos
- El tipo de salida en la descarga

Las pérdidas en campanas, al igual que en la mayoría de los accesorios, se obtienen a partir del coeficiente de pérdida y la presión de velocidad, así:

$$\Delta P_c = K * VP$$

Donde el coeficiente K a la entrada de la campana está dado de acuerdo con la geometría de la entrada de la campana en cuestión, como indica la **Tabla V**.

Tabla V K para campanas

Tipo de entrada	Coeficiente de pérdida K
Abertura plana	0,93
Abertura con pestaña	0,49

Fuente. ASHRAE (2009)

3.5 Análisis de redes de ventilación

3.5.1 Resistencia

Una expresión muy similar a la de *Ecuación de Darcy-Weisbach* es la *Ecuación de Chézy-Darcy*, definida en (McPherson, 2012) en la que no se expresa directamente el diámetro hidráulico, sino lo que lo compone desde su definición.

$$\Delta P_f = fL \frac{Per}{A} * \frac{\rho V^2}{2}$$

A partir de esta ecuación, Atkinson reúne el factor de fricción y la densidad para simplificar la expresión, así:

$$\Delta P_f = \frac{f\rho}{2} L \frac{per}{A} V^2$$

En términos del caudal

$$Q = VA$$

$$\Delta P_f = \frac{f\rho}{2} L \frac{per}{A^3} Q^2$$

Al relacionar los factores longitud, perímetro, área de sección transversal y el factor de Atkinson k, se llega al número característico R, correspondiente a la resistencia en el ducto:

$$R = \frac{f\rho}{2} L \frac{Per}{A^3}$$

Obteniendo la *ley del cuadrado*:

$$\Delta P_f = RQ^2$$

3.5.2 Método de Resistencias Equivalentes

Los sistemas de ventilación pueden ser representados mediante diagramas esquemáticos, donde cada línea en el esquema representa un conducto de aire independiente o un conjunto de aberturas que están interconectados por nodos de manera que actúan efectivamente como una sola ruta de circulación de aire. Esta representación simplificada permite analizar el flujo de aire en el sistema de ventilación de manera similar a cómo se utiliza un diagrama eléctrico para calcular las corrientes. En este sentido, las leyes de Kirchoff son aplicables en sistemas de ventilación industrial, especialmente cuando se trata de analizar el flujo de fluidos, como el aire, en una red de conductos o tuberías (Brkić, 2019).

Con múltiples ramales, se debe realizar el balance de flujo del sistema mediante la Primera Ley de Kirchoff, y la estimación de pérdidas totales de presión mediante la Segunda Ley de Kirchoff.

La Primera Ley de Kirchoff, que se basa en el principio de conservación de la masa, establece que el flujo de masa que entra en una junta (nodo) es igual al flujo de masa que sale de esa junta (Urrutia, 2010). En sistemas de ventilación de aire, esto se traduce en que la suma algebraica de las masas de aire que entran y salen de un punto en una red de conductos debe ser igual a cero. Matemáticamente, se expresa como:

$$\Sigma M = 0$$

En sistemas de ventilación, donde la densidad del aire no varía significativamente alrededor de una junta, la ecuación se simplifica utilizando el caudal volumétrico:

$$\Sigma Q = 0$$

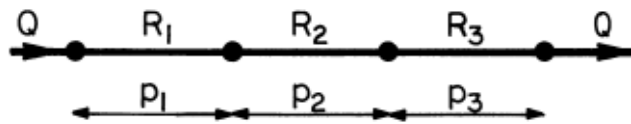
La Segunda Ley de Kirchoff, que se basa en el principio de conservación de la energía, establece que la suma algebraica de todas las caídas de presión alrededor de una ruta cerrada (malla) en la red es igual a cero (McPherson, 2012). En sistemas de ventilación, esto implica que la suma de los cambios en la energía cinética, la energía potencial y el trabajo realizado por ventiladores en una malla debe ser igual a cero para el flujo de estado estable.

Un sistema de ventilación con múltiples ductos puede ser modelado como un circuito de ventilación, compuesto por ramales y nodos. Un ramal se refiere a la sección de conducto que va desde un nodo hasta otro, y un nodo es el punto donde dos o más ramales se unen (Urrutia, 2010).

Cuando no hay bifurcación en el flujo de aire, los componentes del sistema de ventilación que conforman un ramal se encuentran conectados en serie, y la resistencia total del sistema se calcula sumando las resistencias de cada ramal. Por ejemplo, para determinar la resistencia equivalente del circuito en serie presentado en la **Figura 10**, se tiene:

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= R_1 Q^n \quad , \quad \Delta P_2 = R_2 Q^n \quad , \quad \Delta P_3 = R_3 Q^n \\ \Delta P_{total} &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 = (R_1 + R_2 + R_3) Q^n \\ \Delta P_{total} &= R_{serie} Q^n \\ R_{serie} &= \Sigma R_i \end{aligned}$$

Figura 10 Circuito en serie



Fuente: (McPherson, 2012)

Cuando se trata de dos o más ramales que salen de un nodo y luego se unen en otro nodo, se dice que los ramales están conectados en paralelo. Así, para el ejemplo de la **Figura 11**:

$$\Delta P_{total} = R_1 Q_1^n = R_2 Q_2^n = R_3 Q_3^n$$

De donde:

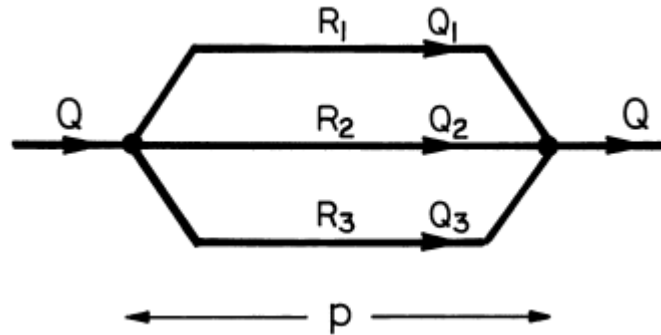
$$Q_1 = \left(\frac{\Delta P_{total}}{R_1}\right)^{\frac{1}{n}} ; Q_2 = \left(\frac{\Delta P_{total}}{R_2}\right)^{\frac{1}{n}} ; Q_3 = \left(\frac{\Delta P_{total}}{R_3}\right)^{\frac{1}{n}}$$

$$Q_{total} = Q_1 + Q_2 + Q_3 = \Delta P_{total}^{\frac{1}{n}} \left(\frac{1}{R_1^{1/n}} + \frac{1}{R_2^{1/n}} + \frac{1}{R_3^{1/n}} \right)$$

$$Q_{total} = \frac{\Delta P_{total}^{\frac{1}{n}}}{R_{paralelo}^{1/n}} \rightarrow \frac{1}{R_{paralelo}^{1/n}} = \Sigma \frac{1}{R_i^{1/n}}$$

En general, para el cálculo de resistencias en circuitos de ventilación, se utiliza $n = 2$.

Figura 11 Circuito en paralelo



Fuente: (McPherson, 2012)

3.5.3 Método Hardy-Cross

Con base en el concepto de resistencias equivalentes en una red de ventilación, y las Leyes de Kirchoff, McPherson (2012) describe el método Hardy-Cross como un método sencillo pero preciso para la estimación del caudal mediante la resistencia en circuitos de aire, permitiendo el cálculo automático computacional en sistemas más complejos. Este método busca estimar las correcciones del caudal hasta satisfacer la Segunda Ley de Kirchoff, así:

ΔQ_m parte de la derivación de la Ley del cuadrado, donde $Q_a \rightarrow Q$

$$p = RQ^2$$

$$\frac{\Delta p}{\Delta Q} \rightarrow \frac{dp}{dQ}$$

Luego:

$$\Delta Q = \frac{\Delta p}{2RQ_a} = \frac{\Delta p}{nRQ_a^n}$$

Este procedimiento se basa en el Método de Newton-Raphson, que consiste en dividir una función entre su primera derivada para estimar un factor de corrección incremental (McPherson, 2012). Si se desarrolla el análisis para más de un ducto, con $n = 2$, se obtiene:

$$\Delta Q = \frac{-\sum_i (R_i Q_{a_i} |Q_{a_i}|) - p_f}{\sum_i (2R_i |Q_{a_i}|) + s_f}$$

Donde:

p_f Es la presión del ventilador.

S_f Es la pendiente de la curva p,Q característica del ventilador.

Al calcular el caudal corregido Q_i , es necesario verificar si una sección se repite en más de una malla, en cuyo caso es necesario hacer una corrección adicional que garantice que en todas las mallas el valor obtenido para esta sección en específico tenga la misma magnitud.

$$Q_i = Q_a + \Delta Q_{\text{malla actual}} - \Delta Q_{\text{malla repetida}}$$

Donde:

$\Delta Q_{\text{malla actual}}$ es la corrección del caudal asociada a la malla que se esté corrigiendo.

$\Delta Q_{\text{malla repetida}}$ es la corrección asociada a la malla donde se repita la sección.

Este paso adicional se debe implementar en todas las mallas donde la sección esté repetida.

4. Metodología

Este proyecto se desarrolló en tres etapas:

- a. **Contextualización:** La primera etapa consistió en la revisión y comparación de métodos existentes para la estimación de pérdidas de carga en ductos de ventilación de acuerdo con los siguientes pasos:
 1. Se identificaron normas, manuales de diseño, artículos científicos y literatura.
 2. Se destacaron y compararon métodos, ecuaciones de cálculo y prácticas recomendadas.
 3. Se registró la información recolectada en el marco teórico y estado del arte.
 4. Se estableció el método de cálculo teniendo en cuenta la aplicación directa de ecuaciones, el alcance de automatización del modelo de cálculo y la complejidad de los sistemas que permite abordar.

- b. **Desarrollo y programación del modelo de cálculo:** A partir de la información obtenida en la *etapa a*, se programó el modelo de cálculo en cuatro secciones:
 1. **Parámetros de entrada:** Se identificaron los parámetros generales que aplican a todo el sistema, y parámetros específicos que aplican a cada ducto de manera individual, estos parámetros son predominantemente de carácter geométrico. Se definió “Sección” como aquella compuesta por un ducto y un accesorio.
 2. **Accesorios:** A partir del ASHRAE Fitting database se recopilaron los códigos, diagramas y factores de pérdida para las diferentes configuraciones de 6 tipos de accesorios comunes en sistemas de ventilación: entradas, salidas, codos, dámper, campanas, entradas de ventiladores.
 3. **Ventilador:** Se configuró una hoja que permite obtener el comportamiento del ventilador con respecto a los datos otorgados por el fabricante en función de obtener la presión del ventilador y su curva p, Q característica.
 4. **Hardy Cross:** Con base en el método Hardy Cross definido en la sección 3.5.3 *Método Hardy-Cross*, se busca hacer una estimación del flujo para cada Sección de acuerdo con la malla al que haya sido asignada. A partir del valor de este caudal y de los datos parámetros de entrada obtenidos en los numerales 1., 2., y 3., es posible hallar valores de salida relevantes como la velocidad del aire por cada sección y sus respectivas pérdidas de presión.

Para la implementación de este método, se debe seguir el siguiente procedimiento:

- i. Dibujar un esquema de la red, escogiendo al menos $b-j+1$ mallas cerradas, siendo b el número de secciones y j el número de nodos, tal que todos los ductos sean representados en las mallas. Se recomienda asegurar que los ductos de mayor resistencia se incluyan únicamente en una malla.
 - ii. Hacer una estimación inicial del flujo Q_a para cada ducto teniendo en cuenta su dirección de flujo (si es en el sentido de la malla, es +, si es en contra de la malla, es -).
 - iii. Hacer la estimación de ΔQ_m para cada malla.
 - iv. Corregir el valor de Q_a para cada ducto haciendo $Q_a = Q_a + \Delta Q_m$
 - v. Repetir los pasos 3. y 4. iterativamente para cada malla hasta que ΔQ_m tienda a 0 con una precisión aceptable.
- c. Simulación CFD:** Esta etapa es el complemento para el cálculo de pérdidas en campanas y dámper. Esta etapa se desarrolló de acuerdo con los siguientes pasos:
1. Se seleccionaron y modelaron tridimensionalmente los sólidos de 2 configuraciones geométricas de campanas: con y sin pestaña, y 2 geometrías de dámper mariposa, con 0° , 30° y 60° de apertura, mediante CAD.
 2. Se establecieron las longitudes características y a partir de ellas los volúmenes de control, que posteriormente fueron modelados en CAD.
 3. Se definieron las fronteras del sistema, las entradas y salidas de velocidad o presión, y se distinguieron los cuerpos sólidos de los cuerpos fluidos.
 4. Se discretizó el dominio en volúmenes finitos de control mediante la generación de una malla adaptada a la geometría de cada elemento. Se hizo el refinado de la malla en zonas críticas, donde se encontraron las mayores variaciones de velocidad o presión.
 5. Se independizó el mallado: se hizo inicialmente un mallado burdo para cada sólido a partir del cual se estableció un punto de control para realizar diferentes iteraciones hasta que se obtuvo que las simulaciones fueran independientes del mallado, es decir que el tamaño mínimo del elemento es tan pequeño que las ecuaciones convergen para un número mayor de elementos.

6. Paralelamente al paso 5, configuró la simulación, estableciendo las condiciones físicas a las que se sometió la simulación (presiones, flujos, velocidades y rugosidades), y el algoritmo de simulación.
- d. Pruebas:** En paralelo a las etapas a, b y c, se realizaron pruebas del modelo de cálculo con base en ejemplos disponibles en la bibliografía para la validación de la herramienta.

5. Resultados y Discusión

5.1 Etapa 1: Contextualización

La revisión bibliográfica indica que el diseño de redes de ventilación se hace más comúnmente mediante el uso de tablas de cálculo basadas en aproximaciones. Esto se evidencia en métodos como la estimación del factor de fricción en ductos mediante el Diagrama de Moody (**Figura 6**), que depende del número de Reynolds y de la rugosidad relativa del material. Para el caso de los accesorios, dada la variedad de geometrías y variaciones que estos deben tener, sus factores de fricción K se encuentran únicamente en tablas obtenidas a partir de datos experimentales.

Tanto ACGIH (2013) como ASHRAE (2019) y Puerta y Hernandez (2003) presentan tablas de velocidad de diseño en un ducto, a partir de las cuales se obtienen los demás parámetros. Si se realiza el cálculo de pérdidas por medio del ajuste de la velocidad de acuerdo con estas tablas se deja de tener en cuenta el impacto de la resistencia del sistema en la velocidad y el caudal, lo que afecta directamente a la estimación precisa de las pérdidas. En general los procedimientos de cálculo son descritos de forma localizada, ignorando el efecto de los demás ductos que componen el sistema en el comportamiento individual de cada sección. El uso de métodos analíticos minimiza el alcance del modelo, siendo que para sistemas complejos el uso de herramientas como Resistencias Equivalentes o aplicación directa de Kirchoff genera múltiples pasos manuales o ecuaciones de altos órdenes difíciles de resolver.

Por lo tanto, se planteó desarrollar el modelo de cálculo se con base en el uso directo de las ecuaciones. Se estandarizó el modelo en unidades imperiales. La **Tabla VI** contiene cada una de las ecuaciones implementadas, con sus respectivas unidades (estas ecuaciones también se encuentran como referencia en la hoja REF de Excel); los cálculos de pérdidas y caudal son aplicables a régimen completamente desarrollado, es decir, cuando $Reynolds \geq 10000$.

Tabla VI Ecuaciones del modelo

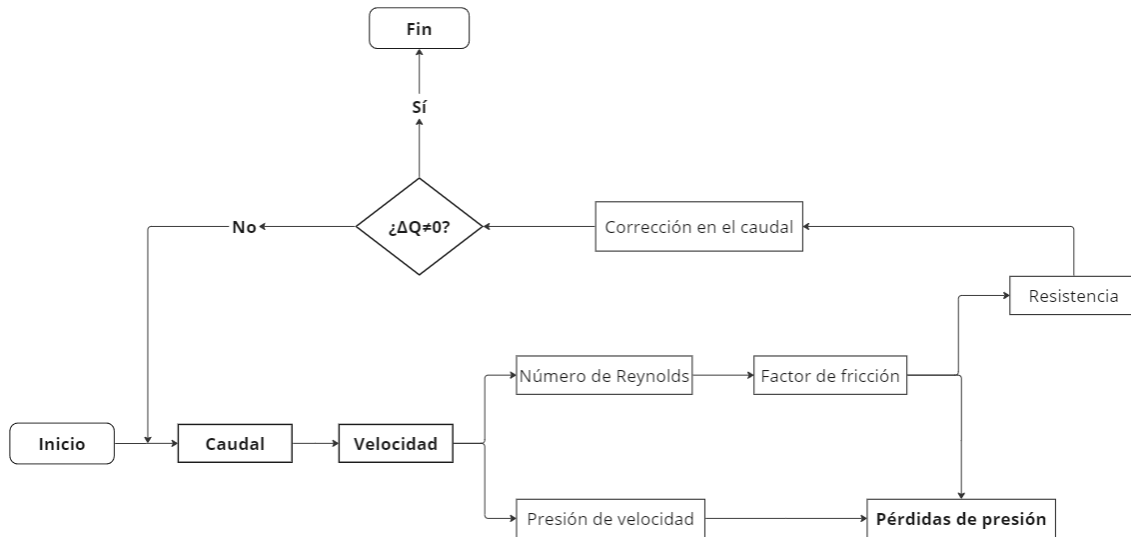
Dato	Ecuación	Unidades
Pérdidas de presión en un ducto	$\Delta P_d = \frac{fL}{D_h} * VP$	"wg
Pérdidas en un accesorio	$\Delta P_a = K * VP$	"wg
Presión de velocidad	$VP = \left(\frac{V}{4005}\right)^2 * df$	"wg
Diámetro hidráulico	$D_h = \frac{4A}{Per}$	ft
Diámetro equivalente	$D_e = \frac{1,30(ab)^{0,625}}{(a + b)^{0,250}}$	ft
Factor de densidad	$df = \frac{\rho_{act}}{\rho_{std}}$	–
Factor de fricción	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2\log\left(\frac{\epsilon}{3,72D_h} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}}\right)$	–
Reynolds	$Re = \frac{VD_h}{\nu}$	–
Velocidad	$V = \frac{Q}{A}$	FPM
Resistencia en un ducto	$R_d = \frac{f\rho}{2} L \frac{per}{A^3} df$	$\frac{lbs^2}{ft^8}$
Resistencia en un accesorio	$R_a = \frac{K\rho}{2A^2} df$	$\frac{lbs^2}{ft^8}$
Corrección de caudal	$\Delta Q = \frac{-\sum_i(R_i Q_{a_i} Q_{a_i}) - p_f}{\sum_i(2R_i Q_{a_i}) + s_f}$	CFM
Caudal corregido	$Q_i = Q_a + \Delta Q$	CFM

Fuente: (Puerta & Hernandez, 2003), (ACGIH, 2013), (ASHRAE, 2019), (McPherson, 2012)

5.2 Etapa 2: Desarrollo y Programación del Modelo de Cálculo

Las variables del sistema que permiten el cálculo de las salidas principales en general están ligadas a la estimación del caudal. La **Figura 12** ilustra cómo este afecta directamente la velocidad y en consecuencia las pérdidas de presión mediante el Factor de Fricción y la Presión de Velocidad, y al caudal mismo mediante la Resistencia.

Figura 12 Dependencia de las ecuaciones

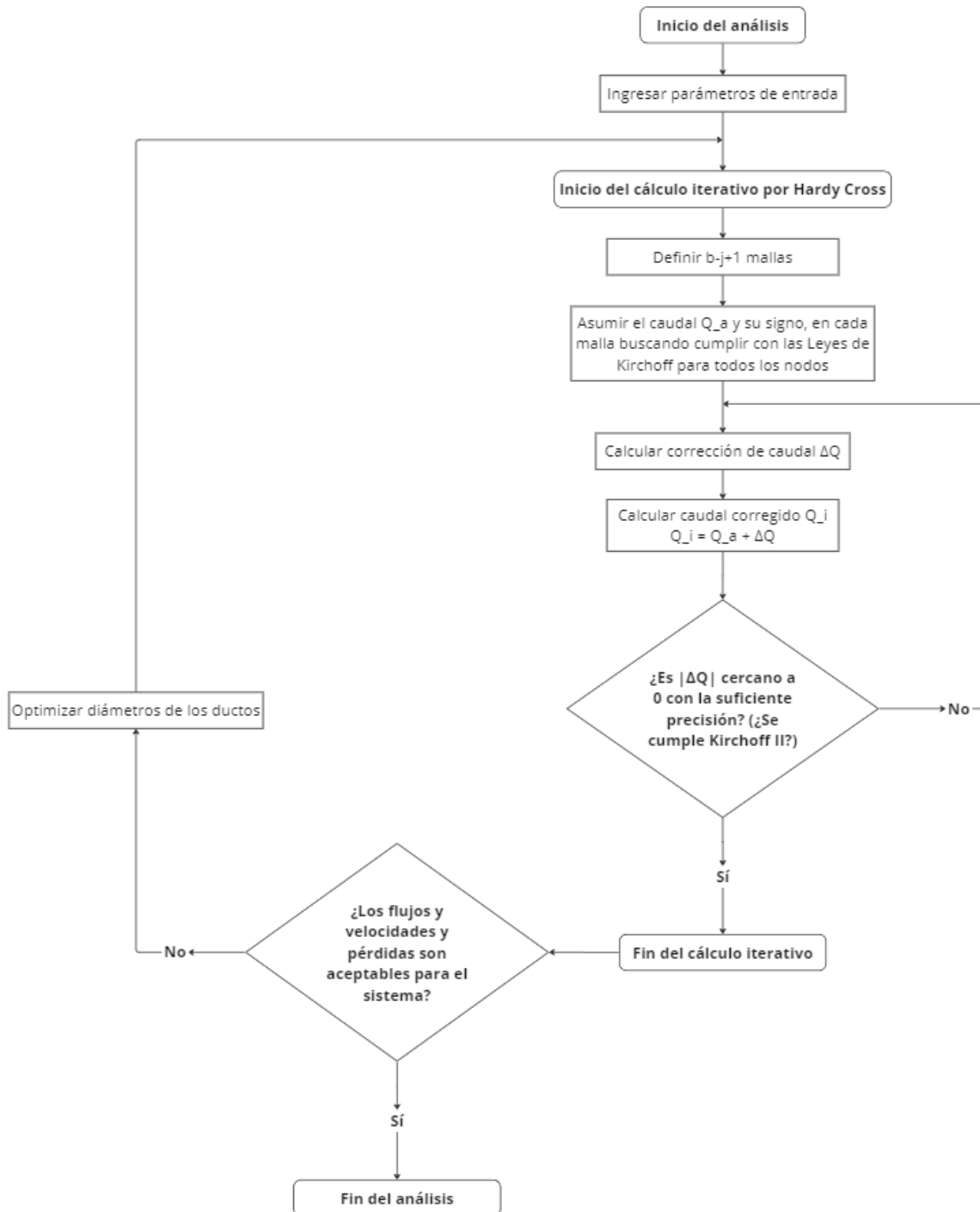


Fuente: Elaboración propia

Se programaron dos hojas de cálculo para los casos en los que se requiera hacer una valoración individual de las secciones con caudal o velocidad fijos para la estimación de pérdidas localizadas, en cuyo caso el flujo lógico del proceso (**Figura 12**) omitiría la rama de corrección en el caudal. Debido a esta dependencia a la velocidad y a la incidencia del caudal sobre sí mismo para la obtención de una mayor precisión, el diagrama de flujo del proceso (**Figura 13**) está orientado hacia la obtención de Q. Al iniciar el análisis el primer paso es ingresar los parámetros de entrada del sistema en la hoja de Excel “Parámetros”. Estos parámetros incluyen tanto las condiciones globales del sistema (densidad del aire, viscosidad dinámica del aire y factor de densidad con respecto al aire estándar ($\rho_{std=0,075 \frac{lbm}{ft^3}}$), como las condiciones específicas de ductos y accesorios.

La **Tabla VII** indica las propiedades de operación de ductos y accesorios solicitadas en la hoja de cálculo. Cada ducto se asigna a máximo un accesorio para tener en cuenta su impacto, considerando que cada accesorio está en serie con su respectivo ducto. Una vez identificados los parámetros de entrada de cada sección se inicia el cálculo iterativo mediante Hardy-Cross como se describe en la *página 37*. En Excel, las iteraciones para cada malla se realizan automáticamente al hacer click el botón de iterar.

Figura 13 Flujograma para la estimación del caudal



Fuente: Elaboración propia

Tabla VII *Parámetros de operación*

Parámetro	Símbolo	Unidades
Longitud del ducto	L	ft
Geometría del ducto	–	<i>Circular / Rectangular</i>
Diámetro (Ductos circulares)	D	ft
Lados a y b (Ductos rectangulares)	a, b	ft
Área Sección Transversal	A	ft^2
Perímetro Sección Transversal	Per	ft
Diámetro hidráulico	D_h, D_e	–
Tipo de contaminante	–	Tabla II
Superficie del ducto	–	Tabla I
Rugosidad absoluta	ϵ	ft
Rugosidad relativa	ϵ_r	–
Accesorio	–	Tabla VIII
Especificación del accesorio	–	Tabla VIII
Referencia ASHRAE Database	–	Tabla VIII
Coefficiente K	K	–

Fuente: Elaboración propia

Se utilizó el ASHRAE Fitting Database como fuente de información sobre los accesorios. En Excel, la hoja REF contiene además una tabla en la que, para varios tipos de accesorio, indica su Referencia de la base de datos de ASHRAE, su especificación y su factor de fricción, además del diagrama que lo representa. El contenido de esta tabla se presenta en la **Tabla VIII**.

Desarrollo de una Herramienta de Cálculo para el Diseño y Valoración de Redes de Ventilación mediante el Método Hardy Cross 45

Tabla VIII Especificaciones de los accesorios

Tipo	Referencia ASHRAE	Especificación	K
Entrada	ED1-1	Duct mounted in wall	0
	ER1-1	Duct mounted in wall, Rectangular	0,5
	ED1-2	Bellmouth	0
	ED1-3	Bellmouth with mouth	0,5
	ED1-7	Orifice, sharp edged	1
Codo	CD3-15	Mitered 90°, Round	1,2
	CD3-16	Mitered 60°, Round	0,94
	CD3-17	Mitered 45°, Round	0,72
	CD3-18	Mitered 30°, Round	0,54
	CD3-20	Mitered with vanes, 90°	0,45
	CR3-6	Mitered without vanes	1,18
	CR3-9	Mitered with vanes 1-1/2 in	0,11
	CR3-12	Mitered with vanes 3-1/4 in	0,33
	CD3-1	Die stamped, 90°, r/D=15	0,11
	CD3-2	Die stamped, 90°, r/D=1,0	0,24
	CD3-3	Die stamped, 45°, r/D=15	0,07
	CD3-4	Die stamped, 45°, r/D=1,0	0,11
	CD3-14	3 Gore, 45°, r/D=1,5	0,11
	CD3-13	3 Gore, 60°, r/D=1,5	0,14
	CD3-12	3 Gore, 90°, r/D=0,75-2	0,42
	CD3-9	5 Gore, 90°, r/D=1,5	0,18
	CD3-21	5 Gore, 90°, r/D=1,0	0,29
	CR3-1	Smooth radius without vanes	0,21
	CR3-3	Smooth radius, One splitter vane	0,05
	CR3-4	Smooth radius, Two splitter vanes	0,02
	CR3-5	Smooth radius, Three splitter vanes	0,01
Salida	SD2-1	Abrupt exit, Round	2
	SD2-4	Conical diffuser, with wall	0,24
	SR2-1	Abrupt exit, Rectangular	2

Tabla VIII Especificaciones de los accesorios (Continuación)

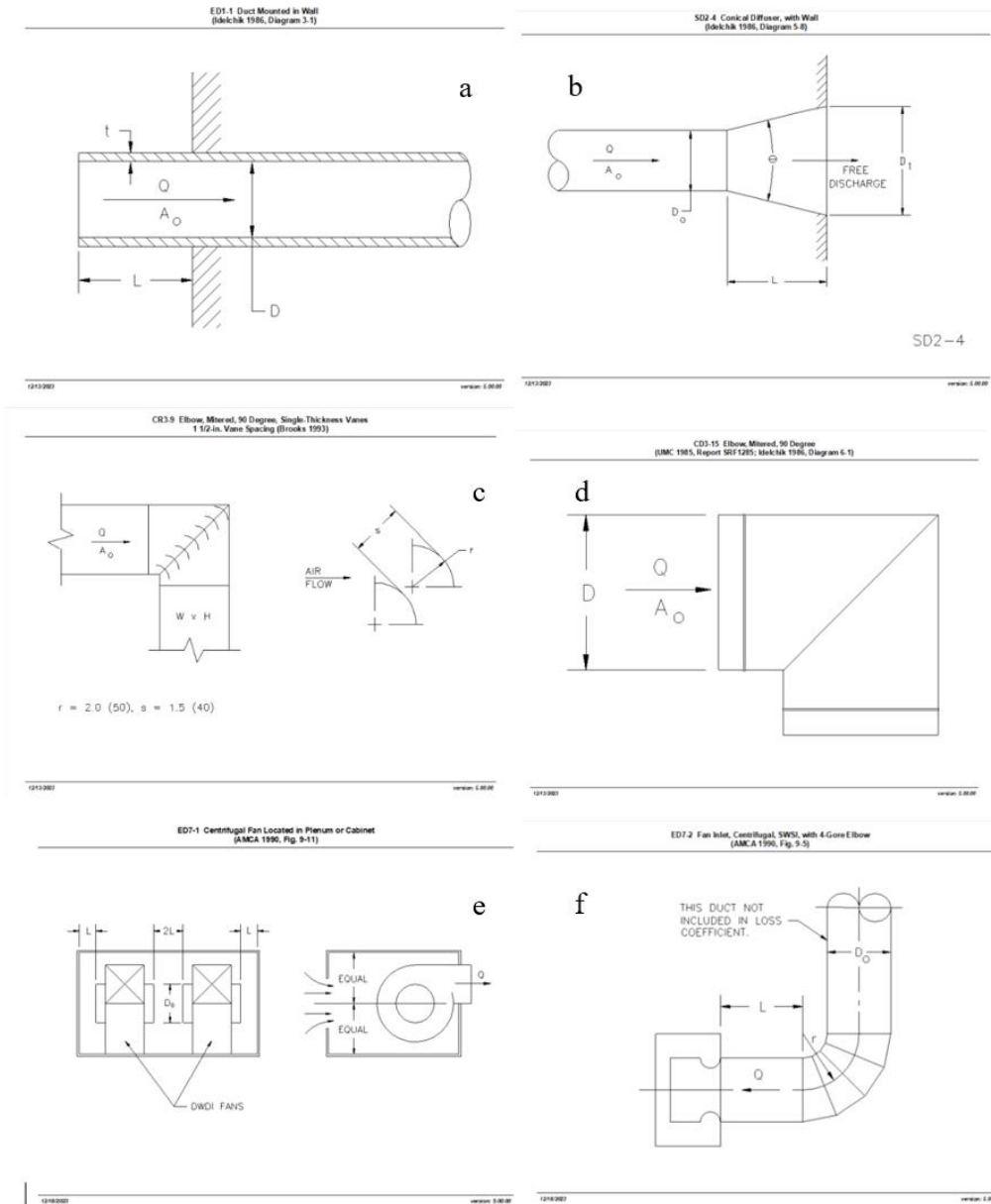
Tipo	Referencia ASHRAE	Especificación	K
Campana	-	Abertura plana	0,93
	-	Abertura con pestaña	0,49
Dámper	CD9-1	Butterfy, Round, 0°	0,6
	CD9-1	Butterfy, Round, 30°	4
	CD9-1	Butterfy, Round, 60°	67
	CR9-1	Butterfy, Rectangular, 0°	0,04
	CR9-1	Butterfy, Rectangular, 30°	3
	CR9-1	Butterfy, Rectangular, 60°	60
Ventilador	ED7-1	Centrifugal, in plenum or Cabinet, L/D=0,3	0,8
	ED7-1	Centrifugal, in plenum or Cabinet, L/D=0,4	0,53
	ED7-1	Centrifugal, in plenum or Cabinet, L/D=0,5	0,4
	ED7-1	Centrifugal, in plenum or Cabinet, L/D=0,75	0,22
Entrada Ventilador	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=0, r/D=0,5	1,8
	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=0, r/D=1	1,2
	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=0, r/D=1,5	1,1
	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=2, r/D=0,5	1
	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=2, r/D=1	0,67
	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=2, r/D=1,5	0,6
	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=5, r/D=0,5	0,53
	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=5, r/D=1	0,33
	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=5, r/D=1,5	0,33
	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=10, r/D=0,5	0,53
	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=10, r/D=1	0,33
	ED7-2	Fan inlet, Centrifugal, SWSI with 4-Gore Elbow, L/D=10, r/D=1,5	0,33

Fuente: (ASHRAE, 2023)

Desarrollo de una Herramienta de Cálculo para el Diseño y Valoración de Redes de Ventilación mediante el Método Hardy Cross 47

Algunos diagramas proporcionados para los accesorios de la **Tabla VIII**, se muestran como referencia en la **Figura 14** donde: **a** es una entrada con el ducto montado en la pared, **b** es una salida de difusor cónico montada en la pared, **c** es un codo miltrado con paletas, **d** es un codo miltrado de 90°, **e** es un ventilador centrífugo situado en un plenum o gabinete, y **f** es una entrada de ventilador centrífugo con codo de 4 pliegues.

Figura 14 Diagramas de algunos accesorios proporcionados por ASHRAE Fitting Database



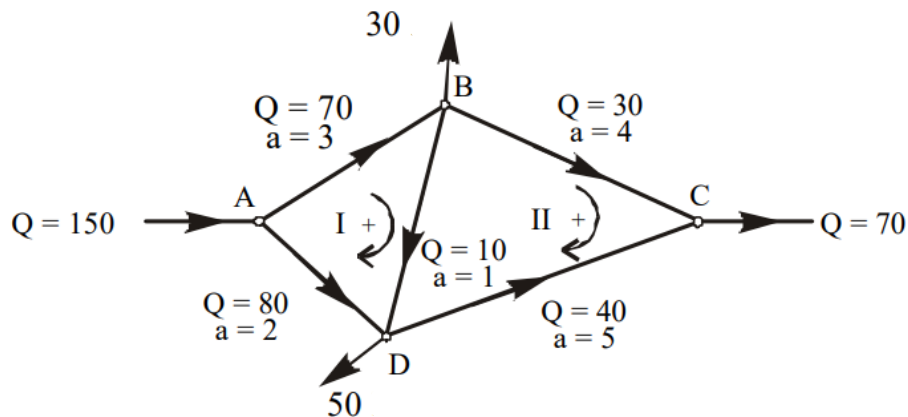
Fuente: (ASHRAE, 2023)

Una vez satisfechos los criterios de diseño y finalizado el proceso de iteración y análisis, tras la implementación del método en la hoja “MALLAS” de Excel, el programa indica cuántas iteraciones fueron necesarias para converger, y se encuentran disponibles los cálculos de los demás parámetros de salida para el caudal obtenido.

Durante la programación de la herramienta en el software se hicieron comparaciones individuales de los datos de salida relevantes y no relevantes del modelo con respecto a cálculos manuales, ejemplos de los libros de Puerta y Hernandez (2003), ACGIH (2013), ASHRAE (2019) y McPherson (2012), y herramientas de cálculo online, para comparar la fidelidad de los cálculos y la coherencia del sistema de unidades.

Jaume (2014) plantea una red simple de fluido para la implementación del método Hardy Cross, mostrada en la **Figura 15**. Como el ejemplo no especifica la geometría de los ductos ni el tipo de accesorios en los nodos, se forzó la resistencia (que en el ejemplo llaman “a”) y se ingresaron los datos de caudal asumidos. Se probó implementar el modelo con y sin la corrección adicional en la sección repetida, y se compararon los resultados con los arrojados en el ejemplo.

Figura 15 Ejemplo Hardy Cross



Fuente: (Jaume, 2014)

Inicialmente, se validó que los valores de corrección en el caudal calculados (**Figura 16**) correspondieran a los obtenidos en el ejemplo, para validar que el criterio de convergencia sea el mismo. Este valor es igual para ambos casos, pero en el ejemplo por ser un cálculo manual se aproxima a dos cifras, mientras Excel toma el valor completo.

$$\Delta Q_{I_{calculada}} = -2,6316 \approx \Delta Q_{I_{ejemplo}} = -2,63$$

$$\Delta Q_{II_{calculada}} = 6,8182 \approx \Delta Q_{II_{ejemplo}} = 6,82$$

Figura 16 Primera iteración

Malla	Sección	Resistencia Sección	Caudal asumido	Caudal Corregido
		$R_v \left[\frac{lb^2}{ft^5} \right]$	$Q_a [CFM]$	$Q_i [CFM]$
I	1	3,0000E+00	70,0000	67,3684
I	2	2,0000E+00	-80,0000	-82,6316
I	3	1,0000E+00	10,0000	7,3684
I				
I				
	DeltaQI	-2,6316		
II	4	4,0000E+00	30,0000	36,8182
II	3	1,0000E+00	-10,0000	-3,1818
II	5	5,0000E+00	-40,0000	-33,1818
II				
II				
	DeltaQII	6,8182		

Fuente: Elaboración propia

No implementar la corrección en el caudal para la sección 3 (BD) tiene la consecuencia de que se obtiene un caudal diferente para la misma sección en cada malla donde aparece. En este caso, esta sección presentó un caudal de 7,3499 CFM para la Malla I, y de -3,0348 CFM para la Malla II.

El modelo convergió luego de 3 iteraciones tanto para el ejemplo, que fue desarrollado manualmente, como para el cálculo hecho mediante la herramienta de Excel. Los resultados con y sin corrección se presentan en la **Tabla IX** donde SC son los caudales obtenidos sin realizar la corrección, y CC son los caudales corregidos con la corrección. Los errores fueron calculados con respecto al ejemplo. El error porcentual con respecto a los valores del ejemplo en general es bajo, el valor más próximo al del ejemplo para la sección 3 sin corrección tiene un error de más de 400%, por lo que, a pesar de que las demás estimaciones tienen un error aceptable, se descarta completamente la omisión de la corrección. El error con corrección más alto fue justamente de la sección repetida 3, sin embargo, la diferencia los dos valores es de 0,058, por lo que en realidad están bastante próximos teniendo en cuenta que en el ejemplo los cálculos son aproximados.

Tabla IX Resultados de la iteración

Sección	Ejemplo	SC	CC	Error % SC	Error % CC
1 (AB)	67,48	67,3499	67,4232	0,1928	0,0842
2 (AD)	82,65	82,6501	82,5768	0,0001	0,0886
3 (BD)	0,53	7,3499 o 3,0348	0,4723	879,688 (promedio)	10,8868
4 (BC)	36,95	36,9652	36,9508	0,0411	0,0021
5 (DC)	33,05	33,0348	33,0492	0,0460	0,0024

Fuente: Elaboración propia

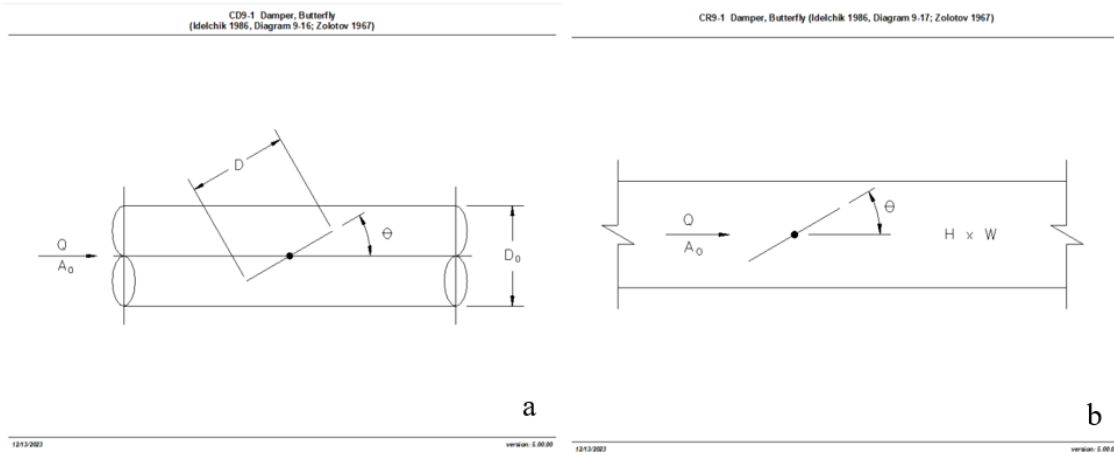
El alcance de esta herramienta de cálculo es una red de ventilación de hasta 15 secciones (compuestas por un ducto y máximo un accesorio en cada sección, de 53 configuraciones diferentes de accesorios), distribuidas en hasta 5 mallas, con una precisión de 0,0001 en la estimación del caudal.

5.3 Etapa 3: Simulaciones en CFD

5.3.1 Preparación de las Simulaciones

Las dimensiones de los elementos simulados fueron tomadas con base en elementos comerciales. Para el caso de las campanas, se tomó la referencia EPC-002, en acero galvanizado, de la marca PiraCenter (VentDepot, s. f.), con y sin pestañas. Para el caso de los dámper, ambos son tipo mariposa, uno con perfil rectangular y el otro con perfil circular, para los cuales se tomaron las referencias 3200 y 2100 de (Shan Rod, 2023) respectivamente. La **Figura 17 a** muestra el esquema de un dámper mariposa con sección transversal circular, y la **b** muestra un dámper mariposa con sección transversal rectangular. El principio de funcionamiento de ambos es el mismo: permiten u obstruyen el paso del aire al girar su cuerpo un ángulo θ , siendo $\theta = 0^\circ$ donde está completamente abierto y $\theta = 90^\circ$ donde está completamente cerrado.

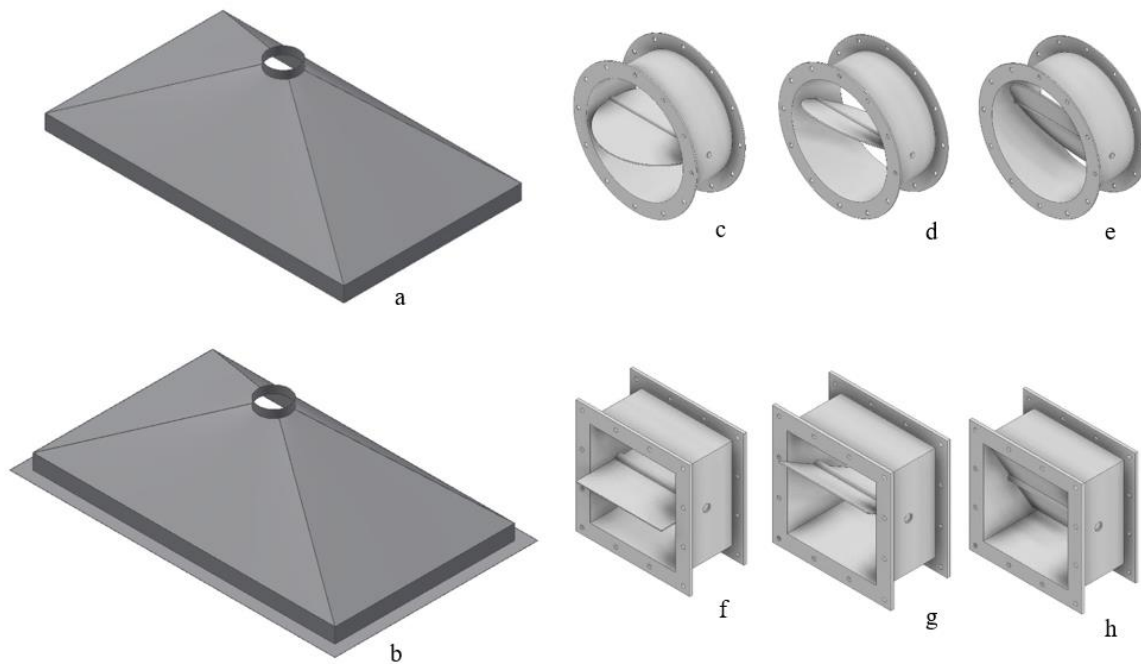
Figura 17 Diagramas de dámper mariposa



Fuente: (ASHRAE, 2023)

Con base en las fichas técnicas comerciales se realizó el modelo CAD de cada elemento. La **Figura 18 b** y **a** muestran la campana con y sin pestaña respectivamente, para ambos casos la relación de forma $\frac{W}{L} > 0,2$. Para cada geometría de dámper se hicieron tres modelos con aperturas diferentes: $\theta = 0^\circ$ (**b c a**), $\theta = 30^\circ$ (**d y g**) y $\theta = 60^\circ$ (**e y h**), no se realizó la simulación a $\theta = 90^\circ$ debido a que, al estar completamente cerrado, las pérdidas serían infinitas.

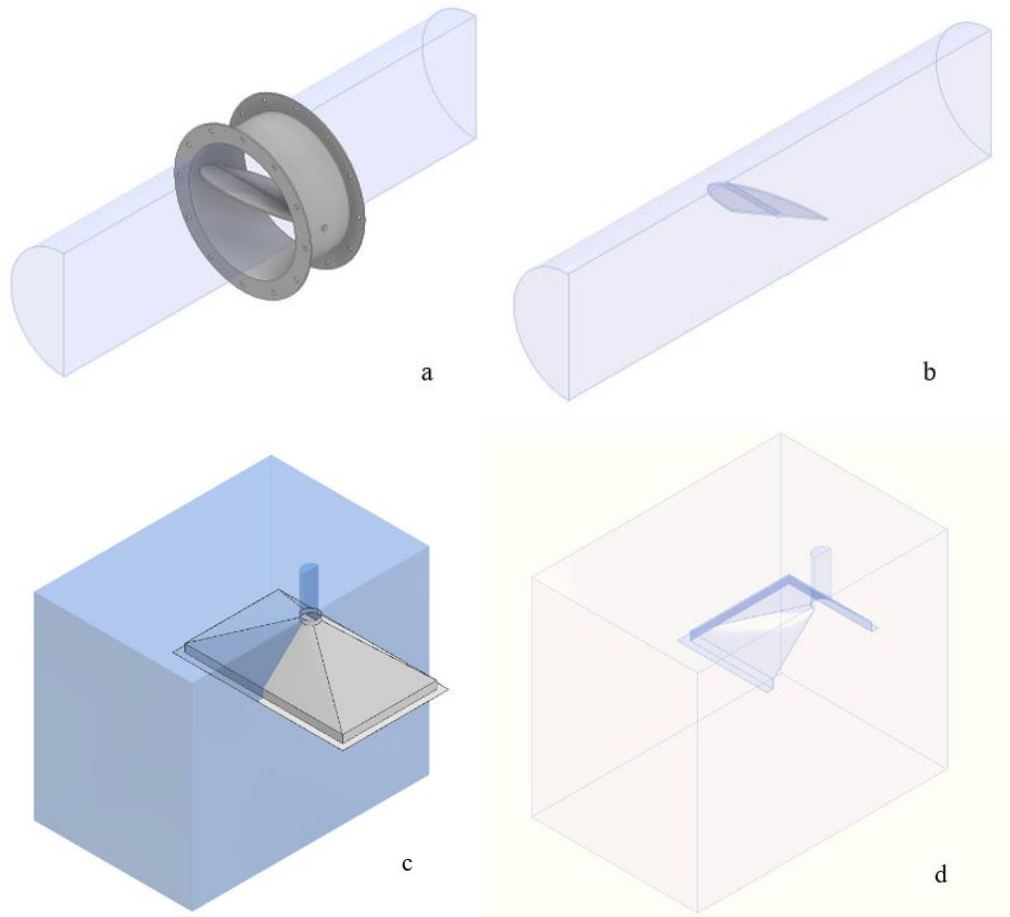
Figura 18 Modelos CAD de dámper y campanas



Fuente: Elaboración propia

Una vez modelada cada geometría se definió el volumen de control para las simulaciones. La licencia estudiantil de Ansys permite un número limitado de 512000 nodos, y en consecuencia se descartó la independencia del mallado, por lo que se buscó obtener el mejor mallado posible dadas las limitaciones de software; en atención a esto, para cada accesorio se definió solo medio volumen de control con base en la simetría, como lo ejemplifica la **Figura 19**, donde **b** y **d** son los sólidos exportados para el mallado del dámper circular y la campana con pestaña respectivamente.

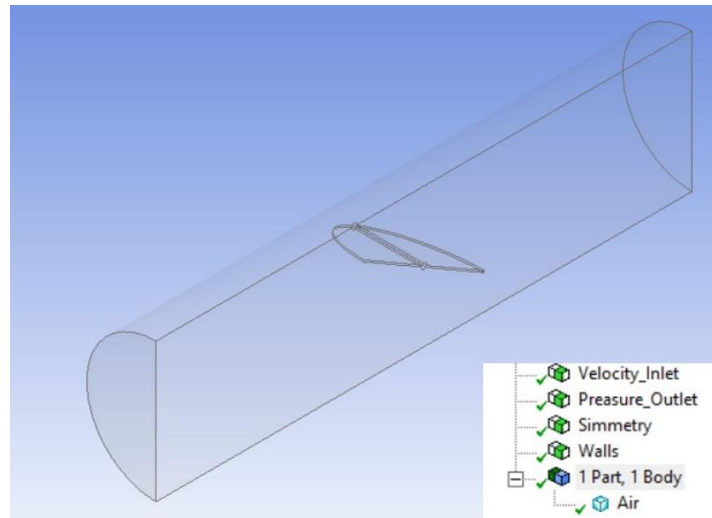
Figura 19 Volumen de control para Dámper Circular y Campana con Pestaña



Fuente: Elaboración propia

En design modeller se definieron las condiciones de frontera para cada volumen de control, donde se tiene una entrada de velocidad, una salida de presión, se definió el plano de simetría y las paredes, y se definió el aire como fluido de trabajo (**Figura 20**). Se considera pared a toda superficie en contacto con el aire, y cada pared tiene la condición de ser estática y no transferir calor; y se tomó la rugosidad de acuerdo con la **Tabla I** para el acero galvanizado medio.

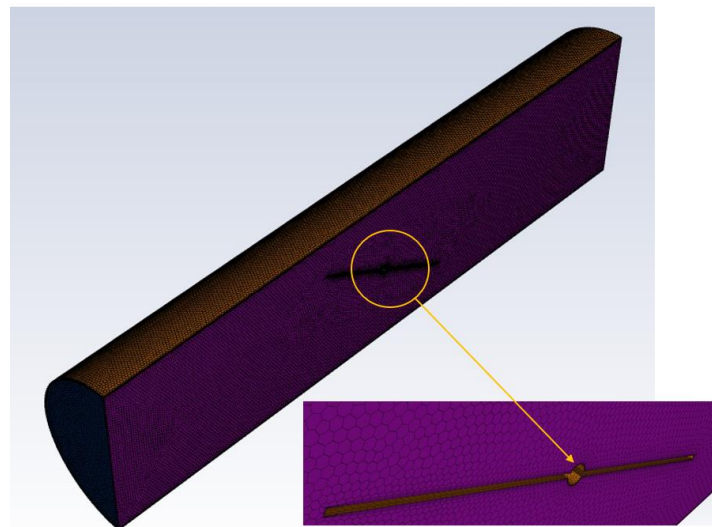
Figura 20 Definición de condiciones de frontera



Fuente: Elaboración propia

Se realizó el mallado de cada elemento modelado utilizando la técnica Poli-Hexcore, como ejemplifica la **Figura 21** para el volumen de control de un dámper de sección transversal circular.

Figura 21 Mallado del Volumen de Control de un Dámper Circular



Fuente: Elaboración propia

Los parámetros de calidad se establecieron tal que la calidad ortogonal promedio fuera mayor a 0,9, la relación de aspecto promedio fuera menor a 10, y el skewness promedio menor a 0,5. Todos los modelos cumplieron con estos parámetros promedio (**Tabla X**).

Tabla X *Parámetros de Calidad de las Mallas*

Tipo	Código comercial	Descripción	Número de elementos	Métricas promedio de calidad		
				Ortogonal Quality	Aspect Ratio	Skewnees
Campana	EPC-002	Abertura plana	251915	0,912	4,911	0,076
	EPC-002_Flipper	Pestaña	310536	0,903	5,190	0,086
	2100.12_0	Circular, 0° de apertura	504257	0,943	7,84	0,054
Butterfly Damper	2100.12_30	Circular, 30° de apertura	442824	0,943	7,50	0,049
	2100.12_60	Circular, 60° de apertura	399096	0,941	8,14	0,052
	2100.12_0	Rectangular, 0° de apertura	459425	0,935	8,21	0,059
	2100.12_30	Rectangular, 30° de apertura	463848	0,934	8,23	0,060
	2100.12_60	Rectangular, 60° de apertura	461393	0,933	8,59	0,062

Fuente: Elaboración propia

En (Wen et al., 2022) utilizan satisfactoriamente el modelo k-ε estándar para la simulación de dámper, para las campanas, en (Rendola, 2015) igualmente describen como modelo efectivo para la evaluación del comportamiento de campanas rectangulares el modelo k- ε estándar. Este fue el modelo implementado para todos los elementos.

5.3.2 Simulación de Dámper Circular y Rectangular

Utilizando la ecuación de pérdidas en un accesorio, es posible estimar la pérdida de presión para cada configuración de dámper teniendo en cuenta su respectivo factor de pérdida teórico K mostrado en la **Tabla VIII**, la densidad utilizada en las simulaciones correspondiente a la densidad

del aire a condiciones estándar ($0,075 \frac{lbm}{ft^3}$), y la entrada de velocidad de 1500fpm. La **Tabla XI** indica los respectivos factores y pérdidas de presión para estas condiciones.

Tabla XI Datos de referencia para dámper

Geometría	Inclinación	$K_{teórico}$	ΔP_a ["wg]
Circular	0°	0,6	0,084
	30°	4	0,561
	60°	67	9,39
Rectangular	0°	0,04	0,006
	30°	3	0,421
	60°	60	8,416

Fuente: Elaboración propia

La **Figura 22**, **Figura 23**, **Figura 24** y **Figura 25** representan, respectivamente, los perfiles de velocidad, presión dinámica, presión estática y presión total para los dámper circulares de 0° (a), 30° (b) y 60° (c) de inclinación. La **Figura 26**, **Figura 27**, **Figura 28**, **Figura 29** representan los mismos perfiles para los dámper rectangulares de 0° (a), 30° (b) y 60° (c) de inclinación.

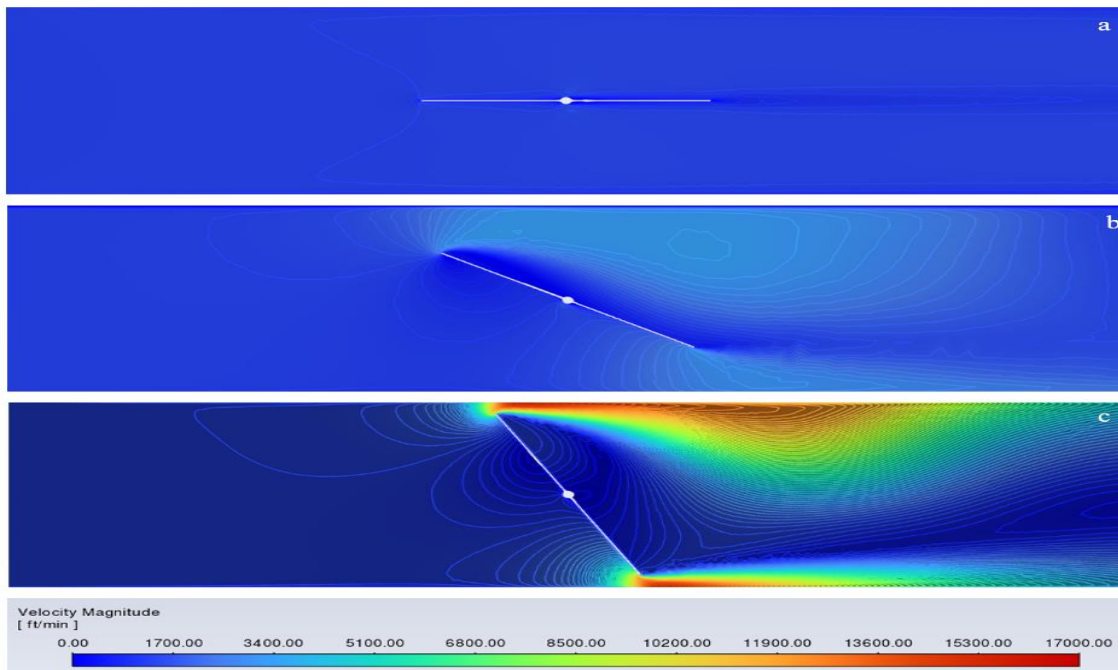
Para los perfiles de los dámper a 30° y especialmente a 0° los parecen imperceptibles, esto se debe a que se estandarizaron las escalas de velocidad y presiones usando como límite superior el valor máximo obtenido para cada perfil, que en todos los casos se halló para una inclinación de 60°.

Para ambos dámper, es notorio como el ángulo impacta fuertemente en los cambios tanto de presión como de velocidad, siendo que un mayor ángulo tiende a aumentar la velocidad (**Figura 22**, **Figura 26**) en las paredes del ducto al pasar la mariposa, fenómeno que también se ve muy representado en la presión dinámica (**Figura 23**, **Figura 27**) por su estrecha relación con la velocidad. En general, el dámper con sección transversal circular afecta en mayor medida la velocidad después de la mariposa, siendo que el aire tiende a aumentar su velocidad no solamente hacia las paredes del ducto, sino hacia el eje del dámper, mientras para la sección transversal rectangular este aumento en la velocidad se da principalmente en las paredes.

El comportamiento esperado de los perfiles de presión, en particular la presión dinámica (Figura 23, Figura 27) que es donde se estiman las pérdidas, de acuerdo con la Tabla XI, era que las mayores pérdidas para cada ángulo se dieran en el dámper de perfil circular, esto globalmente se vio reflejado en las simulaciones, excepto por la inclinación de 0° , que tuvo levemente mayores fluctuaciones en el rectangular.

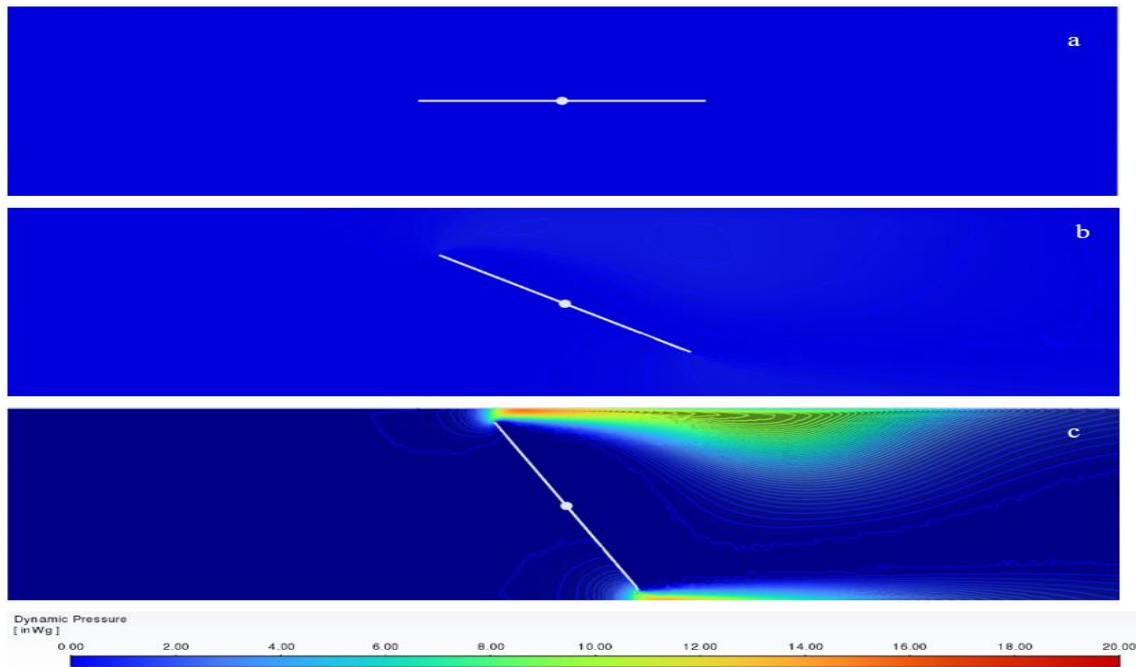
Al evaluar la presión total (Figura 25, Figura 29) con respecto a los valores esperados en la Tabla XI, los cambios en la presión son superiores a lo esperado, siendo que para 60° las caídas de presión oscilaban entre los 8 y 9 “wg, y en las simulaciones estas caídas oscilan los 24 “wg.

Figura 22 Perfil de velocidad para dámper circular



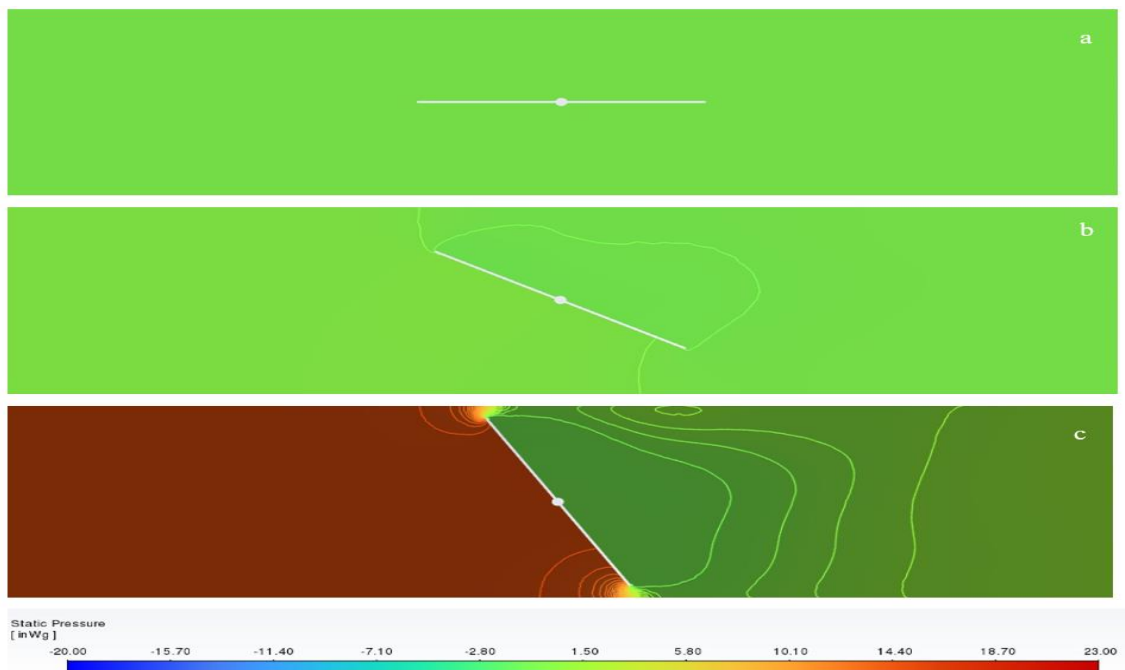
Fuente: Elaboración propia

Figura 23 Presión dinámica para dámper circular



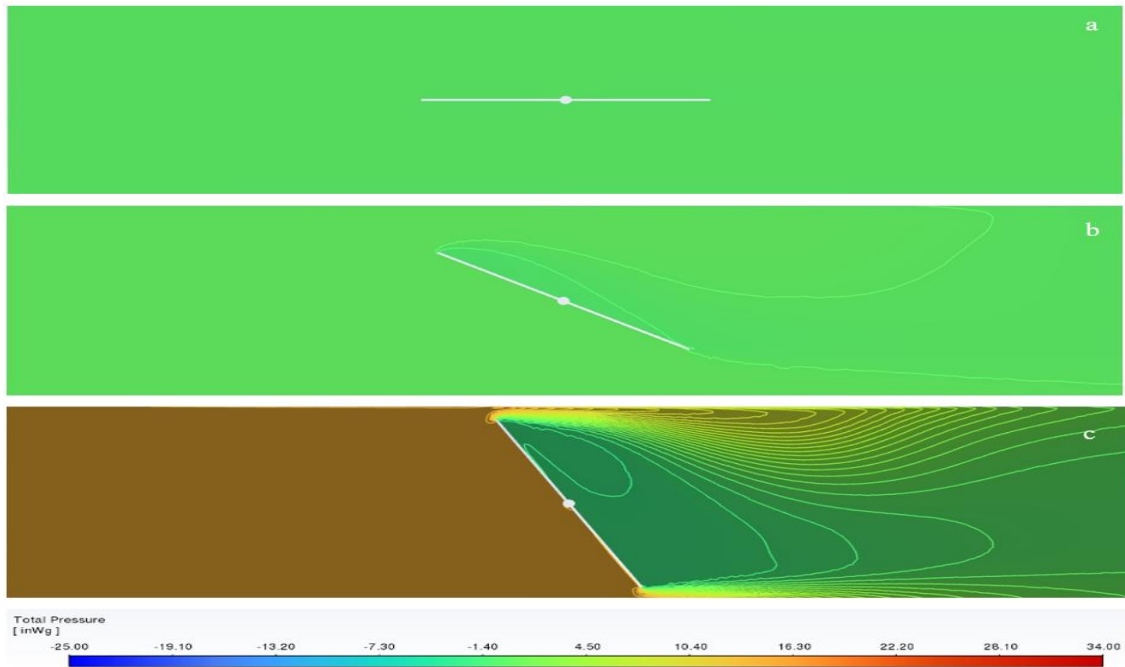
Fuente: Elaboración propia

Figura 24 Presión estática para dámper circular



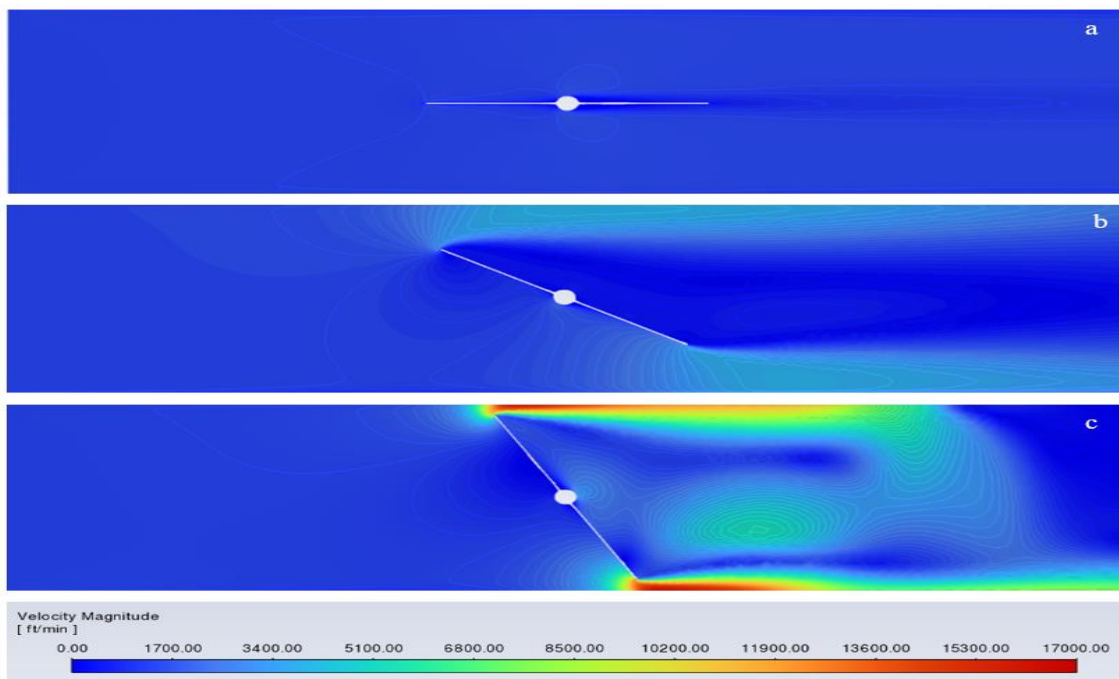
Fuente: Elaboración propia

Figura 25 Presión total para dámper circular



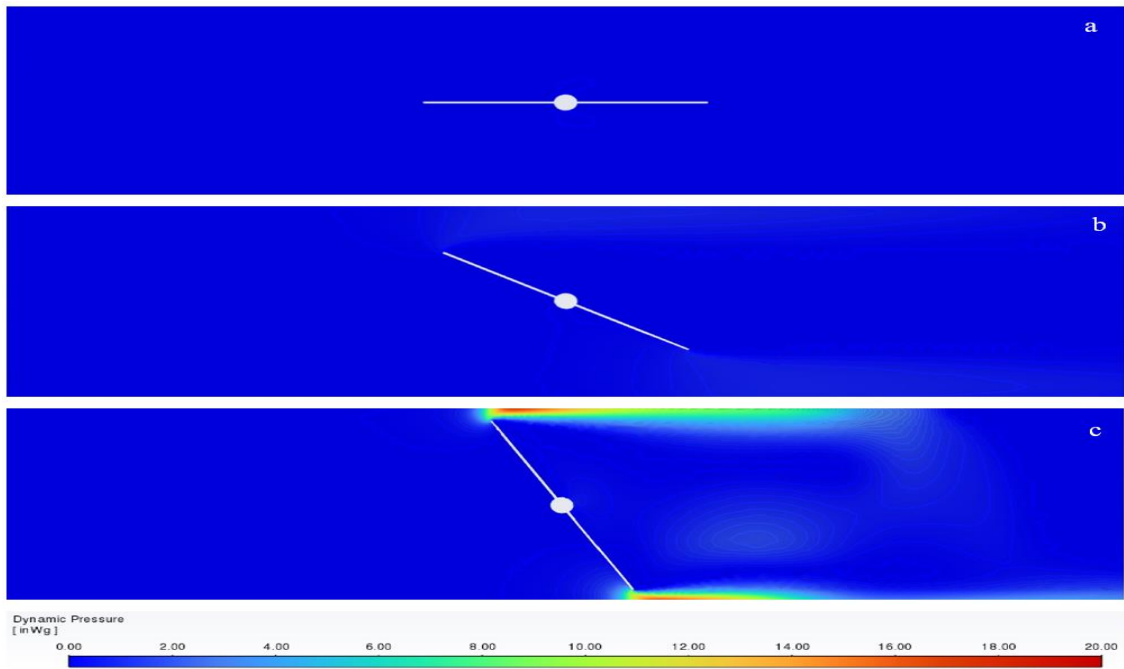
Fuente: Elaboración propia

Figura 26 Perfil de velocidad para dámper rectangular



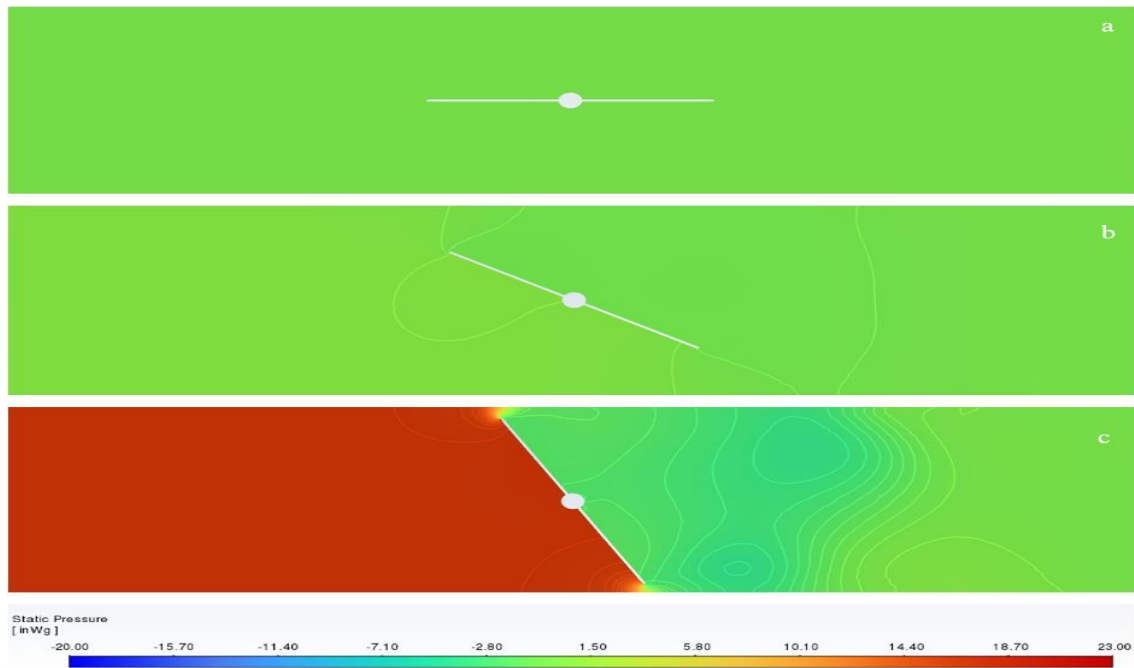
Fuente: Elaboración propia

Figura 27 Presión dinámica para dámper rectangular



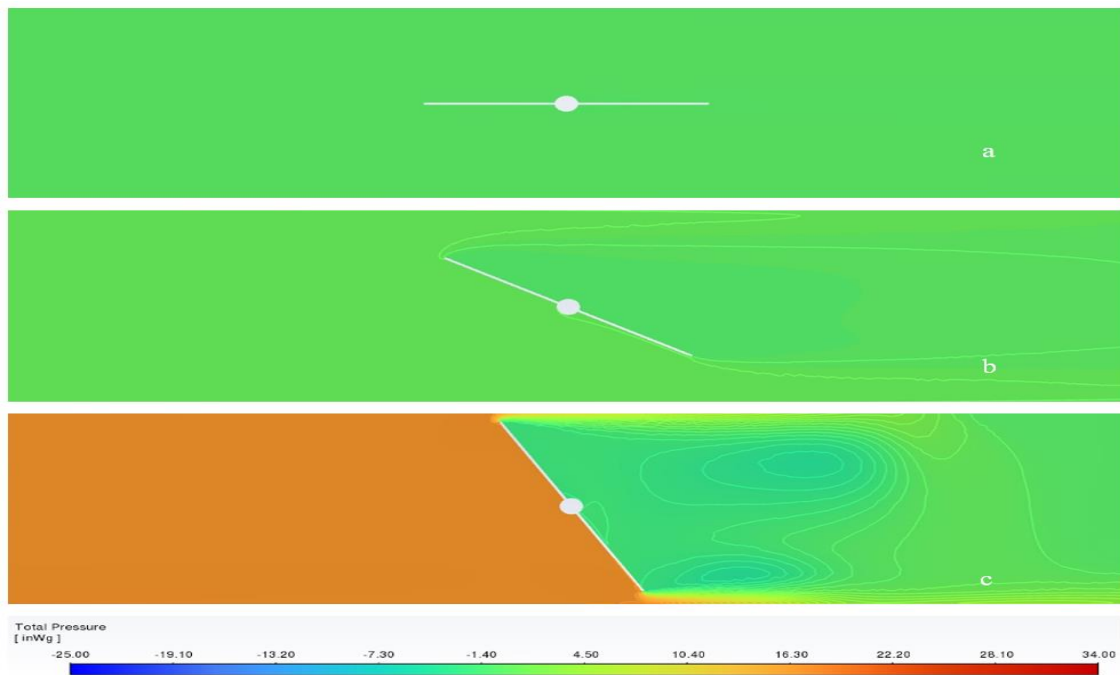
Fuente: Elaboración propia

Figura 28 Presión estática para dámper rectangular



Fuente: Elaboración propia

Figura 29 Presión total para dámper rectangular



Fuente: Elaboración propia

5.3.3 Simulación de Campanas

La **Figura 30**, **Figura 31**, **Figura 32** y **Figura 33** representan, respectivamente, los perfiles de velocidad, presión dinámica, presión estática y presión total de la campana con abertura plana (**a**), y la campana con pestaña (**b**). De manera análoga a los dámper, se estimó las pérdidas teóricas de presión de las campanas, cuyos resultados se encuentran en la **Tabla XII**.

Tabla XII Datos de referencia para dámper

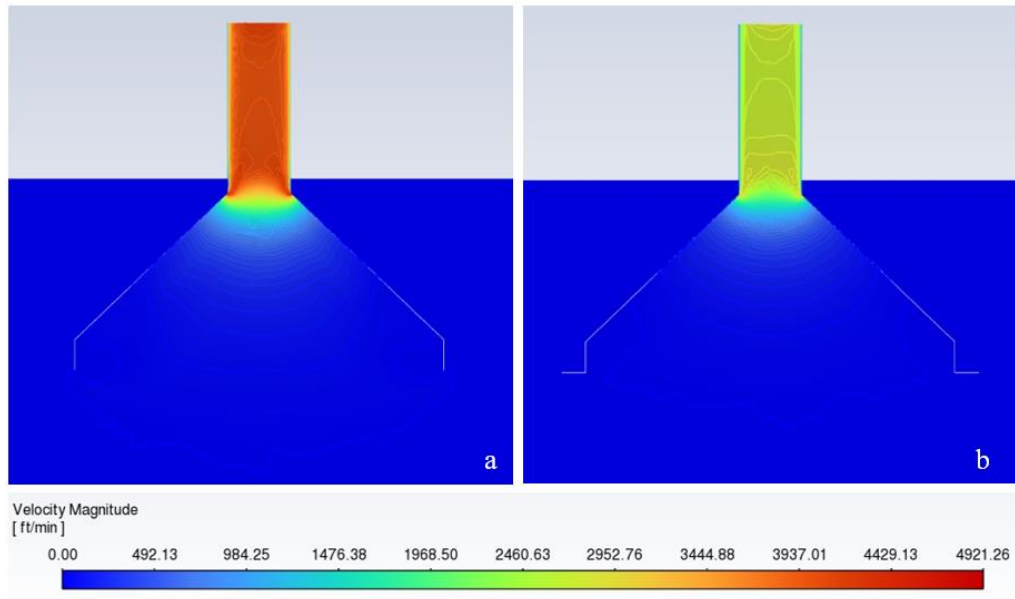
Campana	$K_{teórico}$	ΔP_a ["wg]
Plana	0,93	0,131
Pestaña	0,49	0,069

Fuente: Elaboración propia

El comportamiento de las campanas tanto desde su perfil de velocidad como desde sus perfiles de presión son consistentes con lo esperado teóricamente: que los cambios en la presión sean superiores en la campana con abertura plana con respecto a la abertura con pestaña, y que las

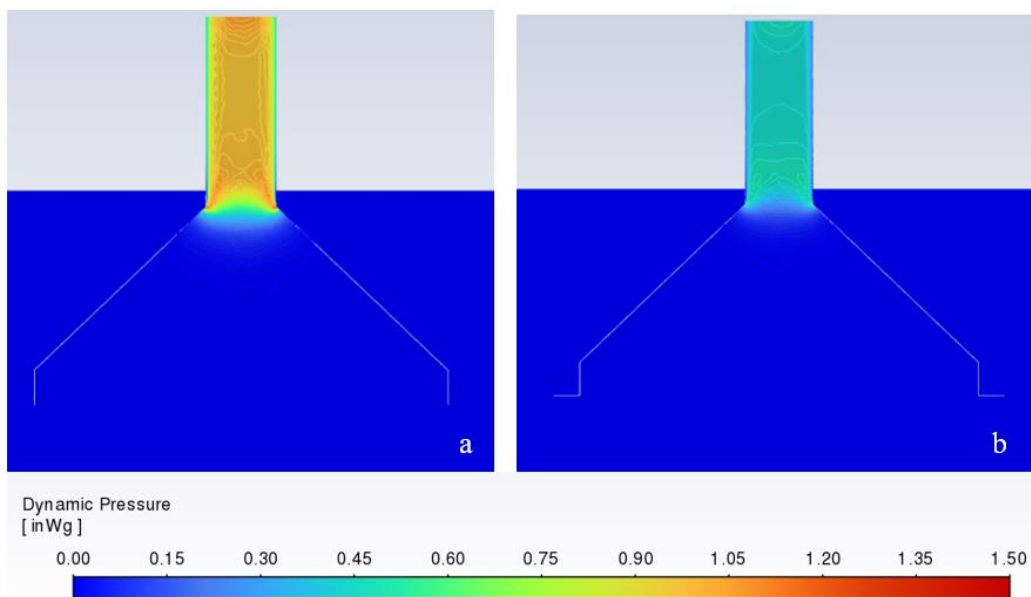
pérdidas sean cercanas o inferiores a 0,15 “wg. Para todos los perfiles, la campana con pestaña demostró un comportamiento más homogéneo, siendo que su presión total se mantuvo cercana a la presión atmosférica y las pérdidas se dieron principalmente en las paredes desde el inicio del ducto.

Figura 30 Perfil de velocidad para campanas



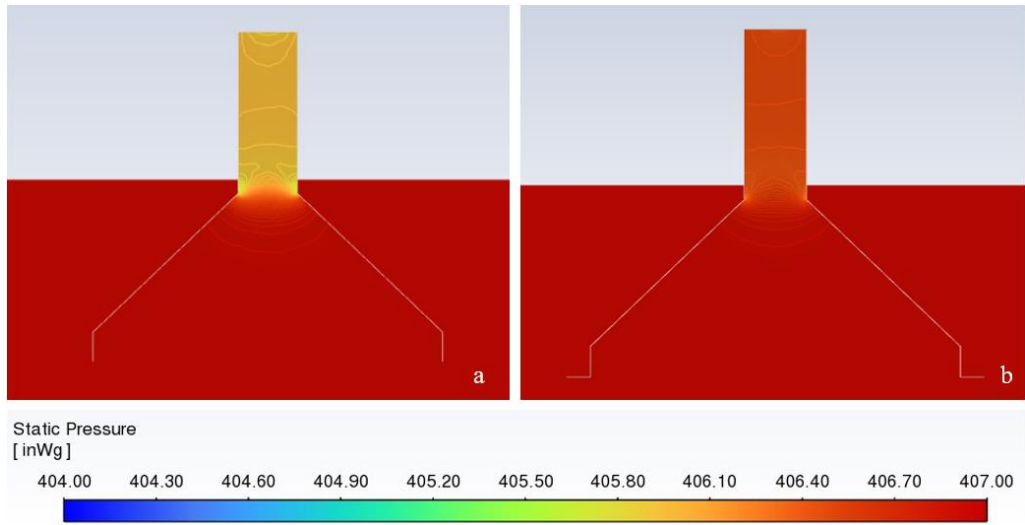
Fuente: Elaboración propia

Figura 31 Presión dinámica para campanas



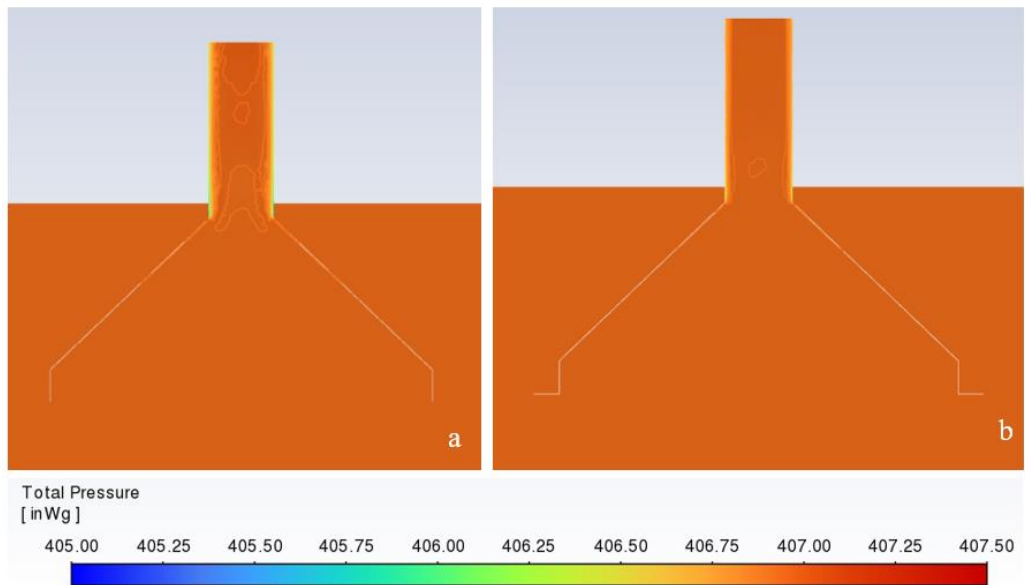
Fuente: Elaboración propia

Figura 32 Presión estática para campanas



Fuente: Elaboración propia

Figura 33 Presión total para campanas



Fuente: Elaboración propia

5. Conclusiones

- La herramienta desarrollada permite un análisis rápido de pérdidas en diferentes escenarios para elementos localizados con caudal o velocidad fijos, y el cálculo de caudal, velocidad y pérdidas de presión para sistemas con hasta 15 secciones, con acceso al factor de fricción de 53 variaciones de accesorios de ventilación.
- Los cálculos directos del método fueron comprobados directamente mediante el cálculo manual y la comparación con ejemplos bibliográficos. El cálculo iterativo del caudal comprobado mediante un ejemplo con dos mallas arrojó un error promedio del 2%, siendo que para los ductos no repetidos el error porcentual promedio fue de 0,044%, y para el ducto repetido fue de 10,89% con una diferencia de 0,0577 CFM respecto al ejemplo. La diferencia promedio entre los caudales calculados y los caudales del ejemplo fue de 0,0379 CFM, el cual es un valor muy próximo teniendo en cuenta que en el ejemplo las estimaciones en cada iteración se hicieron aproximando los valores a dos cifras decimales, a diferencia de Excel que toma el valor completo.
- La simulación de las campanas fue próxima a los cálculos teóricos tanto en cuanto a comportamiento de los perfiles de velocidad y presión, como a los valores de pérdidas. La campana con pestaña demostró un desempeño globalmente homogéneo, con menores pérdidas y también menor velocidad.
- Los dámper obtuvieron el comportamiento esperado teóricamente, siendo que se tienen mayores pérdidas en los dámper de sección transversal circular con respecto a la rectangular. Sin embargo, las pérdidas simuladas fueron poco más de dos veces mayores a las teóricas.

6. Recomendaciones

- Una futura mejora sería añadir en la hoja de iteraciones por Hardy Cross la opción de fijar el caudal o la velocidad para una o más secciones, haciendo que los demás caudales se ajusten cumpliendo con Kirchoff.
- El método Hardy Cross requiere de la corrección de caudal en ductos repetidos en diferentes mallas para garantizar la obtención de caudales únicos y minimizar el error. El error promedio al omitir esta corrección puede tener un orden de magnitud superior al 500%.
- Se recomienda hacer un estudio posterior a este desarrollo validando los datos de salida con respecto a medidas campo con diferentes redes de ventilación para validar tanto la precisión de los cálculos, como el nivel de complejidad al que puede ser aplicado de manera precisa.
- Si bien el alcance del modelo es de 15 secciones, 5 mallas, los cálculos pueden ser expandidos para una mayor cantidad de ductos.
- En futuras mejoras, a medida que se implemente la herramienta en modelos reales y surja la necesidad de usar accesorios diferentes, la herramienta ASHRAE Fitting database es la fuente ideal para complementar la base de datos con otros accesorios como tees, ramales, transiciones, dámper tipo compuerta, entre otros.

Referencias

- ACGIH. (2013). *Industrial ventilation: A Manual of Recommended Practice for Design*. American Conference of Governmental Industrial Hygienists.
- Ai, Z., & Mak, C. M. (2013). Pressure losses across multiple fittings in ventilation ducts. *The Scientific World Journal*, 2013, 1-11. <https://doi.org/10.1155/2013/195763>
- ANSI & ASHRAE. (2022). *ANSI/ASHRAE Standard 120-2022: Method of Testing to Determine Flow Resistance of HVAC Ducts and Fittings*. ISSN 1041-2336.
- ASHRAE. (2019). *ASHRAE Handbook Fundamentals: Heating, Ventilating, and Air-conditioning Applications*.
- ASHRAE. (2023). *ASHRAE duct fitting database (6.00.05)* [Software].
- Brkić, D., & Praks, P. (2019). An efficient iterative method for looped pipe network hydraulics free of Flow-Corrections. *Fluids*, 4(2), 73. <https://doi.org/10.3390/fluids4020073>
- Canadian Centre for Occupational Health and Safety. (2023, 21 junio). *Ducts*. CCOHS. <https://www.ccohs.ca/oshanswers/prevention/ventilation/ducts.html>
- Ghajar, A. J., & Cengel, Y. A. (2014). *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and applications* (5.^a ed.). McGraw-Hill Education.
- Goodfellow, H. D., & Tähti, E. (2001). *Industrial Ventilation Design Guidebook: Volume 2: Engineering Design and Applications*. Academic Press.
- Howell, R. H., Coad, W. J., & Sauer, H. J. (2013). *Principles of heating ventilating and air conditioning: A Textbook with Design Data Based on the 2013 ASHRAE Handbook Fundamentals*.
- HVAC Duct Calculator*. (s. f.). ServiceTitan. Recuperado 25 de septiembre de 2023, de <https://www.servicetitan.com/tools/hvac-duct-calculator>

- Jaume, A. T. (2014). *Infraestructuras Hidráulico-Sanitarias I. Abastecimiento y distribución de agua (2a ed.)*. Universidad de Alicante.
- Liu, W., Long, Z., & Chen, Q. (2012). A procedure for predicting pressure loss coefficients of duct fittings using computational fluid dynamics (RP-1493). *Science and Technology for the Built Environment*, 18(6), 1168-1181. <https://doi.org/10.1080/10789669.2012.713833>
- Mahabady, H. A., Omidvar, M., Rezaee, A., Khavanin, A., & Mortazavi, S. (2007). A NEW EXHAUST VENTILATION SYSTEM DESIGN SOFTWARE. *Iranian Journal of Environmental Health Science & Engineering*, 4(4), 235-242.
<https://tspace.library.utoronto.ca/bitstream/1807/62097/1/se07036.pdf>
- Mataix, C. (2004). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*.
- McPherson, M. (2012). *Subsurface ventilation and environmental engineering*. Springer Science & Business Media.
- Mumma, S. A., Mahank, T. A., & Ke, Y. (1998). Analytical determination of duct fitting loss-coefficients. *Applied Energy*, 61(4), 229-247. [https://doi.org/10.1016/s0306-2619\(98\)00041-5](https://doi.org/10.1016/s0306-2619(98)00041-5)
- Online ductulator*. (s. f.). Recuperado 25 de septiembre de 2023, de <https://www.oceanhvac.com/ductulator/>
- Peszyński, K. (2019). LINEAR PRESSURE LOSSES COEFFICIENTS IN a NEW VENTILATION SYSTEM. *Engineering Mechanics* . . . <https://doi.org/10.21495/71-0-279>
- Puerta, J. L., & Hernandez, R. Q. (2003). *Ventilacion industrial y equipos de limpieza de aire*.

- Rendola, R. A. (2015). *Caracterización de Sistemas de Extracción Localizada de Aire mediante Mapas de Iso-Velocidad Generados mediante Técnicas CFD*. Universidad Politécnica de Valencia.
- Shan Rod. (2023a). *Round Butterfly Dampers*. Shan-Rod Brand Valves & Dampers. Recuperado 3 de diciembre de 2023, de <https://shanrodinc.com/products/round-butterfly-dampers/>
- Shan Rod. (2023b). *Square and rectangular Butterfly Dampers*. Shan-Rod Brand Valves & Dampers. Recuperado 3 de diciembre de 2023, de <https://shanrodinc.com/products/square-and-rectangular-butterfly-dampers/>
- Tsal, R. J., & Bells, H. F. (1990). Using the T-Method for duct system design. *ASHRAE Journal*.
- Urrutia, E. (2010). *Diseño y metodología de cálculo para la optimización de sistemas de ventilación en minas subterráneas*. Universidad Nacional Mayor de San Marcos.
- VentDepot. (s. f.). *Campana de pirámide - Campanas para extracción de aire*. VentDepot, Inc. Recuperado 20 de octubre de 2023, de <https://www.ventdepot.com/p/Campanas-para-Extracci%C3%B3n-de-Aire/PiraCenter/~CAM-EPC-1.html>
- Vitooraporn, C., & Kritmaitree, P. (2003). Modified T-Method Duct Design for Use in Thailand. *ASHRAE Journal*.
- Wang, Y., Gao, R., Li, A., Gong, Z., Ni, Q., Yang, Y., Liu, B., & Du, X. (2022). Air balancing method of multibranch ventilation systems under the condition of nonfully developed flow. *Building and Environment*, 223, 109468. <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2022.109468>
- Wen, Q., Liu, Y., Chen, Z., & Wang, W. (2022). Numerical simulation and experimental validation of flow characteristics for a butterfly check valve in small modular reactor.

Nuclear Engineering and Design, 391, 111732.

<https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2022.111732>

Anexos

Anexo 1.

Anexo a este informe se encuentra la herramienta desarrollada en Excel: “RedesVentilacion.xlsx”

Anexo 2.

Se incluye además un archivo con los macros implementados en la herramienta en caso de requerir hacer algún cambio o verificar la lógica de cálculo de algún elemento: “MACROS IMPLEMENTADOS.txt”. Este incluye las macros para el cálculo del factor de fricción, la resistencia en un ducto, la resistencia en un accesorio, la corrección del caudal y las iteraciones para el método Hardy Cross.