

**TECNOLÓGICO DE COSTA RICA
ESCUELA DE INGENIERÍA ELECTROMECAÁNICA**

TEC | Tecnológico
de Costa Rica



**Algoritmo de ahorro de energía en empresas de ambientes controlados
basado en diferentes tipos de filtros HEPA**

Informe de Práctica de Especialidad para optar por el Título de Ingeniería en
Mantenimiento Industrial con el Grado Académico de Licenciatura

Francisco Javier Salazar Vásquez

Cartago Junio, 2019



Escuela Acreditada por el
Canadian Engineering Accreditation Board
(CEAB)

CARTA DE ENTENDIMIENTO

Fecha: 28 de Mayo de 2019

Señores
Instituto Tecnológico de Costa Rica
Sistema de Bibliotecas del Tecnológico

Yo Francisco Javier Salazar Vásquez

carné No. 201123162, si autorizo no autorizo, al Sistema de Bibliotecas del Tecnológico (SIBITEC), disponer del Trabajo Final de graduación, del cual soy autor, para optar por el grado de Licenciatura, en la carrera de Ingeniería en Mantenimiento Industrial, presentado en la fecha 5 de Junio del 2019, con el título Algoritmo de ahorro de energía en empresas de ambientes controlados basados en diferentes tipos de filtro HEPA

para ser ubicado en el Repositorio Institucional y Catálogo SIBITEC, con el objetivo de ser visualizado a través de la red Internet.

Firma de estudiante: 

Correo electrónico: fcoj101@gmail.com

Cédula No.: 1-1550-0746

Información del estudiante y de la empresa

Nombre: Francisco Javier Salazar Vásquez

Cédula o No. Pasaporte: 1-1550-0746

Carné ITCR: 201123162

Dirección de su residencia en época lectiva: Guadalupe, San José.

Dirección de su residencia en época no lectiva: Guadalupe, San José.

Teléfono en época lectiva: 83306520

Teléfono época no lectiva: 83306520

Email: fcoj101@gmail.com

Información del Proyecto:

Nombre del Proyecto: Algoritmo de ahorro de energía en empresas de ambientes controlados basado en diferentes tipos de filtros HEPA.

Profesor Asesor: Ing. Ignacio Del Valle.

Horario de trabajo del estudiante: Lunes a Viernes de 8 am. a 5 Pm

Información de la Empresa:

Nombre: Operaciones e Ingeniería de Avanzada de Centroamérica

Zona: San Pedro, Montes de Oca, Costa Rica.

Dirección: 50 metros al este de la escuela Roosevelt San Pedro de Montes de Oca, San José, Costa Rica.

Teléfono: 2234-8361

Actividad Principal: Comisionamiento de Sistemas Electromecánicos

Dedicatoria

A mi familia, mis padres Javier y Marielos y mi hermano Jose, por apoyarme siempre, por creer en mí, por enseñarme a ser perseverante en los momentos difíciles y nunca bajar los brazos. Gracias por todo el apoyo y el amor que me han brindado en cada una de mis etapas, han sido el pilar para llegar adonde estoy hoy y agradezco por tenerlos siempre al lado mío.

Agradecimiento

A mis padres que siempre estuvieron al lado mío dando el apoyo indispensable para seguir adelante en todo momento. Gracias por siempre estar ahí en todo este proceso de practica de profesional.

A la empresa OPIA, por darme todas las herramientas necesarias para poder desarrollar el proyecto de la mejor manera. A Luis Chinchilla por estar siempre dispuesto a atender consultas relacionadas al proyecto, por darme la flexibilidad de horario en el proceso final de la carrera, así como el apoyo y la motivación para poder terminarlo. A Leonardo Obando por supervisar el desarrollo del proyecto, y estar siempre dispuesto a brindar la ayuda necesaria para el desarrollo del mismo. En general, a todo el equipo de trabajo de la organización que siempre estuvo apoyándome en todo el proceso.

A los profesores de la escuela de ingeniería electromecánica que estuvieron presentes en toda la etapa universitaria, al profesor guía Ignacio del Valle que siempre estuvo dándole seguimiento al proyecto de la práctica profesional y brindando toda la ayuda posible para que el proyecto terminara de la mejor manera.

Tabla de Contenido

ÍNDICE DE TABLAS	x
ÍNDICE DE FIGURAS	xi
CAPÍTULO 1	1
RESUMEN	1
ABSTRACT	2
CAPÍTULO 2	3
INTRODUCCIÓN	3
2.1 Descripción de la empresa	3
2.1 Organigrama de la empresa	4
CAPÍTULO 3.	5
DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO	5
3.1 Definición del Problema.....	5
3.2 Objetivos.....	6
3.2.1 Objetivo General	6
3.2.2 Objetivos Específicos	6
3.3 Justificación	7
3.4 Viabilidad.....	8
3.5 Alcance y Limitaciones	9
3.6 Metodología.....	10
CAPÍTULO 4	12
MARCO TEÓRICO	12
4.1 Cuarto Limpio	12
4.1.1 Patrón del aire cuarto limpio	12
4.1.2 Tasa de Cambio de Aire	14
4.1.4 Presión de Espacios	14

4.2 Filtración de partículas en el aire	15
4.2.1 Clasificación de filtros de aire.	15
4.2.2 Principios de filtración	15
4.3 Filtración de aire de alta eficiencia	19
4.3.1 Resistencia al flujo de Aire	20
4.4 Filtros de aire en la manejadora de aire acondicionado	23
4.4.1 Valor de eficiencia mínima reportada.....	23
4.4.2 Filtro de Bolsa MERV 14.....	24
4.4.3 Filtro de pliegues MERV 8	25
4.5 Abanico y relación con presión del sistema	26
4.5.1 Curvas de abanicos	27
4.5.2 Curvas de Sistema.....	27
4.5.3 Puntos de Operación	28
4.5.4 Relación de Potencia	29
4.5.5 Leyes de Abanicos.....	30
4.6 Pérdidas del sistema por resistencia del fluido.....	33
4.7 Manejadora de Aire Acondicionado.....	35
4.8 Equipo de medición	36
4.8.1 Micro manómetro	36
4.8.2 Capucha de Flujo de Aire.....	37
4.9 Pruebas de medición	38
4.9.1 Prueba de Traverso de Ducto	38
4.10 Elementos Financieros	39
4.10.1 Tasa Interna de Retorno.....	39
4.11 Fórmulas mecánicas.....	39
4.11.1 Potencia del abanico.....	39

4.11.2 Caudal del filtro	40
4.11.3 Cálculo de coeficiente en la descarga del abanico.	40
4.11.4 Ecuación de la recta para calcular la caída de presión del filtro.	40
4.12 Fórmulas Eléctricas	41
4.12.1 Eficiencia.....	41
4.12.2 Potencia Eléctrica Trifásica.....	41
4.13 Tarifa Eléctrica	42
Capítulo 5. Desarrollo del proyecto	43
5.1 Balance de aire del sistema de aire acondicionado.....	43
5.1.1 Medición de flujos	43
5.1.2 Medición de Presión Diferencial.....	45
5.2 Punto Hidráulicamente más remoto	46
5.3 Análisis de la manejadora de aire acondicionado.....	52
5.4 Caudal de la manejadora de aire acondicionado.....	55
5.5 Análisis Energético	55
5.5.1 Cálculo de velocidades	56
5.5.2 Cálculo de presión estática del filtro propuesto.....	56
5.5.3 Curvas Sistema.....	57
5.5.4 Cálculo de la potencia Mecánica	58
5.5.2 Cálculo de la potencia Eléctrica	60
5.5.3 Cálculo del consumo energético	61
5.5.4 Cálculo de la demanda energética.....	61
5.5.5 Ahorro Energético	63
5.6 Análisis financiero	64
5.7 Impacto energético de elementos ajenos a los filtros Terminales.....	65
Capítulo 6. Conclusiones	72

Bibliografía	73
APÉNDICES	75
Apéndice 1. Prueba de Traverso en ducto de Retorno.....	75
Apéndice 2. Prueba de Traverso en ducto de Aire Fresco	75
Apéndice 3. Caída de presión del diseño propuesto.	76
Apéndice 4. Análisis de pérdida de presión aumentando la distancia a 1.183 metros entre la descarga y el codo.....	77
Apéndice 5. Análisis de pérdida de presión aumentando la distancia entre la descarga y el codo 2.4 metros.....	78
Apéndice 6. Análisis de pérdida de presión en el diseño B.	79
Apéndice 7. Análisis de pérdida en el diseño C.....	80
Apéndice 8. Consumo energético para el diseño B.....	81
Apéndice 9. Demanda Energética para el diseño B.	81
Apéndice 10. Consumo Energético para el diseño C.	81
Apéndice 11. Demanda Energética para el diseño C.....	81
Apéndice 12. Presión diferencial en función del caudal para curva sistema propuesta.....	82
Apéndice 13. Presión diferencial en función del caudal para curva sistema de diseños propuestos	82
Apéndice 14. Resumen de los puntos de Operación analizados en unidades del Sistema Internacional.	83
ANEXOS	84
Anexo 1. Características de Operación de manejadora de aire, filtros y Serpentin de Agua Helada.....	84
Anexo 2. Especificaciones del ventilador de suministro y la clasificación de Rendimiento	85
Anexo 3. Curva del ventilador.....	86

Anexo 4. Ficha técnica del motor	87
Anexo 5. Coeficientes de pérdidas de presión en accesorios	88
Anexo 6. Coeficientes de pérdidas de presión en accesorios	89
Anexo 7. Nomograma de caudal en función de la caída de presión.....	90
Anexo 8. Coeficientes de pérdidas de presión en descarga de abanico	91
Anexo 9. Coeficientes de pérdidas de presión en intersecciones.....	92
Anexo 10. Factores de Corrección para caída de presión en ductos	93
Anexo 11. Equivalencias de ductos rectangulares a ductos circulares	94
Anexo 12. Equivalencias de ductos rectangulares a ductos circulares mayores a 35 pulgadas	95
Anexo 13. Coeficiente de Corrección para ductos flexibles.....	96
Anexo 14. Cálculo de la presión de velocidad a partir de la velocidad.	97
Anexo 15. Aplicaciones típicas según el tipo de filtros	98
Anexo 16. Aplicaciones según la eficiencia del filtro para filtros MER 9 a MER20	99
Anexo 17. Aplicaciones según la eficiencia del filtro para filtros MER 1 a MER 8	100
Anexo 18. Especificaciones del filtro Camfil	101
Anexo 19. Especificaciones Constructivas del filtro Megalam	102
Anexo 20. Especificaciones del filtro Flanders Room Side Replacement.....	103
Anexo 21. Datos de rendimiento del filtro Flanders	104
Anexo 22. Características constructivas del filtro Camfil	105
Anexo 23. Informe Camfil para comparar filtros de las máquinas	106
Anexo 24. Resumen financiero y de sostenibilidad	107
Anexo 25. Gráfico de ciclo de vida de los filtros.	108
Anexo 26. Datos de los filtros que se encuentra actualmente instalados.....	109
Anexo 27. Datos de los filtros propuestos.	110

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Medición de flujos volumétricos en salidas de filtros HEPA para cuarto principal.....	44
Tabla 2. Medición de flujos volumétricos en salidas de filtros HEPA para cuarto secundario.....	45
Tabla 3. Requerimiento de Presiones diferenciales.....	45
Tabla 4. Medición de Presiones Diferenciales	46
Tabla 5. Cálculo de pérdidas para el Trayecto I	48
Tabla 6. Cálculo de pérdidas para el Trayecto II	49
Tabla 7. Cálculo de pérdidas para el Trayecto III	50
Tabla 8. Resumen de pérdidas en trayectos	51
Tabla 9. Verificación del punto hidráulicamente más remoto	51
Tabla 10. Perfil de presiones diferenciales para la manejadora de aire.	54
Tabla 11. Resultados de la prueba de traveso para retorno y aire fresco	55
Tabla 12. Comparación de la caída de presión para distintos puntos de operación	57
Tabla 13. Resumen de los puntos de Operación analizados.....	60
Tabla 14. Consumo para el punto de Operación Actual	61
Tabla 15. Consumo para el punto de Operación propuesto	61
Tabla 16. Demanda para el punto de Operación Actual.	62
Tabla 17. Demanda para el punto de Operación Propuesto.....	62
Tabla 18. Ahorro Económico de la máquina operando al punto de operación propuesto.	63
Tabla 19. Análisis financiero diseño propuesto.....	64
Tabla 20. Comparación de caídas de presión a partir de distintos diseños.....	67
Tabla 21. Tabla resumen de puntos de operación del sistema	68
Tabla 22. Análisis financiero diseño B	70
Tabla 23. Análisis financiero diseño C	71

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Organigrama de la Organización	4
Figura 2. Consumo energético Global.....	6
Figura 3. Cuarto limpio No unidireccional con HEPA en terminales.....	13
Figura 4. Cuarto limpio no unidireccional con HEPA en línea de ducto.	14
Figura 5. Impacto de partículas.....	16
Figura 6. Intercepción Inercial.....	16
Figura 7.Efecto de Obstrucción.....	17
Figura 8. Difusión.....	18
Figura 9. Principio de Langmuir´s.	19
Figura 10. Filtro Room Side Replacement	21
Figura 11. Filtro Modular	22
Figura 12. Directrices de aplicación.....	23
Figura 13. Curva sistema de filtros con distintita eficiencia.....	24
Figura 14. Filtro de Bolsa	25
Figura 15. Filtro de pliegues.....	26
Figura 16. Relación de Presión del abanico.....	27
Figura 17. Resistencia de curva Sistema.....	28
Figura 18. Punto de Operación	29
Figura 19. Interacción de curva Sistema y curva de abanicos.....	29
Figura 20. Leyes de abanicos	30
Figura 21. Curva Sistema	31
Figura 22. Manejadora de Aire Acondicionado	36
Figura 23. Micro manómetro Shortridge.....	37
Figura 24. Capucha de flujo de aire	37
Figura 25. Vista Isométrica de la manejadora de Aire Acondicionado	53
Figura 26. Vista de sección manejadora de Aire.....	53
Figura 27. Curvas sistema para el diseño actual y el propuesto	59
Figura 28. Curvas sistemas para diseños propuestos	69

CAPÍTULO 1

RESUMEN

El ahorro energético se ha convertido en la clave de una adecuada gestión financiera, los altos costos energéticos han obligado a que las organizaciones enfoquen sus recursos en adecuar sus sistemas para que se vuelvan cada vez más eficientes. La presente investigación analiza la significancia de los filtros desde el punto de vista energético, y la relevancia que pueden llegar a representar en un diseño de aire acondicionado, ya que sin un criterio de escogencia apropiado, pueden llegar a incidir en un costo adicional en la factura del consumo eléctrico.

El filtro de aire de alta eficiencia para partículas suspendidas (HEPA, por sus siglas en inglés), representa una caída de presión para el ventilador del sistema de aire acondicionado, por consecuencia, una variación de sus características se va traducir en un cambio del comportamiento energético del sistema en su totalidad.

El proyecto analiza el comportamiento de una manejadora de aire acondicionado, al comparar el punto de operación actual de la máquina con un nuevo punto de operación que incluye filtros HEPA con una menor caída presión estática. La máquina, que suministra aire a través de 36 filtros HEPA a un cuarto limpio, presenta una configuración de filtros de tipo *room side replacement* que consiste en una cubierta metálica que cubre el filtro con la finalidad de facilitar el reemplazo del filtro, ya que, de ser requerido, solamente se cambia el filtro y no la cubierta completa. Por otro lado, los filtros propuestos no utilizan una carcasa, se conectan directamente a la estructura, permitiendo un mayor aprovechamiento del área efectiva del filtro. El aumento en el área efectiva del filtro disminuye la resistencia del aire a ser desplazado a través sistema, reduciendo la cantidad de energía requerida por el motor para que el ventilador entregue el mismo caudal a menores revoluciones por minuto.

El proyecto representa un ahorro energético anual en la factura eléctrica que se encuentra en un rango de aproximadamente ₡ 855 232 a ₡ 2 162 809 anuales, que se compara con una inversión de los filtros de 6 382 800. Esta diferencia en el

ahorro depende exclusivamente del criterio utilizado por el diseñador para diseñar el sistema de aire acondicionado.

ABSTRACT

Energy saving has become the key to adequate financial management, high energy costs have forced organizations to focus their resources on adapting their systems to become more efficient. The present investigation analyzes the significance of the filters from the energy point of view, and the relevance that they can represent in an air conditioning design. Since, without an appropriate selection criteria, they may have an impact on an additional cost in the electricity bill. The high efficiency air filter for suspended particles (HEPA, for its acronym in English), represents a pressure drop for the ventilator of the air conditioning system, consequently, a variation of its characteristics will translate into a change in behavior energy of the system as a whole. The project analyzes the behavior of an air conditioning handler unit, by comparing the current operating point of the machine with a new operating point that includes HEPA filters with a lower static pressure drop. The machine, which supplies air through 36 HEPA filters to a clean room, has a filter configuration of the room side replacement type, consisting of a metal housing that covers the filter in order to facilitate the replacement of the filter, since, if required, only the filter is changed and not the complete cover. On the other hand, the proposed filters do not use a housing, they are connected directly to the structure, allowing a better use of the effective area of the filter. The increase in the effective area of the filter decreases the resistance of the air to be displaced through the system, reducing the amount of energy required by the motor so that the fan delivers the same flow at lower revolutions per minute. The project represents an annual energy saving in the electric bill that is in a range of approximately ₡ 855 232 to ₡ 2 162 809 per year, which is compared with an investment of the filters of ₡ 6 382 800. This difference in savings depends exclusively on the criteria used by the designer to design the air conditioning system.

Palabras clave : Filtro HEPA, Manejadora de aire, Ahorro energético, presión estática, Ducto, área efectiva, Consumo Energético, Demanda Energética.

CAPÍTULO 2

INTRODUCCIÓN

2.1 Descripción de la empresa

OPIA Operaciones e Ingeniería de Avanzada de Centroamérica S.A., es una firma que brinda servicios de ingeniería en diferentes disciplinas:

- Servicios de Puesta en marcha en edificios para instalaciones industriales en sistemas de climatización, aire comprimido, agua ultra pura, y sistemas electromecánicos.
- Prueba Ajuste y Balance de sistemas de aire y agua (TAB, por sus siglas en inglés), certificados por la Oficina Nacional de Equilibrio Ambiental NEBB.
- Pruebas de Desempeño en sistemas de cuarto limpio (CPT, Por sus siglas en ingles), así como su respectiva certificación de operación de la Oficina Nacional de Equilibrio Ambiental NEBB.
- Pruebas de equipo especiales en cuarto limpio: Bancos de flujo laminar, campanas de extracción y gabinetes de bioseguridad.
- Simulación avanzada de redes de fluidos a través del software “Pipe Flo” de última generación y la coordinación del análisis CFD de dinámica de flujo de computadora.
- Configuración de sistemas de monitoreo automatizado de partículas no viables y suministro de equipos de monitoreo.

Las pruebas en sitio son aplicadas por equipo entrenado, así como una gama de equipos calibrados de alta tecnología, que incluye Micro manómetros Shortridge, Balómetros Shortridge, Hidromanómetros Shortridge, Equipo Fluke para mediciones eléctrica, Tacómetros Extech, Contadores de Partículas Lighthouse, fotómetros digitales y Equipo TSI para medición de temperatura y humedad relativa.

Las pruebas y los servicios de ingeniería se rigen bajo los requerimientos de firmas como NEBB, ASHRAE; IEST, CETA, ISPE.

2.1 Organigrama de la empresa

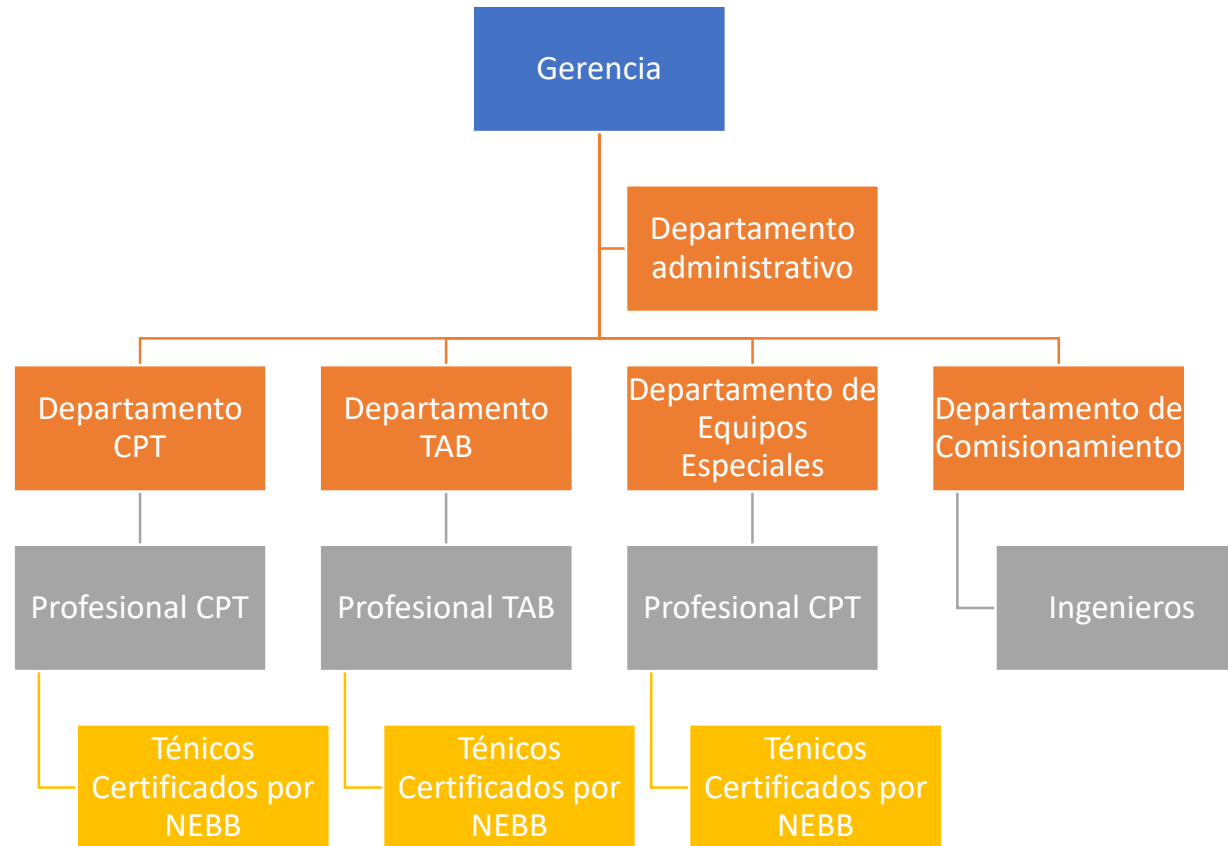


Figura 1. Organigrama de la Organización

Fuente: Propia (Excel)

CAPÍTULO 3.

DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

3.1 Definición del Problema

El ahorro energético es uno de los problemas más importantes de la civilización moderna. Actualmente, Costa Rica se ha convertido en un importante destino para las multinacionales de dispositivos médicos, donde existen actualmente 96 empresas exportadoras del sector (Procomer, 2018). La fabricación de dispositivos médicos incluye en su mayoría un espacio de trabajo en cuartos de ambientes controlados o cuartos limpios. Los cuartos limpios consumen mucha energía en comparación a cuartos de ambientes no controlados (FEDOTOV, 2014). En su infraestructura cuentan con sistemas de aire acondicionado que demandan mucha energía, y pueden consumir hasta 50 veces más energía que aquellos usados en espacios comerciales del mismo tamaño (Lowell, Blumstein, & Sartor, 1999). También, dentro del sistema de aire acondicionado, utilizan filtros de purificación de aire de alta eficiencia como uno de sus elementos principales, el uso de filtros de alta eficiencia es una estrategia común para controlar la exposición de partículas en edificios. Sin embargo, el uso de filtros HEPA en las terminales del sistema representan una restricción para el ventilador, que, si no se toman en cuenta en el diseño de aire acondicionado, puede relacionarse a un incremento en el consumo de la máquina, significando un gasto innecesario en la organización.

El gasto en el consumo energético obliga a las empresas a buscar alternativas que vuelvan sus sistemas electromecánicos cada vez más eficientes. La industria médica no ha sido la excepción, ya que, debido al proceso de fabricación de dispositivos médicos, pueden albergar numerosos cuartos limpios que representan, como se explicó anteriormente, un costo adicional relacionado al consumo de los equipos de aire acondicionado y ventilación, he ahí la necesidad para que estos sistemas estén operando de la manera más óptima posible. Según el Manual de la energía y filtros (Camfil Farr, 2014), los sistemas de calefacción, ventilación y sistemas de aire acondicionado representan el 40% del total de energía utilizada

en Estados Unidos y el 30% en el resto del mundo. Adicionalmente, estudios predicen que los precios energéticos van a incrementar en el transcurso de los años.

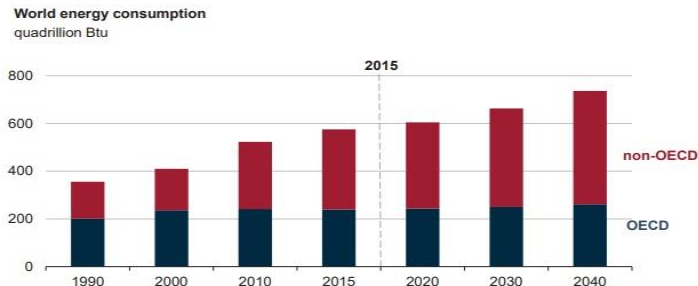


Figura 2. Consumo energético Global.

Fuente: “Energy Information Administration”

El gráfico anterior indica que el consumo global de energía va a crecer en un 28% entre el 2015 y el 2040.

3.2 Objetivos

3.2.1 Objetivo General

- Analizar dos puntos de operación de un sistema de aire acondicionado para dos modelos de filtros HEPA con áreas efectivas diferentes a partir del análisis de eficiencia energética.

3.2.2 Objetivos Específicos

- Determinar los puntos de operaciones con el sistema de filtros HEPA actual y el sistema de filtros HEPA propuesto mediante la curva sistema.
- Determinar el impacto energético de otros elementos del sistema de aire acondicionado sobre el consumo asociado a los filtros HEPA a partir de las curvas sistemas.
- Establecer la eficiencia energética de cada punto de operación a partir de la razón de la energía mecánica/energía eléctrica.
- Elaborar el análisis de ahorro energético entre los dos puntos de operación.
- Desarrollar el análisis financiero de reemplazo de los filtros HEPA actuales por filtros HEPA con mayor área efectiva.

3.3 Justificación

La industria de dispositivos médicos está creciendo muy rápido y representa uno de los pilares más importantes en la economía costarricense.

La importancia del proyecto es de poder reducir costos energéticos en empresas que impulsan la economía costarricense, ya que la industria médica representa aproximadamente, el 27% de las exportaciones de bienes, según Procomer. Adicionalmente, el sector de Ciencias de Vida emplea aproximadamente a 22. 399 personas al cierre del 2017, según datos del CINDE.

Se propone uno de muchos factores para poder aumentar la eficiencia energética en el sistema de aire acondicionado de cuartos limpios, el propósito es reducir la cantidad de variables que afectan el consumo para poder optimizar la eficiencia del sistema.

El estudio busca analizar dos puntos de operación con modelos de filtros HEPA distintos para poder mostrar el comportamiento energético en cada uno ellos. Se pretende variar su curva, y a partir de esta, encontrar el consumo asociado a filtros con área efectiva diferente. A partir de la relación de energía mecánica y energía eléctrica se busca establecer la eficiencia energética de cada punto de operación, con el fin de traducir a un porcentaje de ahorro. Este porcentaje de ahorro se muestra al realizar el estudio energético que se traduce en que tan viable Financieramente se vuelve el proyecto para justificar su inversión.

El estudio muestra un aspecto más a considerar en el diseño de cuartos limpios, donde tomar en cuenta detalles como el área efectiva de los filtros HEPA puede implicar un ahorro energético para la empresa.

3.4 Viabilidad

El proyecto se realiza en conjunto con la empresa Operaciones e Ingeniería de Avanzada de Centroamérica.

OPIA es una empresa costarricense certificada por la firma internacional NEBB (National environmental Building Bureau) especializada en servicios electromecánicos para cuartos limpios, cuentan con todas las herramientas y el equipo electrónico necesario para realizar las mediciones del estudio.

Dentro del equipo a utilizar se encuentra:

- Tubos Pitot para medición de velocidad en ductos.
- Manómetros Shortridge para medición de presiones diferenciales.
- Botas de medición de caudal en filtros.
- Instrumentación Fluke para realizar mediciones eléctricas.

De parte de la empresa médica, se cuenta con la instalación necesaria para realizar las mediciones, así como el aporte de los filtros con características distintas para realizar la comparación y el análisis respectivo.

3.5 Alcance y Limitaciones

El alcance de este estudio es de tipo explicativo y busca encontrar las causas de ineficiencia energética en plantas industriales que tienen cuartos limpios dentro de sus instalaciones. Se enfoca principalmente, en explicar por qué existe una relación entre el área efectiva de filtros de alta eficiencia en cuartos limpios y el consumo energético, así como mostrar que tan significativo es para la organización realizar la transición desde un filtro más restrictivo a uno menos restrictivo.

Las empresas que fabrican dispositivos médicos tienen políticas de confidencialidad respecto a los trabajos realizados dentro de la planta, la restricción de información es una limitante que puede afectar la exposición de datos, a menos que dicha empresa autorice su uso para el presente estudio.

El sistema de ductos se encuentra debajo de una losa maciza de concreto que dificulta el acceso para realizar las correctas mediciones del sistema de los ductos.

Los cables de potencia se encuentran entubados, por ende, la medición de corriente eléctrica por medio de instrumentos calibrados se puede llegar a comprometer.

3.6 Metodología

La primera parte del proyecto se enfoca en la inducción del practicante en la empresa de servicios. En este proceso se comprenden los procedimientos de la organización donde se abarquen temas como las buenas prácticas de documentación, conocimientos de los equipos de medición, procedimiento para entrar correctamente a plantas industriales, y la compleción de cursos del departamento de seguridad e higiene ocupacional para ingresar correctamente a la empresa médica.

a) Reconocimiento del sistema

Se coordinó una visita a campo para conocer el sistema propuesto, se tomaron datos de placa de los filtros HEPA, filtros de la manejadora aire, especificaciones del motor, abanico, y serpentín. También se recolectaron datos de la empresa como tarifas de kilowatt-hora, tipo de mantenimiento que le realizan a los equipos, costos asociados al mantenimiento y al sistema de aire acondicionado.

b) Pruebas de ajuste y balance de aire del cuarto limpio

Debido a la configuración de la descarga de la manejadora de aire acondicionado la información del flujo de suministro se obtiene a partir de la medición en las terminales del sistema, que son los filtros HEPA. El balance de aire incluye las presiones diferenciales dentro del cuarto limpio, ajustando la variación del flujo en el retorno, y la uniformidad de flujo en las salidas del aire.

c) Recolección de datos

La visita a campo consistió en comparar datos del sistema con planos mecánicos, se midieron distancias y diámetros de ductos, así como verificación de dampers, codos, transiciones y elementos que puedan agregarle restricción al sistema. La segunda parte de la vista consistió en medir las variables de la manejadora, se recolectaron medidas de presión en el ducto de retorno y aire fresco, también en la succión y descarga del

abanico. Se examinaron las variables eléctricas y se hicieron pruebas de velocidad en los ductos para verificar el caudal de cada ducto.

d) Contacto con vendedores de empresa desarrolladora de los filtros.

Se planifican reuniones para analizar ventajas y desventajas de realizar una transición de filtros al sistema de aire acondicionado, el objetivo principal es verificar que el cambio de los filtros brinde mayor eficiencia energética y que sea un proyecto viable desde el punto de vista financiero.

e) Cálculo de pérdidas

El cálculo de pérdidas se estimó a partir de las normas de ASHRAE, el análisis se basa en pérdidas de presión del sistema debido a accesorios en el sistema de ductos, longitudes de ductos, accesorios de la máquina de aire acondicionado, caída de presión del filtro HEPA actual y elementos adicionales que puedan ocasionar restricción al sistema.

f) Comparación técnica del sistema actual al sistema propuesto

La comparación surge debido a los cálculos teóricos del cálculo de pérdidas de aire acondicionado, se pretende analizar el punto de operación del sistema actual contra un sistema menos restrictivo y estimar la eficiencia desde el punto de vista energético.

g) Elaboración del análisis financiero del sistema propuesto.

El análisis financiero pretende tomar en cuenta la inversión de los filtros HEPA, inversión de los filtros de la manejadora de aire acondicionado, y el retorno de la inversión desde el punto de vista energético.

CAPÍTULO 4

MARCO TEÓRICO

4.1 Cuarto Limpio

El cuarto limpio es un recinto donde el número de concentración de partículas es controlada y clasificada, y donde es diseñado, construido y operado de forma que pueda controlar la introducción, generación y retención de partículas dentro de un cuarto (Ashrae, 2015). Los cuartos limpios consumen mucha energía en comparación con áreas no clasificadas. El consumo energético crece dramáticamente de un grado estandarizado de calidad a otro. Depende de la razón de cambios de aire, del tiempo de recuperación y de otros factores mostrados en este artículo (Fedotov, 2014).

Según Fedotov, los métodos para ahorro energético en cuartos limpios involucran:

- Minimizar pérdidas de calor mediante el aislamiento en edificios
- Recuperación de calor
- Circulación de aire con un mínimo aire del exterior
- Uso de ventiladores de alta eficiencia, así como, AHU's & Chillers.
- Uso de equipo con reserva de potencia, tomando en cuenta que el equipo con mayor potencia nominal va a consumir menos energía.
- Evitando tolerancias innecesarias en control de temperatura y/o humedad.

4.1.1 Patrón del aire cuarto limpio

La turbulencia del aire en espacios limpios puede ser perjudicial en la calidad del aire, es fuertemente influenciado por la configuración del aire de suministro y retorno, ajustes de balance de aire, tráfico de las personas y diseño de equipos de proceso. Existen muchos patrones de configuración, pero se generalizan en dos categorías:

- Flujo no-unidireccional

Tiene características de circulación de paso múltiple o flujo no paralelo. Las variaciones se basan principalmente en la ubicación de las rejillas del suministro y

las de extracción o retorno. El aire es típicamente suministrado al espacio a través de difusores con filtros HEPA (Figura 3) o con filtros HEPA en el sistema de ductos o en la manejadora. El flujo no unidireccional puede proveer satisfactoriamente control contaminante para clases 6-8 de cuartos limpios, según *estándar ISO-14644-1*.

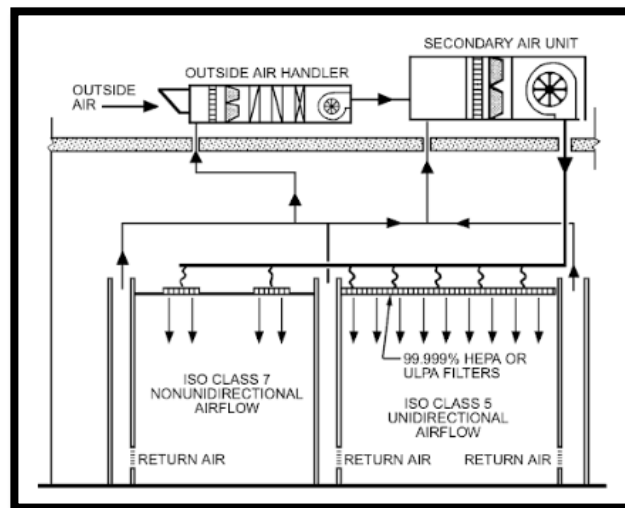


Figura 3. Cuarto limpio No unidireccional con HEPA en terminales

Fuente: ASHRAE Handbook, 2015.

- Flujo Unidireccional

Se caracteriza como aire fluyendo en una sola dirección a través de un cuarto limpio con líneas de flujo generalmente paralelas. En un espacio con flujo unidireccional, el aire se introduce a través del cielo raso compuesto por filtros HEPA y retorna a través de un piso de acceso elevado o en la base de paredes laterales. (ASHRAE, 2015)

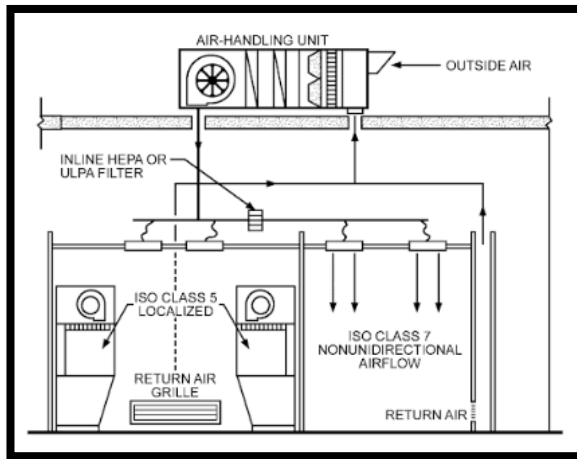


Figura 4. Cuarto limpio no unidireccional con HEPA en línea de ducto.

Fuente: ASHRAE Handbook, 2015

4.1.2 Tasa de Cambio de Aire

Las tasas de flujos de aire en cuartos limpios no sólo tienen la función de calentar y enfriar cargas, sino también de cumplir con los requerimientos de dilución de contaminantes para reducir la concentración de partículas del cuarto (ASHRAE, 2015). La Figura 6 muestra un análisis computacional de fluidos presentado por la empresa Operaciones e Ingeniería de Avanzada de Centroamérica, en él se indica la distribución del aire cuando el sistema está en operación, y en qué puntos existe residencia de flujo de aire y en cuáles otros hay una mayor tasa de cambios de aire.

4.1.4 Presión de Espacios

Controlar contaminantes en cuartos limpios requiere controlar la dirección del flujo de aire entre espacios adyacentes que tienen distintos niveles de clasificación de limpieza. Esto se mantiene estableciendo y manteniendo la presión diferencial entre dos espacios. La diferencia de presión entre dos espacios es normalmente diseñada a 12.5 Pascales o menos (ASHRAE, 2015).

- Presurización: razón de flujo de aire de suministro es mayor que la razón de flujo de aire que deja el espacio, retorno y extracción (ASHRAE, 2015).
- Despresurización: razón de flujo de aire de suministro es menor que la razón de flujo de aire que deja el espacio, retorno y extracción (ASHRAE, 2015).

4.2 Filtración de partículas en el aire

4.2.1 Clasificación de filtros de aire.

Las tres características de operación que distinguen los distintos tipos de filtros de aire son eficiencia, resistencia de flujo de aire, y capacidad de retención de polvo.

- **Eficiencia:** Mide la habilidad de los filtros de aire para remover material de partículas en corrientes de aire. La eficiencia promedio durante la vida del filtro es la característica más significativa para distintos tipos y aplicaciones.
- **Resistencia del flujo de aire:** Es la caída de presión de aire a través del filtro a un rango de flujo de aire dado.
- **Capacidad de retención de polvo:** define la cantidad del tipo particular de polvo que un filtro de aire puede retener cuando opera a un rango específico de flujo de aire para un valor máximo de resistencia o antes de que su flujo de aire se reduzca como resultado del polvo retenido.

La clasificación completa de un filtro de aire requiere datos de eficiencia, resistencia, capacidad de retención de polvo, y el efecto de la carga de polvo en la eficiencia y la resistencia.

4.2.2 Principios de filtración

Los filtros de aire se basan en mecanismos para recolección de materia particular.

a) Impacto

La corriente de aire al ser filtrada realiza cambios abruptos en la dirección cuando intenta pasar por cada fibra del filtro. Las partículas, debido a su inercia, continúan moviéndose en un camino recto y colisionan con las fibras. Este impacto es más efectivo para partículas grandes a altas velocidades. Este principio de filtración es efectivo para partículas de un tamaño aproximado de 2 μm (NEBB, 1998).

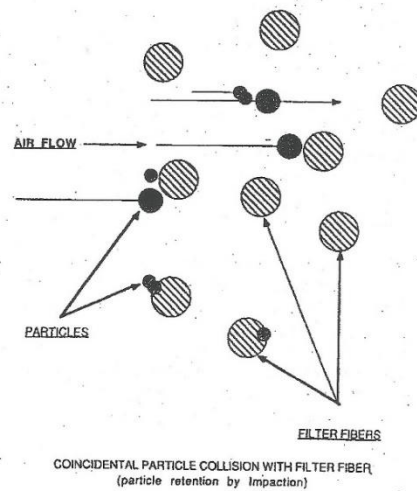


FIGURE 1-4 Impaction

Figura 5. Impacto de partículas.

Fuente: Study Course For Certified Testing of Cleanrooms, 1998

b) Intercepción inercial

Es similar al impacto, pero es debido a la inercia de las partículas para girar con la corriente de aire cuando es obstruida por una fibra. Estas partículas también permanecen atascadas a la fibra por atracción molecular. Este principio de filtración es en efectiva en filtros de aproximadamente un tamaño de 0.3 micrómetros (National Environmental Balancing Bureau, 1998)

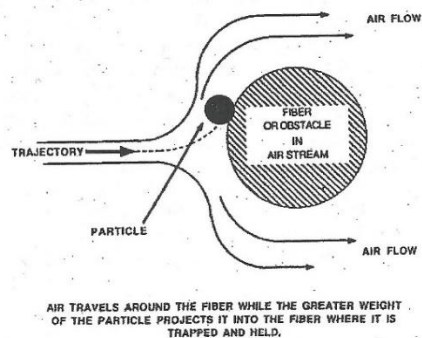


FIGURE 1-5 Interception Aided by Inertia

Figura 6. Intercepción Inercial.

Fuente: Study Course For Certified Testing of Cleanrooms, 1998

c) Obstrucción

Cuando la corriente de aire pasa entre fibras donde el ancho de la ruta es menor que el diámetro de la partícula, la partícula va a ser detenida y retenida. Obstrucción se observa más frecuentemente en la recolección de partículas largas que quedan en la superficie del filtro. El principio de filtración es efectivo en partículas de un tamaño aproximado de 5 micrómetros.

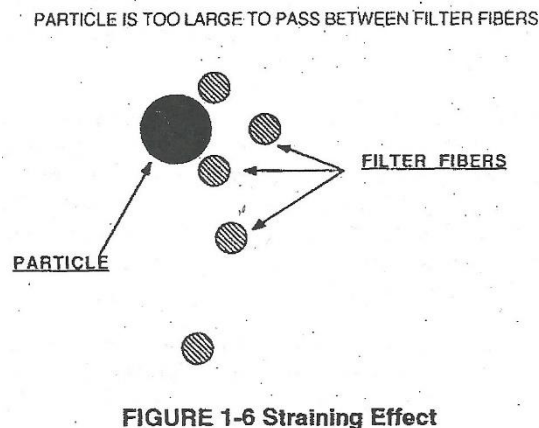


Figura 7.Efecto de Obstrucción

Fuente: Study Course For Certified Testing of Cleanrooms, 1998

d) Difusión

La difusión es un mecanismo de filtración compleja que solo afecta a las partículas más pequeñas. Estas partículas de aproximadamente 0.3 micrómetros y todavía más pequeñas, son suficientemente pequeñas para ser desviadas por un movimiento aleatorio de moléculas de aire. Esta desviación causa que las partículas sigan un camino errático independientemente de la dirección del aire, también incrementa la probabilidad de capturar, mediante atracción molecular, por la fibra del medio filtrante. Este movimiento errático se llama movimiento browniano y causa que las partículas se difundan de áreas de alta concentración a áreas de baja concentración.

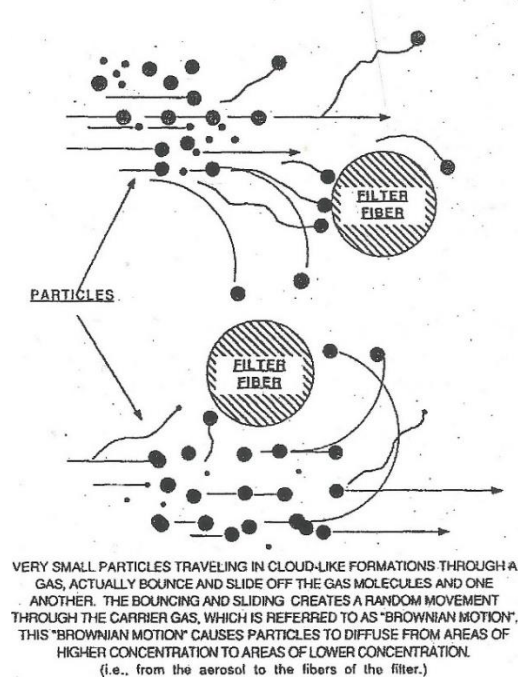


Figure 1-7 Diffusion

Figura 8. Difusión.

Fuente: Study Course For Certified Testing of Cleanrooms, 1998

e) Efecto Electroestático

Objetos con carga electrostática opuesta se atraen. Este mecanismo de efecto electroestático es empleado por un limpiador electrónico de aire para atraer partículas a sus placas recolectoras. En determinadas circunstancias, la carga electroestática puede ser creada por un medio filtrante fibroso, que va a ayudar a la recolección de polvo.

f) Principio de langmuir's

Establece que las partículas con un rango de tamaño de 0.3 micrómetros van a ser muy pequeñas para ser fuertemente afectado por impacto inercial y muy largas para que expongan mucho movimiento browniano. Es por eso que las partículas en este rango de tamaño son consideradas las más difíciles de remover por un filtro HEPA (High efficiency particulate air) y es por eso que estos filtros con clasificados por su eficiencia en filtrar partículas de 0.3 micrómetros.

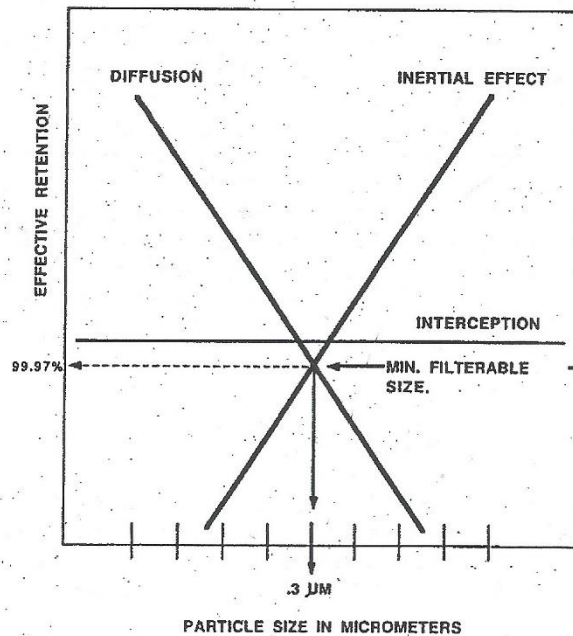


FIGURE 1-8 Langmuir's Principle

Figura 9. Principio de Langmuir's.

Fuente: Study Course For Certified Testing of Cleanrooms, 1998

4.3 Filtración de aire de alta eficiencia

La habilidad para obtener el nivel de limpieza requerida en cuartos limpios y espacios limpios descansa únicamente sobre el uso de filtros de partículas de aire de alta eficiencia (National Environmental Balancing Bureau, 1998).

Los filtros HEPA, por sus siglas en inglés High Efficiency Particulate Air, es un desechable, medio extendido, filtro de tipo seco en una carcasa rígida que tiene una eficiencia de recolección de partícula mínimo de un 99,97% para 0,3 μm . de partículas de ftalato de dioctilo casi mono disperso, y un máximo de caída de presión de 1 pulgada de agua, cuando es examinado a una capacidad de flujo de aire nominal (Procedural Standards for certified Testing of cleanrooms, NEBB).

El material filtrante del filtro HEPA está compuesto por fibra de vidrio y una variedad de tamaños, longitud y diámetros. Se encuentra unido primeramente por la interconexión de las fibras con la ayuda de una cubierta. El material filtrante es muchísimo más denso que el medio filtrante en filtros de menor eficiencia, que resulta en una alta caída de presión. Para mantener esta caída de presión en un

rango utilizable, las velocidades del aire a través del medio filtrante deben ser bajas (aproximadamente 0,025 m/s). Por otro lado, requiere un área efectiva mayor. En el filtro HEPA, esto se cumple plegando y plisando el medio (National Environmental Balancing Bureau, 1998).

Debido a que los filtros HEPA operan en rangos de velocidades tan bajos, la curva de caída de presión en función de pies cúbicos por minutos es estrictamente lineal. Los filtros HEPA se prueban y diseñan para tener una caída de presión inicial de 1 in. w.g. (250 Pa) (Institute of Environmental Sciences and Technology, 2005). Los filtros HEPA alcanzan aproximadamente el 90 por ciento de su capacidad de retención máxima al doble de la caída de presión inicial.

Los filtros *HEPA* tienen una eficiencia nominal de 99.97% hasta 99.997% para tamaños de partículas de 0.3 micrómetros.

4.3.1 Resistencia al flujo de Aire

La resistencia del filtro a un rango de flujo volumétrico debe ser no mayor que 25.4 milímetros (1.0 in.) de presión de agua para todos los tamaños de la mayoría de filtros (Institute of Environmental Sciences and Technology, 2005). Sin embargo, los filtros construidos se prueban a 33 milímetros (1.3 in.) w.g. La resistencia es determinada por las medidas de presión aguas arriba y aguas abajo del filtro, usando prácticas y equipos de medición apropiados. Se recomienda que las mediciones se realicen en dirección perpendicular a la dirección del flujo para minimizar los efectos de la velocidad de presión.

a) Sistema de filtros tipo Cielo

Los Sistema de filtro tipo cielo, también llamados “terminales” están localizados al final del sistema, instalados en el techo, y comprende una mayoría de HEPA, ULPA's (Ultra baja penetración de aire), y SULPA's (Súper ultra baja penetración de aire) en uso.

Los módulos de Cielo son filtros HEPA montados en un dispositivo de sujeción para montar en el techo. Pueden estar individualmente conectados desde un sistema central de aire acondicionado, o recircular aire a través de un plenum por encima del techo.

Típicamente están configurados de la siguiente manera:

1. Marco de sujeción permanente con filtro HEPA reemplazable:

Estas unidades tienen una cara de metal perforada con un columpio articulado abierto que permite el reemplazo del filtro HEPA mientras el marco de sujeción es permanente. Estos filtros pueden tener una empaquetadura de neopreno o un gel sellante. El marco de sujeción puede tener características adicionales que incluyen un damper interno para ajuste de aire, un puerto para medir la caída de presión, y dispositivos de dispersión de aerosol para prueba de integridad del filtro.

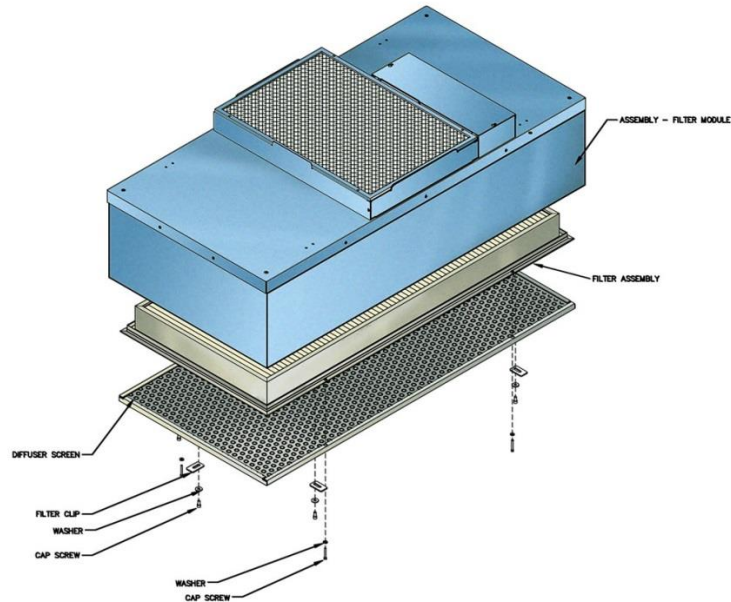


Figura 10. Filtro Room Side Replacement

Fuente: Página electrónica (Modular Clean Rooms, 2019)

2. Modulo desechable con filtro HEPA:

Esta unidad se suspende se apoya en un cielo suspendido de cuadrícula tipo T y puede ser removido por completo cuando alcance el final de su vida útil. Puede ser conectado por ducto individualmente.



Figura 11. Filtro Modular

Fuente: Página electrónica (Camfil, 2019)

3. Módulo de recirculación alimentado por ventilador:

Esta unidad tiene un filtro HEPA conectado a un ventilador que recibe la potencia de un abanico a través de un motor dentro del módulo para proveer un flujo de aire a través del filtro.

4.4 Filtros de aire en la manejadora de aire acondicionado

Según (Tronville, 2009) para realizar la escogencia del filtro se tomar en cuenta algunos aspectos.

- La resistencia según el tipo filtro (pliegues, planos, mini pliegue).
- La pérdida por diferencial de presión.
- La resistencia de la estructura que soporta los elementos del filtro.
- Tomar en cuenta que la resistencia al flujo de aire va a cambiar durante el ciclo de vida del filtro

4.4.1 Valor de eficiencia mínima reportada

Un valor de informe "general" de un filtro de aire es evaluado en el estándar de ASHRAE 52.2 mediante la expresión del Valor de informe de eficiencia mínima (MERV). El MERV es un número único que se utiliza, junto con la velocidad del aire a la que se realizó la prueba, para simplificar los datos extensos generados por el método de prueba. La prueba determina el desempeño de un filtro de aire midiendo el conteo de partículas aguas arriba y aguas debajo del medio filtro que se está probando.

MERV Std 52.2	Intended Dust Spot Efficiency Std 52.1 (1)	Average Arrestance	Particle Size Ranges	Typical Applications	Typical Filter Type
1 - 4	<20%	60 to 80%	> 10.0 µm	Residential/Minimum Light Commercial/ Minimum Equipment Protection	Permanent / Self Charging (passive) Washable / Metal, Foam / Synthetics Disposable Panels Fiberglass / Synthetics
5 - 8	<20 to 60%	80 to 95%	3.0-10.0 µm	Industrial Workplaces Commercial Better / Residential Paint Booth / Finishing	Pleated Filters Extended Surface Filters Media Panel Filters
9 - 12	40 to 85%	>90 to 98%	1.0-3.0 µm	Superior/Residential Better/Industrial Workplaces Better/Commercial Buildings	Non-Supported / Pocket Filter / Rigid Box Rigid Cell / Cartridge V-Cells
13 - 16	70 - 98%	>95 to 99%	0.30-1.0 µm	Smoke Removal General Surgery Hospitals & Health Care Superior/ Commercial Buildings	Rigid Cell / Cartridge Rigid Box / Non-Supported / Pocket Filter V-Cells

Note: This table is intended to be a general guide to filter use and does not address specific applications or individual filter performance in a given application. Refer to manufacturer test results for additional information.
 (1) ANSI/ASHRAE 52.1 ranges are provided for reference only. The ANSI/ASHRAE 52.1 Standard was discontinued as of January 2009.

Figura 12. Directrices de aplicación.

Extraído del estándar ASHRAE 52.2 (NAFA, 2017)

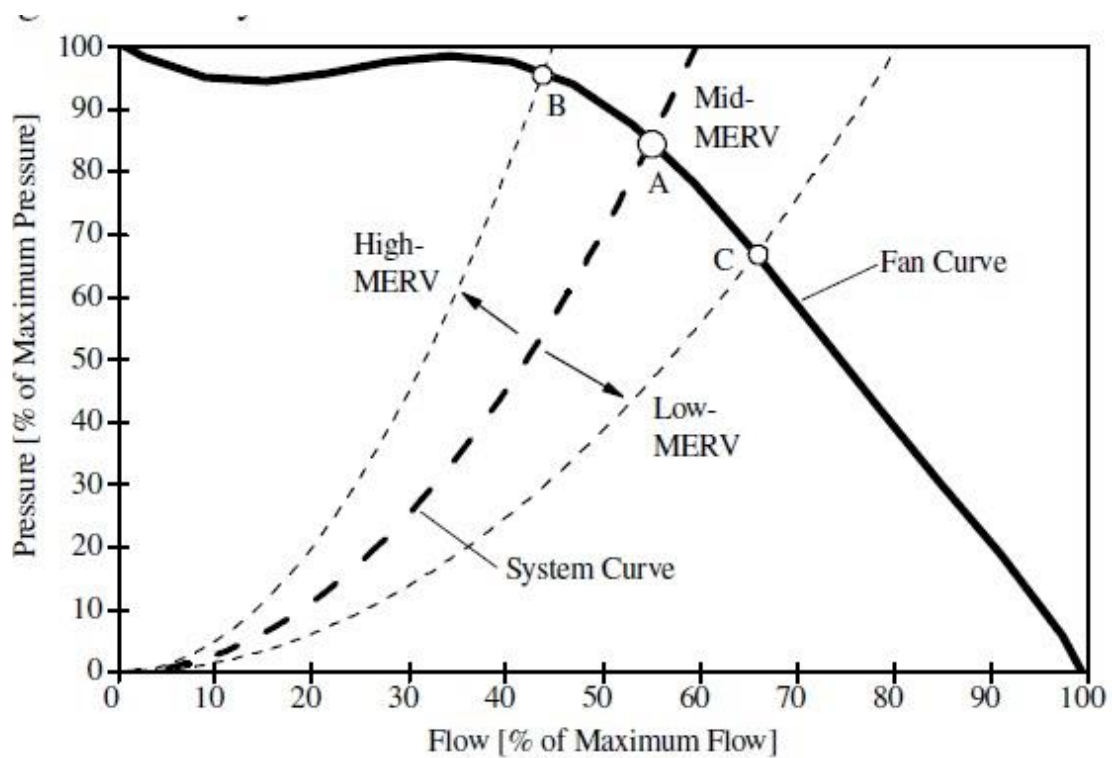


Figura 13. Curva sistema de filtros con distintita eficiencia

Fuente: *Impacts of HVAC Filtration on Air-Conditioner Energy Consumption*

4.4.2 Filtro de Bolsa MERV 14

Los filtros de superficie extendida no soportados son frecuentemente llamados filtros "bolsa" o de "Bolsillo". La media del filtro puede ser de fibra de vidrio o de fibra sintética.

Filtros construidos de fibra de vidrio están compuesto por una serie de bolsillos, cada uno consistiendo de una media que unido a un material de respaldo y cosido en una configuración de bolsillo. Esta configuración varía con cada fabricante del filtro. La configuración se mantiene mediante una costura especial y por filas de costuras que mantienen el bolsillo del soporte abierto y, al mismo tiempo, evitan que se inflen durante la operación.

Los filtros construidos de un medio sintético tienen bordes de bolsillo que pueden ser cosidos o sellados por calor. La configuración de bolsillo se puede mantener por calor, costura o sellado ultrasónico.

El aire que ingresa a los lados de los bolsillos se mantiene en una posición abierta mediante el uso de retenedores de bolsillo. Los retenedores y el bolsillo, a su vez, están sellados mecánicamente, sellados térmicamente o pegados a un cabezal de filtro. Este conjunto de extremo de bolsillo abierto, retenedores de medios y cabecera de filtro forma la cara del filtro.

Cuando se inflan por el aire que pasa a través de ellos, los bolsillos se inflan y se extienden desde el cabezal. Para facilitar el envío de filtros, los bolsillos se pliegan hacia el encabezado y se mantienen en esa posición mediante bandas de retención de medios. Los filtros están disponibles en varios tamaños de cabecera, profundidad de bolsillo y número de bolsillo por filtros (NAFA, 2017) .



Figura 14. Filtro de Bolsa

Fuente: Página electrónica (Camfil, 2019)

4.4.3 Filtro de pliegues MERV 8

Los filtros de fibra de vidrio o sintéticos de paneles enmarcados y los filtros de pliegues son los filtros más utilizados para aplicaciones comerciales. También pueden ser de tipo lavable permanente o pueden ser filtros desechables hechos usualmente con una estructura de aglomerado que contiene varios tipos de medios de filtro. Los filtros de fibra de vidrio desechables suelen tener soportes descendentes para evitar que los medios de filtro salten el marco. Estos filtros usualmente vienen en 1 pulgada 2 pulgadas de profundidad. Los filtros de panel sintético tienen anillos de soporte internos. Los filtros de pliegues suelen tener una estructura de tablero troquelada, poliéster de algodón o medios sintéticos, y generalmente se suministran con una profundidad de 1, 2 y 4 pulgadas (el rango

de eficiencia es de MERV 5-11). Las dimensiones exteriores de este estilo de filtro se dan generalmente en términos de pulgadas. Para la mayoría de los filtros, las dimensiones reales serán menores. Muchos filtros están diseñados para el aire fluya en una sola dirección. Esto generalmente se designa mediante una flecha direccional o algún otro dispositivo en el lado del filtro. Cuando se instala el filtro, la flecha direccional debe apuntar en la dirección del flujo de aire dentro del sistema.



Figura 15. Filtro de pliegues

Fuente: Página electrónica (Camfil, 2019)

4.5 Abanico y relación con presión del sistema

El abanico imparte energía al sistema, puede ser cinética o estática. Un excelente indicador de energía en un abanico es la presión total. Según ASHRAE standard 51, se puede definir como:

$$P_{sf} = P_{tf} - P_{vf} \quad (\text{Ec.1})$$

La ecuación anterior indica que la caída de presión total del sistema es igual a la sumatoria de la caída presión estática y dinámicas del sistema.

La siguiente figura muestra gráficamente la ecuación anterior.

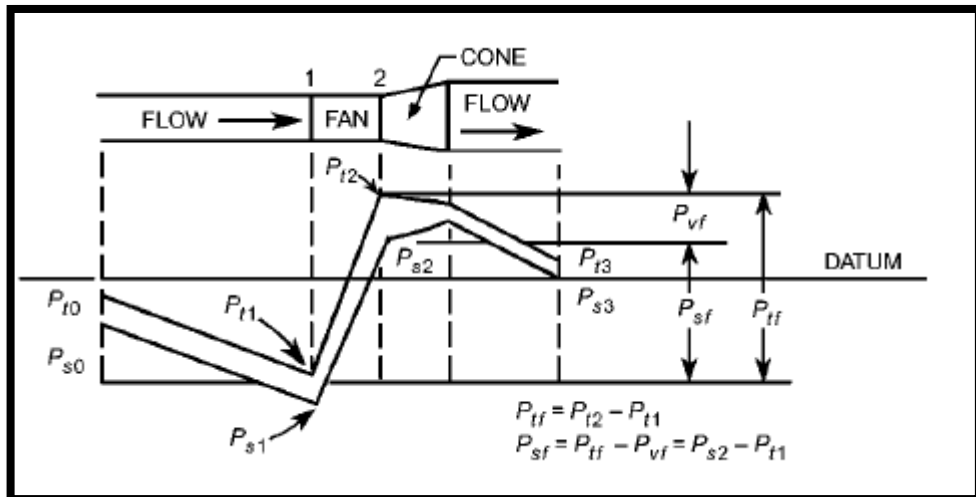


Figura 16. Relación de Presión del abanico.

Fuente: HVAC Systems and Equipment, 2016

La figura 16 muestra la relación de presión estática, de velocidad y total. Aparecen dos líneas rectas que muestran el comportamiento de la presión a través del sistema, una línea representa la presión estática y la otra la presión total. Primeramente, aparece el comportamiento de las líneas, donde en la succión del abanico existe una presión de velocidad negativa, causando un diferencial de magnitud entre la presión total y la presión estática en la succión del abanico. El abanico causa un aumento en la presión estática y de velocidad, cuando la corriente de aire pasa por una transición ocurre una disminución en la presión total debido a la disminución de la presión de velocidad, al final del tramo ocurre una disminución de la presión estática, por ende, de la presión total.

4.5.1 Curvas de abanicos

Las curvas de abanicos son. Esencialmente, gráficos que muestran la capacidad del abanico para vencer la presión estática del sistema a través del flujo de aire (NEBB, 1998).

4.5.2 Curvas de Sistema

La curva de sistema es una gráfica de la presión que es requerida para mover el aire a través del sistema (Bevirth, 1999).

La resistencia de presión total de un sistema de ductos es la suma de todas las pérdidas de presión en el sistema a través de filtros, serpentines, dampers, accesorios y longitudes de ductos. La Figura 17 muestra la gráfica que representa la presión total requerida para mover aire a través de un sistema (NEBB, 1998).

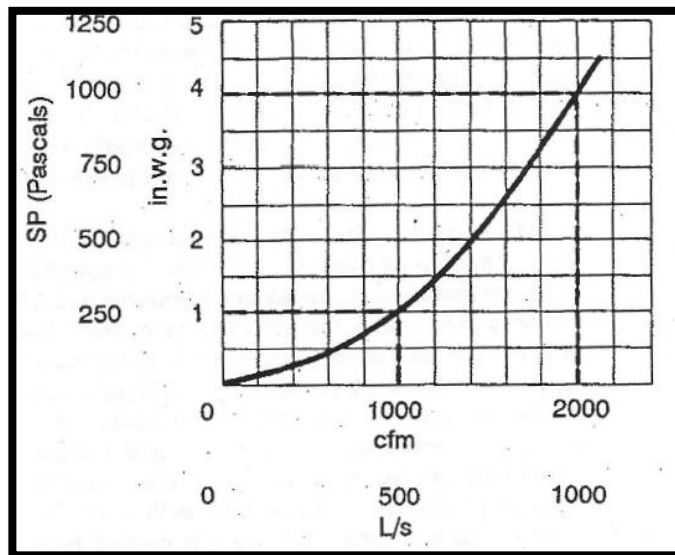


Figura 17. Resistencia de curva Sistema.

Fuente: Study Course for Certified Testing of Cleanrooms , 1998

4.5.3 Puntos de Operación

La Figura 18 muestra el punto de intersección de una curva sistema A y la curva desempeño del abanico, en ese punto se determina el flujo actual volumétrico de aire. Si la resistencia del sistema se ha calculado de forma precisa y el abanico se seleccionó correctamente, la curva del abanico va a intersecar el flujo volumétrico de diseño. La figura 18 ilustra que si la velocidad del abanico varia, se genera una curva paralela a la existente, una curva diferente para cada velocidad (NEBB, 1998).

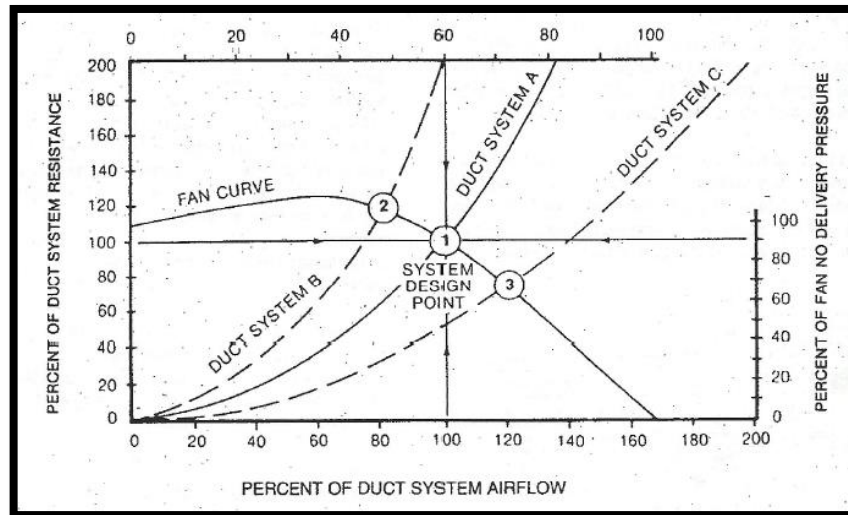


Figura 18. Punto de Operación

Fuente: Study Course for Certified Testing of Cleanrooms, 1998

4.5.4 Relación de Potencia

El punto de operación debe ser establecido en una curva de abanico para determinar la cantidad de potencia que se está graficando. Demuestra el hecho que a mayor velocidad gire el abanico, más trabajo puede realizar, aunque suministre la misma cantidad de flujo volumétrico a la misma presión estática, o suministrando mayor cantidad de flujo volumétrico a la misma presión estática.

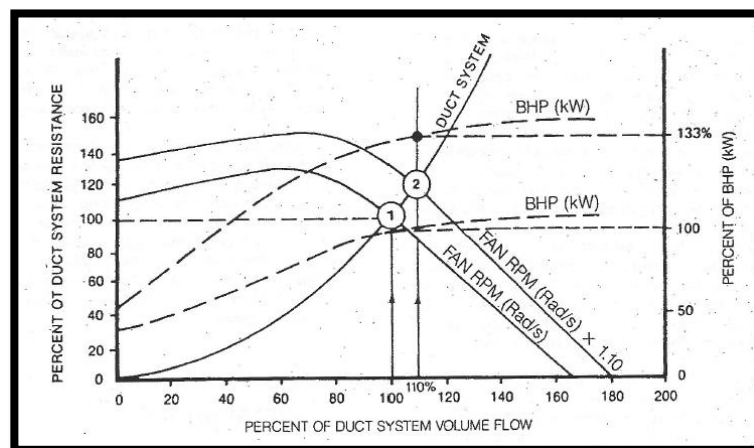


Figura 19. Interacción de curva Sistema y curva de abanicos.

Fuente: Study Course for Certified Testing of Cleanrooms, 1998

4.5.5 Leyes de Abanicos

La ley de abanicos relaciona variables de desempeño para una serie de abanicos, que sea dinámicamente similar. Las variables son tamaño del abanico D , Velocidad rotacional N , densidad del fluido ρ , rango de flujo volumétrico Q , Presión total P_{tf} , Presión estática P_{sf} , Potencia W , eficiencia mecánica η_t . (ASHRAE, 2016).

Law No.	Dependent Variables	Independent Variables
1a	$Q_1 = Q_2$	$\times (D_1/D_2)^3(N_1/N_2)$
1b	$P_1 = P_2$	$\times (D_1/D_2)^2(N_1/N_2)^2\rho_1/\rho_2$
1c	$W_1 = W_2$	$\times (D_1/D_2)^5(N_1/N_2)^3\rho_1/\rho_2$
2a	$Q_1 = Q_2$	$\times (D_1/D_2)^2(P_1/P_2)^{1/2}(\rho_2/\rho_1)^{1/2}$
2b	$N_1 = N_2$	$\times (D_2/D_1)(P_1/P_2)^{1/2}(\rho_2/\rho_1)^{1/2}$
2c	$W_1 = W_2$	$\times (D_1/D_2)^2(P_1/P_2)^{3/2}(\rho_2/\rho_1)^{1/2}$
3a	$N_1 = N_2$	$\times (D_2/D_1)^3(Q_1/Q_2)$
3b	$P_1 = P_2$	$\times (D_2/D_1)^4(Q_1/Q_2)^2\rho_1/\rho_2$
3c	$W_1 = W_2$	$\times (D_2/D_1)^4(Q_1/Q_2)^3\rho_1/\rho_2$

Notes:

1. Subscript 1 denotes fan under consideration. Subscript 2 denotes tested fan.
2. For all fan laws $(\eta_t)_1 = (\eta_t)_2$ and $(\text{Point of rating})_1 = (\text{Point of rating})_2$.
3. P equals either P_{vf} , P_{jf} , or P_{sf} .
4. See Howden Buffalo (1999) for other considerations (e.g., compressibility effects are typically ignored for fan total pressure rises of less than 10 in. of water).

Figura 20. Leyes de abanicos

Fuente: ASHRAE HVAC Systems and Equipment, 2016

La primera ley de abanicos muestra el efecto de cambiar tamaño, velocidad o densidad en un rango de flujo volumétrico de aire, presión, y nivel de potencia (ASHRAE, 2016).

$$\text{U.S.: } \frac{cfm_2}{cfm_1} = \frac{rpm_2}{rpm_1} \quad (\text{Ec.2})$$

$$\text{Métrico : } \frac{L/s_2}{L/s_1} = \frac{rad/s_2}{rad/s_1} = \frac{rpm_2}{rpm_1} \quad (\text{Ec.3})$$

La segunda ley de abanicos muestra el efecto de cambiar tamaño, presión, o densidad en un rango de flujo volumétrico de aire, velocidad, y nivel de potencia (ASHRAE, 2016).

$$\text{U.S.: } \frac{SP_2}{SP_1} = \left(\frac{rpm_2}{rpm_1}\right)^2 = \left(\frac{cfm_2}{cfm_1}\right)^2 \quad (\text{Ec.4})$$

$$\text{Métrico: } \frac{SP_2}{SP_1} = \left(\frac{L/s_2}{L/s_1}\right)^2 \quad (\text{Ec.5})$$

La segunda ley de abanicos describe cómo se comporta el caudal en función de un cambio de la presión estática total, o viceversa. Utilizando la ecuación anterior, es posible encontrar un nuevo punto de operación al variar solamente una variable.

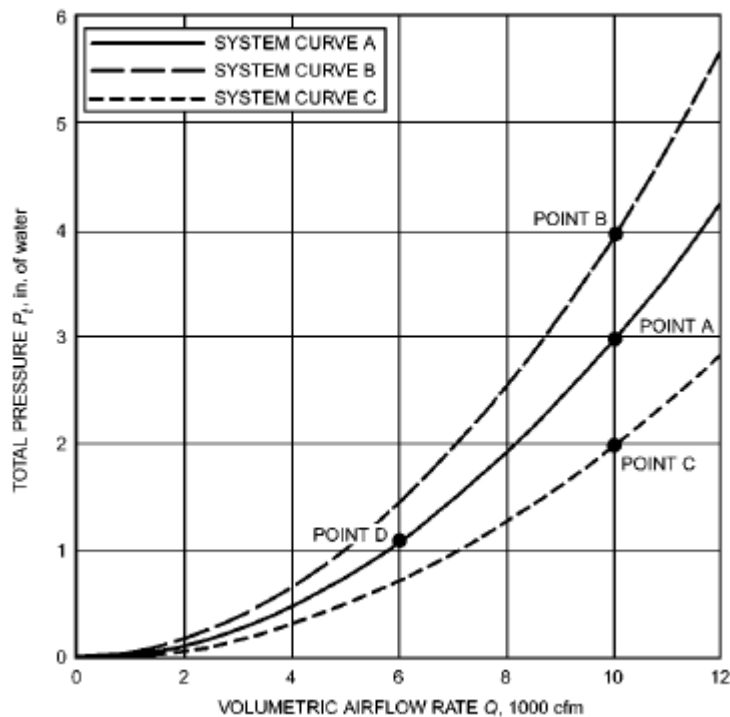


Figura 21. Curva Sistema

Fuente: ASHRAE HVAC Systems and Equipment, 2016

La figura 22 muestra la curva sistema A. Al variar el flujo en 6000 cfm y aplicando la segunda ley de abanicos, es posible encontrar que la presión total va a pasar de 10000 cfm y presión de 3 pulgadas de agua, a suministrar 6000 cfm a una presión de 1 pulgada de agua, aproximadamente.

La tercera ley de abanicos muestra el efecto de cambiar tamaño, rango de flujo volumétrico de aire o densidad en velocidad, presión y potencia. (ASHRAE, 2016)

$$\text{U.S.: } \frac{FP_2}{FP_1} = \left(\frac{rpm_2}{rpm_1}\right)^3 = \left(\frac{cfm_2}{cfm_1}\right)^3 \quad (\text{Ec.6})$$

$$\text{Métrico: } \frac{FP_2}{FP_1} = \left(\frac{rad/s_2}{rad/s_1}\right)^3 = \left(\frac{L/s_2}{L/s_1}\right)^3 \quad (\text{Ec.7})$$

Donde:

- Flujo Volumétrico = Cfm o L/s
- Revoluciones del abanico = rpm o rad/s
- Presión Estática= in. w.g. o Pa
- Potencia del abanico= bhp o kW

Las leyes de abanicos solamente se aplican a una serie de abanicos aerodinámicamente similares en un mismo punto de clasificación en una curva de rendimiento (ASHRAE, 2016).

4.6 Pérdidas del sistema por resistencia del fluido

Las pérdidas del sistema de ductos son la transformación irreversible de la energía mecánica en calor. Los dos tipos de pérdidas son por fricción y por dinámica.

4.6.1 Pérdidas por Fricción

Las pérdidas por fricción son causadas por la viscosidad del fluido y como resultado del intercambio de momentum entre moléculas o entre partículas individuales de capas de fluido adyacentes moviéndose a distintas velocidades. Las pérdidas de fricción ocurren a través del total de la longitud del ducto (ASHRAE, 2017).

Ecuación Darcy and Colebrook

Para el flujo de fluidos en conductos, las pérdidas de fricción se pues pueden calcular por la ecuación de Darcy:

$$\Delta p_f = \frac{1000fL}{D_h} \times \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{Ec.8})$$

Donde:

- Δp_f = pérdidas por fricción en términos de la fricción total, Pa
- f = factor de fricción, sin dimensión.
- L = longitud del ducto, m
- D_h = Diámetro hidráulico
- V = Velocidad, m/s.
- ρ = densidad, kg/m³

En la región de flujo laminar, el factor de fricción es una función del número de Reynolds únicamente. Para un flujo completamente turbulento, el factor de fricción depende de la rugosidad de la superficie del ducto y de las protuberancias internas. Entre los límites de frontera del comportamiento hidráulicamente más suave y el que tiene el comportamiento completamente más áspero hay una zona de transición donde el factor de fricción depende de la rugosidad y del número de Reynolds.

En la zona de transición y la zona completamente más áspera, se calcula el factor de fricción f a partir de la ecuación de Colebrook (Colebrook, 1938-1939). Como

colebrook no se puede resolver explícitamente para f , se usan técnicas iterativas (Behls, 1971).

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7 D_h} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (\text{Ec.9})$$

Donde:

- E : factor de rugosidad absoluto del material, mm
- Re : Número de Reynolds

El número de Reynolds se calcula usando la siguiente ecuación.

$$Re = \frac{D_h V}{1000 \nu} \quad (\text{Ec.10})$$

Dónde: ν = viscosidad cinemática, m^2/s .

Pérdidas de longitud por tramo de ducto

Para calcular las pérdidas de presión en los ductos se usará un factor de seguridad de 1 in. w.g. de caída de fricción por cada 100 pies, este factor de seguridad va a depender de un factor de fricción y de la longitud del ducto. El factor de fricción se estima con el nomograma adjunto en el anexo 7, y se escoge de acuerdo al área del ducto y el caudal que fluye a través de él. Esta metodología se basó usando el manual de ASHRAE, así como el Environmental Systems Technology de National Environmental Building Bureau.

El cálculo por longitud de ducto se realiza a partir de la ecuación:

$$P_f: L * \frac{1 \text{ in.w.g.}}{100 \text{ ft.}} * C_o \quad (\text{Ec.11})$$

Donde:

- L : Longitud, ft.
- P_f : Perdida por fricción, in. w.g.
- C_o : Factor de pérdida corregido a partir de nomograma en anexo 7

4.6.2 Pérdidas Dinámicas

Las pérdidas dinámicas son resultados de las perturbaciones causadas por el equipo que se adiciona al sistema de ductos que cambian la dirección del flujo (codos), cambios de área(Transiciones), y uniones convergentes y divergentes.

Para todos los accesorios, excepto uniones, la presión se calcula a partir de la siguiente ecuación (ASHRAE, 2017).

$$\Delta p_t = C_o P_{v,o} \quad (\text{Ec.12})$$

Donde:

- Δp_t = caída de presión total del accesorio, Pa.
- C_o =Coeficiente de la caída de presión del accesorio, adimensional
- $p_{v,o}$ = velocidad de presión de la sección del accesorio, Pa.

4.7 Manejadora de Aire Acondicionado

Una Unidad Manejadora de Aire (UMA) es el equipo primario en un sistema de aire de un sistema hidrónico; administra y condiciona el aire para distribuirlo a espacios condicionados. En la manejadora de aire, la cantidad requerida de aire del exterior y de recirculación es usualmente mezclado y condicionado. La manejadora de aire es un equipo modular que generalmente está compuesto de secciones de entrada de aire fresco y aire de retorno, una sección de filtros, serpentín de agua fría, la cámara donde se ubica el motor y el abanico y un sistema de control. Los flujos de la manejadora de aire varían de 2000 a 63000 cfm (943 a 29 730 L/s) (Wang, 2001).

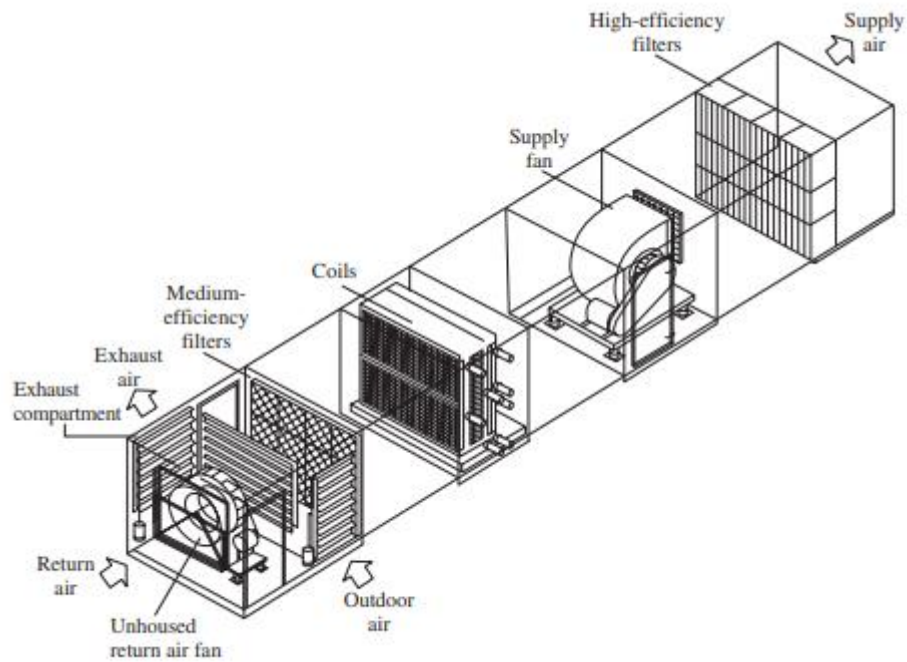


Figura 22. Manejadora de Aire Acondicionado

Fuente: Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, 2001

4.8 Equipo de medición

4.8.1 Micro manómetro

El micro manómetro electrónico Shortridge es diseñado específicamente para aplicaciones que tienen requerimientos que demandan distribución de aire.

Las variables que mide el instrumento son:

- Presión Diferencial
- Temperatura
- Flujo de Aire
- Velocidad del aire



ADM-870C AIRDATA MULTIMETER

Figura 23. Micro manómetro Shortridge

Fuente: Página Electrónica (Shortridge,2019)

4.8.2 Capucha de Flujo de Aire

La capucha de flujo de aire es un dispositivo para compensar la contrapresión y poder medir las terminales de aire de una manera más precisa. Función en conjunto con el micro manómetro Shortridge que permite medir el flujo de aire de las terminales de aire.



Figura 24. Capucha de flujo de aire

Fuente: Página Electrónica (Shortridge,2019)

4.9 Pruebas de medición

4.9.1 Prueba de Traverso de Ducto

Mediciones de Velocidad de aire se realizan típicamente en ductos, en la cara de la rejilla, difusores, o en bancos de filtro. Los factores de corrección deben obtenerse del manual proporcionado por el fabricante con la finalidad de poder cuantificar correctamente el flujo a partir de la velocidad. Las medidas de velocidad del aire en ductos se realizan típicamente para determinar el volumen de aire por un ducto de aire o por travesos (National Environmental Balancing Bureau, 2015). El Traverso de aire es una prueba de velocidad en ductos que distribuye uniformemente las mediciones de velocidad tomando en cuenta el área transversal del ducto, se realiza típicamente con un tubo pitot conectado a un instrumento de medición.

a) Presiones diferenciales

El propósito de la prueba de presión diferencial es de verificar la capacidad del sistema del cuarto limpio para mantener la presión diferencial entre la instalación y sus alrededores. La diferencia de la prueba de presión del aire debe ser ejecutada después de que la instalación ha alcanzado el criterio de aceptación para la velocidad del flujo, uniformidad del flujo de aire y otras pruebas aplicables (ASHRAE, 2005).

b) Medición de flujo de aire en filtro

La prueba se realiza para determinar la tasa de flujo de aire de suministro en un cuarto limpio no-unidireccional y la distribución de velocidad de aire en un cuarto limpio unidireccional. La tasa de flujo de aire, sucesivamente, se utiliza para determinar la tasa de cambios de aire por hora (ASHRAE, 2005).

4.10 Elementos Financieros

4.10.1 Tasa Interna de Retorno

La tasa interna de retorno establece cual es la rentabilidad que obtienen los dineros que permanecen invertidos durante la vida de ejecución de un proyecto (Villareal, 2013).

En la ecuación 13 se muestra el cálculo de la tasa interna de retorno, donde X: representa los flujos de caja y i%: tasa de descuento

$$TIR: \sum_{i=0}^n \frac{X_t}{(1+i\%)} = 0 \quad (\text{Ec.13})$$

VAN

El valor actual neto o valor presente neto, es el cálculo en pesos de hoy (t=0) que se obtiene al sumar todos los flujos positivos y negativos asociados a un proyecto (Villareal, 2013).

$$VAN = \sum_{t=0}^n \frac{X_t}{(1+i\%)} \quad (\text{Ec.14})$$

4.11 Fórmulas mecánicas

4.11.1 Potencia del abanico

La potencia del abanico se calcula a partir de la siguiente fórmula:

$$P = \frac{Q \times TP \times SpGr}{(6356 \times Eff)} \quad (\text{Ec.15})$$

Donde:

- P: Potencia, HP.
- TP: Presión Estática Total, en in. w.g.
- SpGr: Gravedad Especifica, adimensional
- Eff: Eficiencia, adimensional.
- Q: Flujo volumétrico

4.11.2 Caudal del filtro

$$Q = VA \quad (\text{Ec.16})$$

Donde:

- Q: Flujo volumétrico, cfm.
- V: Velocidad en la cara del filtro, fpm.
- A: Área Efectiva, ft^2 .
-

4.11.3 Cálculo de coeficiente en la descarga del abanico.

$$L_e = \frac{V_o \sqrt{A_o}}{4500} \quad (\text{Ec.17})$$

Donde:

- V_o : velocidad del ducto
- A_o Área del ducto
- L_e : Área del ducto, ft^2 .

4.11.4 Ecuación de la recta para calcular la caída de presión del filtro.

$$Sp = m(v) + b \quad (\text{Ec.18})$$

Donde:

- Sp : Caída de presión del filtro (in. w.g.)
- v : velocidad en la cara del filtro (fpm)
- m : pendiente de la recta
- b : Intercepto de la recta

4.12 Fórmulas Eléctricas

4.12.1 Eficiencia

$$\eta = \frac{\text{Potencia entregada (mecánica)}}{\text{Potencia Recibida (eléctrica)}} \quad (\text{Ec.19})$$

Donde:

- η : Eficiencia, adimensional

4.12.2 Potencia Eléctrica Trifásica

$$P = \sqrt{3} \times V_l \times I_l \times F_p \quad (\text{Ec.20})$$

Donde:

- V_l : Voltaje de línea, Volts
- I_l : Corriente de línea, Amperes
- F_p : Factor de Potencia, adimensional

4.13 Tarifa Eléctrica

El ICE publica en su página electrónica el alcance 72 donde aparecen los consumos que rigen a partir del 1 de abril del 2019 y hasta el 30 de junio del 2019. En disposiciones generales inciso 4, publica la definición de horario para sus 3 períodos:

“Período punta: Se define como período punta al comprendido entre las 10:01 y las 12:30 horas y entre las 17:31 y las 20:00 horas. La demanda a facturar será la máxima potencia registrada durante el mes, exceptuando la registrada los sábados y domingos. Período valle: Se define como período valle al comprendido entre las 6:01 y las 10:00 horas y entre las 12:31 y las 17:30 horas. La demanda a facturar será la máxima potencia registrada durante el mes. Período nocturno: Se define como período nocturno al comprendido entre las 20:01 y las 6:00 horas del día siguiente. La demanda a facturar será la máxima potencia registrada durante el mes”. El apartado de Tarifa T-MT Media Tensión publica la aplicación, características del servicio y los precios mensuales.

“A. Aplicación: Tarifa opcional para el suministro de energía y potencia, para abonados servidos en media tensión y cualquier uso de la energía, bajo contrato con una vigencia mínima de un año calendario, prorrogable por períodos anuales, debiendo comprometerse el abonado a consumir como mínimo 120 000 kWh por año calendario. Si dicho mínimo no se ha alcanzado al momento de emitir la facturación del mes de diciembre, se agregará a esta facturación, la energía necesaria kWh para completar el consumo anual acordado en el contrato, a la que se le aplicará el precio de la energía en período punta. En el caso de servicios eléctricos a los que se le aplique esta tarifa por primera vez, el consumo mínimo de ese año calendario, será el proporcional a la cantidad de facturaciones emitidas, durante ese año.

B.- Características de servicio: Suministro de energía y potencia a servicios eléctricos servidos en media clasificados como M1, M2, M3, M4, M5, M6, M7 y M8, conforme a lo especificado en el artículo 26 de la norma técnica regulatoria AR-NT-SUCOM “Supervisión de la comercialización del suministro eléctrico en baja y media tensión”.

Capítulo 5. Desarrollo del proyecto

5.1 Balance de aire del sistema de aire acondicionado

La importancia del balance del sistema de aire acondicionado es poder comprobar los caudales diseñados para el recinto. Esto logra determinar la calidad del aire, temperatura, humedad relativa, y la presión diferencial con áreas adyacentes que propuso el diseñador.

La máquina de aire acondicionado suministra aire a dos cuartos principales, un área de limpieza, y dos cuartos de transferencia. Los cuartos se definirán como: Cuarto principal y cuarto secundario, limpieza y transferencia.

5.1.1 Medición de flujos

Se realiza la medición de flujo utilizando equipo especializado y calibrado:

- Micro manómetro Shortridge
- Balómetro FlowHood

La manejadora de aire acondicionado suministra aire acondicionado al recinto a través de 36 salidas, todas compuestas por filtros HEPA en sus terminales. Los filtros HEPA tienen un tamaño de 24 x 48 pulgadas, así como un área efectiva de 4.5 ft^2 .

El micro manómetro se conecta al Balómetro y se ajusta al filtro HEPA para medir el caudal de aire que suministra cada salida. El procedimiento para la medición en el balometro se realiza "*flaps abiertos*" y "*flaps cerrados*", que indica un ajuste de área para estimar el caudal en la cara del filtro.

Tabla 1. Medición de flujos volumétricos en salidas de filtros HEPA para cuarto principal.

Área	No.	Tipo	Tamaño(in)	AK. (ft ²)	Velocidad(fpm)	Flujo (cfm)	Flujo (m ³ /min)
Transferencia	21	HEPA	24x48	4.5	NA	548	16
Transferencia	22	HEPA	24x48	4.5	NA	530	15
Limpieza	43	HEPA	24x48	4.5	NA	758	21
Cuarto Principal	23	HEPA	24x48	4.5	NA	472	13
Cuarto Principal	24	HEPA	24x48	4.5	NA	512	14
Cuarto Principal	25	HEPA	24x48	4.5	NA	468	13
Cuarto Principal	26	HEPA	24x48	4.5	NA	368	10
Cuarto Principal	27	HEPA	24x48	4.5	NA	388	11
Cuarto Principal	28	HEPA	24x48	4.5	NA	498	14
Cuarto Principal	29	HEPA	24x48	4.5	NA	483	14
Cuarto Principal	30	HEPA	24x48	4.5	124	558	14
Cuarto Principal	31	HEPA	24x48	4.5	NA	388	11
Cuarto Principal	32	HEPA	24x48	4.5	95	388	11
Cuarto Principal	33	HEPA	24x48	4.5	NA	591	17
Cuarto Principal	34	HEPA	24x48	4.5	NA	388	11
Cuarto Principal	35	HEPA	24x48	4.5	105	473	12
Cuarto Principal	36	HEPA	24x48	4.5	NA	551	16
Cuarto Principal	37	HEPA	24x48	4.5	NA	441	12
Cuarto Principal	38	HEPA	24x48	4.5	NA	438	12
Cuarto Principal	39	HEPA	24x48	4.5	NA	491	14
Cuarto Principal	40	HEPA	24x48	4.5	NA	400	11
Cuarto Principal	41	HEPA	24x48	4.5	NA	417	12
Cuarto Principal	42	HEPA	24x48	4.5	NA	475	13
Cuarto Principal	134	HEPA	24x48	4.5	NA	441	12
Cuarto Principal	150	HEPA	24x48	4.5	NA	483	14
Cuarto Principal	23B	HEPA	24x48	4.5	NA	492	14
Cuarto Principal	24B	HEPA	24x48	4.5	NA	497	14
Cuarto Principal	27B	HEPA	24x48	4.5	NA	599	17
Cuarto Principal	30B	HEPA	24x48	4.5	NA	617	17

Fuente Propia (Excel)

Tabla 2. Medición de flujos volumétricos en salidas de filtros HEPA para cuarto secundario.

ÁREA	No.	Tipo	Tamaño (in)	AK (ft ²)	Velocidad (fpm)	Flujo (cfm)	Flujo (m3/min)
Cuarto Secundario	166	HEPA	24x48	4.5	NA	552	16
Cuarto Secundario	167	HEPA	24x48	4.5	NA	541	15
Cuarto Secundario	168	HEPA	24x48	4.5	NA	525	15
Cuarto Secundario	169	HEPA	24x48	4.5	NA	519	15
Cuarto Secundario	170	HEPA	24x48	4.5	NA	483	14
Cuarto Secundario	171	HEPA	24x48	4.5	NA	583	17
Cuarto Secundario	172	HEPA	24x48	4.5	NA	477	14

Fuente Propia (Excel)

5.1.2 Medición de Presión Diferencial

La medición de presión diferencial debe cumplir con el diseño propuesto, proporcionando una cascada de presión entre el cuarto principal hasta el área no controlada. El propósito del balance es documentar la condición actual, y en caso de no cumplir con los requerimientos, ajustar las presiones con el procedimiento adecuado. La presión diferencial propuesta por el diseñador se muestra en la tabla 3.

Tabla 3. Requerimiento de Presiones diferenciales

Locación	Referencia		Presión (in w.g.)	Presión (Pa)
	Desde	Hasta		
1	Cuarto Principal	Transferencia	≥ 0,010	≥2.488
2	Transferencia	Área no Controlada	≥ 0,025	≥6.221
3	Cuarto Principal	Limpieza	≥ 0,025	≥6.221
4	Limpieza	Área no Controlada	≥ 0,025	≥6.221
5	Cuarto Principal	Cuarto Secundario	≥ 0,025	≥6.221
6	Cuarto Principal	Área No Controlada	≥ 0,025	≥6.221
7	Cuarto Secundario	Área No Controlada	≥ 0,025	≥6.221

Fuente Propia (Excel)

Se realiza la medición de presión diferencial utilizando equipo especializado y calibrado por fábrica.

- Micro manómetro Shortridge

Tabla 4. Medición de Presiones Diferenciales

Locación	Referencia		Presión (in w.g.)	Presión (Pa)
	Desde	Hasta		
1	Cuarto Principal	Transferencia	0.0504	12.54
2	Transferencia	Área no Controlada	0.0281	6.992
3	Cuarto Principal	Limpieza	0.0392	9.755
4	Limpieza	Área no Controlada	0.0344	8.560
5	Cuarto Principal	Cuarto Secundario	0.0312	7.764
6	Cuarto Principal	Área No Controlada	0.0405	10.08
7	Cuarto Secundario	Área No Controlada	0.0797	19.83

Fuente Propia (Excel)

5.2 Punto Hidráulicamente más remoto

La relevancia de disminuir la caída de presión de un elemento del sistema debe analizarse contemplando el sistema completo. El trayecto para alcanzar el punto hidráulicamente más remoto representa la ruta más crítica del sistema, si la presión de la manejadora de aire acondicionado no llega a suministrar la magnitud propuesta por el diseñador a este punto, no se puede concluir que el sistema llegue a operar de la manera deseada.

Para encontrar el punto hidráulico más remoto es necesario medir físicamente el sistema, contemplar longitudes y dimensiones de ductos, cantidad de accesorios y analizar el diseño del sistema.

Se analizaron tres puntos en concreto, dos puntos ubicados en el cuarto principal y uno en el cuarto secundario.

- Trayecto I: ruta crítica hacia filtro 27 B, cuarto principal.
- Trayecto II: ruta crítica hacia filtro 021, cuarto principal.
- Trayecto III: ruta crítica hacia filtro 172, cuarto secundario.

El punto hidráulicamente más remoto sirve como referencia para comprobar el impacto que causa el filtro HEPA en la descarga de la máquina.

A continuación, se presenta el análisis respectivo que contempla las caídas de presión en los tres ductos.

Observaciones Generales:

- Para el cálculo de pérdidas se utilizó la bibliografía de ASHRAE Fundamentals 2017 y bibliografía de industria de la asociación internacional NEBB.
- El cálculo de pérdidas en tramos se utilizó siempre un factor mínimo de seguridad de 1 in. w.g. por cada 100 pies.
- En accesorios como Transiciones se documentaron en tablas los cocientes, de áreas y velocidades, de entrada y salida. Mientras que para intersecciones se usaron cocientes de caudales, velocidades y áreas, de entrada y salida.

Tabla 5. Cálculo de pérdidas para el Trayecto I

	Flujo Volumétrico (CFM)	Diámetro (in.)	Área (in. ²)	Área (ft. ²)	Velocidad (fpm)	Presión (in.w.g.)	Pérdida de fricción (in. w.g. / 100 ft.)	Constantes según accesorios	Longitud (in.)	Longitud (ft.)	Pérdidas (in. w.g.)
Salida del abanico	17734	NA	1088	1088.00	2662	0.44	NA	1.2	NA	NA	0.530
Tramo A-B	17734	33.9	960	6.66	2662	0.44	0.20	NA	24	2.0	0.004
Codo 90	17734	33.9	960	6.66	2662	0.44	NA	0.21	NA	NA	0.093
Transición	13579	NA	1.32	0.01	2505	0.39	NA	0.05	15	1.25	0.020
Codo 90	12655	29.5	728	5.05	2505	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo B-C	12655	29.5	728	5.05	2505	0.39	0.20	NA	36	3.00	0.006
Tramo C-D	12655	29.5	728	5.05	2505	0.39	0.20	NA	40	3.33	0.007
Codo 90	12655	29.5	728	5.05	2505	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo D-E	12655	29.5	728	5.05	2505	0.39	0.20	NA	32	2.67	0.005
Intersección	0.55	NA	0.79	0.79	1745	0.19	NA	0.98	NA	NA	0.186
Tramo E-F'	6976	26.2	576	4.00	1745	0.19	0.16	NA	71	5.94	0.010
Tramo F'-G'	5491	26.2	576	4.00	1374	0.12	0.10	NA	158	13.20	0.013
Tramo G'-H'	5103	26.2	576	4.00	1277	0.10	0.10	NA	48	4.00	0.004
Reducción	NA	NA	2.00	2.00	NA	0.12	NA	0.05	NA	NA	0.006
Tramo H'-I'	2717	18.5	288	2.00	1359	0.12	0.15	NA	30	2.50	0.004
Reducción	NA	NA	1.48	1.48	1173	0.09	NA	0.05	NA	NA	0.005
Tramo I'-J'	1588	15.3	195	1.35	1173	0.09	0.12	NA	76	6.33	0.008
Intersección	0.69	NA	120	0.83	1	0.11	NA	0.9	NA	NA	0.099
Tramo J'-K'	1096	14.2	120	0.83	1316	0.11	0.10	NA	40	3.33	0.003
Tramo K'-L'	599	14.2	120	0.83	719	0.03	0.10	NA	30	2.50	0.002
Flexible	599	12.0	113	0.79	763	0.04	1.70		NA		0.001
Filtro 27B					NA						0.5907

Fuente Propia (Excel)

Tabla 6. Cálculo de pérdidas para el Trayecto II

	Flujo Volumétrico (CFM)	Diámetro (in.)	Área (in. ²)	Área (ft. ²)	Velocidad (fpm)	Presión (in.w.g.)	Pérdida de fricción (in. w.g. / 100 ft.)	Constantes según accesorios	Longitud (in.)	Longitud (ft.)	Pérdidas (in. w.g.)
Salida del abanico	17734	NA	1088	1088.00	2661.8	0.44	NA	1	NA	NA	0.530
Tramo A-B	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	0.20	NA	24	2.00	0.004
Codo 90	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	NA	0.21	NA	NA	0.093
Transición	0.71	NA	1.32	1.32	2504.8	0.39	NA	0.05	15	1.25	0.020
Codo 90	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo B-C	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	36	3.00	0.006
Tramo C-D	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	40	3.33	0.007
Codo 90	12655	29.5	NA	NA	NA	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo D-E	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	32	2.67	0.005
Intersección	0.551	NA	0.79	0.79	0.70	0.19	NA	0.98	NA	NA	0.186
Tramo E-F	6976	26.2	576	4.00	1745.1	0.19	0.16	NA	71.3	5.94	0.010
Tramo F-G	5491	26.2	576	4.00	1373.6	0.12	0.10	NA	158	13.20	0.013
Tramo H-I	5103	26.2	576	4.00	1276.6	0.10	0.10	NA	48	4.00	0.004
Intersección	0.47	NA	0.5	0.50	0.94	0.09	NA	0.73	NA	NA	0.065
Tramo I-J	2386	18.5	288	2.00	1193.8	0.09	0.13	NA	80	6.67	0.009
Reducción	NA	NA	1.5	1.48	NA	0.08	NA	0.05	NA	NA	0.004
Tramo J-K	1546	15.3	195	1.35	1142.4	0.08	0.15	NA	88	7.33	0.011
Intersección	0.35	NA	0.62	0.62	0.58	0.03	NA	1.65	NA	NA	0.045
Tramo L-M	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10	NA	168	14.00	0.014
Codo	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	NA	0.21	NA	NA	0.006
Tramo M-N	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10		NA		0.001
Flexible	548	12	113.04	0.79	698.09	0.03	NA	1.7	NA	NA	0.001
Filtro 021					NA						0.5160

Fuente Propia (Excel)

Tabla 7.Cálculo de pérdidas para el Trayecto III

	Flujo Volumétrico (CFM)	Diámetro (in.)	Área (in. ²)	Área (ft. ²)	Velocidad (fpm)	Presión (in. w.g.)	Pérdida de fricción (in. w.g. / 100 ft.)	Constantes según accesorios	Longitud (in.)	Longitud (ft.)	Pérdidas (in. w.g.)
Salida del abanico	17734	NA	1088	1088.00	2662	0.44	NA	1	NA	NA	0.530
Tramo A-B	17734	33.9	960	6.66	2662	0.44	0.20	NA	24	2.00	0.004
Codo 90	17734	33.9	960	6.66	2662	0.44	NA	0.21	NA	NA	0.093
Transición	NA	NA	1.98	1.98	0.51	0.12	NA	0.05	NA	NA	0.006
Codo 90	4604	24	484	3.36	1371	0.12	NA	0.21	NA	NA	0.025
Codo 90	4604	24	484	3.36	1371	0.12	NA	0.21	NA	NA	0.025
Codo 30	4604	24	484	3.36	1371	0.12	NA	0.16	NA	NA	0.019
Codo 30	4604	24	484	3.36	1371	0.12	NA	0.16	NA	NA	0.019
Codo90	4604	24	484	3.36	1371	0.12	NA	0.21	NA	NA	0.025
Codo 90	4604	24	484	3.36	1371	0.12	NA	0.21	NA	NA	0.025
Tramo	4604	24	484	3.36	1371	0.12	0.10	NA	685	57.08	0.057
Reducción	NA	NA	1.21	1.21	1.0	0.11	NA	0.05	NA	NA	0.005
Tramo	3680	21.9	400	2.78	1326	0.11	0.10	NA	112	9.33	0.009
Codo	3128	21.9	400	2.78	0.56	0.03	1.39	0.21	NA	NA	0.007
Tramo	2062	21.9	400	2.78	743	0.03	0.10	NA	134	11.17	0.011
Reducción	NA	NA	1.5	1.47	0.8	0.03	NA	0.05	NA	NA	0.002
Tramo	1060	18	272	1.89	562	0.02	0.1	NA	88	7.33	0.007
Reducción	NA	NA	1.74	1.74	0.96	0.05	NA	0.05	NA	NA	0.003
Tramo	583	13.7	156	1.08	538	0.02	0.10	NA	88	7.33	0.007
Filtro 172											0.4960

Fuente Propia (Excel)

Tabla 8. Resumen de pérdidas en trayectos

	Trayecto I		Trayecto II		Trayecto III	
	in w.g.	Pa	in. w.g.	Pa	in. w.g.	Pa
Cálculo teórico	1.754	436.5	1.711	425.9	1.374	341.8
Medición en campo	1.746	434.5	1.746	434.5	1.746	434.5
Porcentaje error	0.46%	0.46%	1.99%	1.99%	21.32%	21.32%

Fuente Propia (Excel)

La caída de presión total en la descarga de la máquina indica la suma de las presiones estáticas y de velocidad del trayecto hasta el punto hidráulicamente más remoto. La tabla 8 indica que el trayecto hidráulicamente más remoto es el trayecto I. Sin embargo, la distribución de aire en cada filtro puede alterar significativamente la caída de presión en ese trayecto. Las tablas 5,6 y 7 muestra la relevancia de la caída de presión del filtro en el análisis de pérdidas.

Si se balanceará el sistema partiendo del supuesto que en esos tres puntos fluya la misma cantidad de aire en cada salida, se encontraría realmente el punto hidráulicamente más remoto, desde el punto de vista de energía estática y dinámica.

Las caídas de presión de filtro de trayectos I, II y III son 0.440, 0.5160 y 0.4812 pulgadas de agua, respectivamente. Si se supone una misma caída de presión para los tres filtros, se comprueba realmente el punto hidráulicamente más remoto.

Utilizando la caída de presión del filtro del trayecto II en todos los trayectos se obtienen los siguientes datos.

Tabla 9. Verificación del punto hidráulicamente más remoto

	Trayecto I		Trayecto II		Trayecto III	
	in w.g.	Pa	in. w.g.	Pa	in. w.g.	Pa
Cálculo teórico	1.679	417.9	1.711	425.9	1.394	346.8
Medición en campo	1.746	434.5	1.746	434.5	1.746	434.5
Porcentaje error	3.82%	3.82%	1.99%	1.99%	20.18%	20.18%

Fuente Propia (Excel)

El recalcu de pérdidas de presión muestra que al ajustar el modelo de caída presión, utilizando la misma caída de presión del filtro en todos los trayectos, se identifica el verdadero punto hidráulicamente más remoto. El trayecto II es la ruta más crítica para el sistema, y no el trayecto I como se había mostrado anteriormente.

5.3 Análisis de la manejadora de aire acondicionado

El análisis de la máquina debe incluir un perfil de presiones a través de toda la máquina, medición de temperatura, presión diferencial y velocidad del aire en el ducto de retorno, aire fresco y suministro.

La Figura 25 muestra la configuración de la manejadora de aire, está compuesta por una entrada de aire fresco, entrada de ducto de retorno, un paquete de filtros de pliegues, un paquete de filtros de bolsa, el serpentín de agua helada, el motor, ventilador y la salida de descarga de la máquina,

El aire fresco proviene de una manejadora de aire fresco que se encarga de condicionar el aire para que ingrese a la manejadora, desde el punto de vista de filtraje de impurezas y de diferenciales térmicos. Ya que está compuesto por un sistema adicional de filtros de alta eficiencia y un serpentín de agua Helada.

La Figura 26 indica los puntos las mediciones del perfil de presiones diferenciales para la manejadora de aire acondicionado. Se realizaron 5 mediciones por punto y se documentó el promedio de las 5 lecturas. El primer punto de medición se realizó en el ducto de retorno, justo antes de ingresar a la manejadora de aire. El segundo en la cámara de mezcla, el tercero en la cámara después de los filtros y antes del serpentín, el cuarto en la succión del ventilador y el quinto en el ducto de descarga.

La diferencia absoluta entre el tercer y segundo punto de medición representa la caída de presión solamente por los filtros que se encuentran dentro de la máquina. Mientras que la diferencia absoluta entre el cuarto y tercer punto de medición indica la caída por el serpentín.

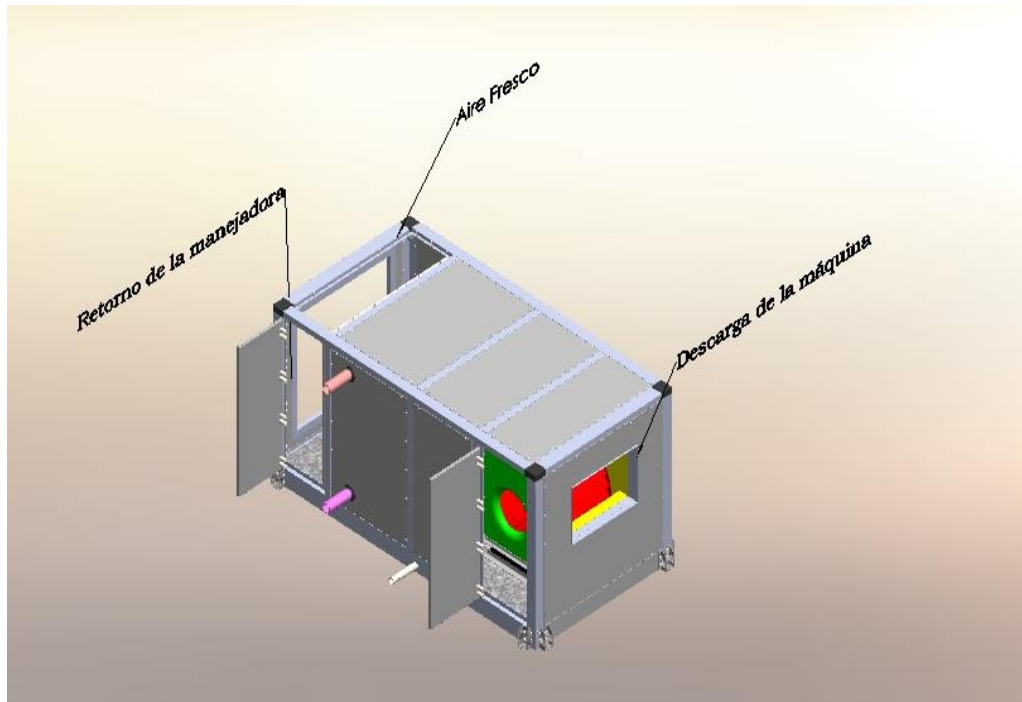


Figura 25. Vista Isométrica de la manejadora de Aire Acondicionado

Fuente: Propia, extraído de Grabcad y editado (Solid Works)

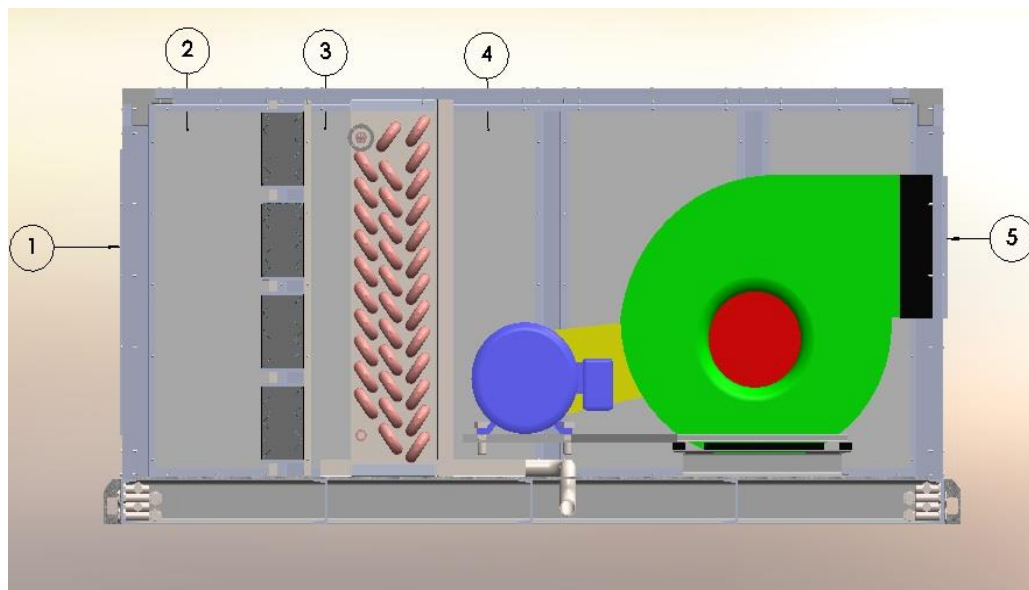


Figura 26. Vista de sección manejadora de Aire

Fuente: Propia, extraído de Grabcad y editado (Solid Works)

Los valores obtenidos en la succión y la descarga de la máquina permiten obtener la presión estática total del ventilador, a partir de este dato se puede calcular la potencia mecánica del ventilador, por consiguiente, la potencia eléctrica del motor.

Tabla 10. Perfil de presiones diferenciales para la manejadora de aire.

Punto de medición	Área servida	Presión diferencial @ 17734Cfm (in. w.g.)	Presión diferencial corregida @ 14000 Cfm (in. w.g.)	Presión diferencial del fabricante @ 14000 Cfm (in. w.g.)
1	Ducto de retorno	-1.042	-0.649	-1
2	Cámara de mezcla	1.02	0.636	NE
3	Cámara post filtro	-2.317	-1.444	NE
4	Succión de la máquina	-3.206	-1.998	NE
5	Ducto de Descarga	1.746	1.088	2
2-3	Caída por filtros	1.297	0.808	NE
3-4	Caída por Serpentín	0.889	0.554	0.55
4 y 5	Presión Estática Total	4.952	3.086	5.55

Fuente: Propia (Excel)

Los datos de presión diferencial muestran el comportamiento actual de la máquina y su desempeño en el sistema. La presión diferencial corregida se deriva de una corrección de los datos obtenidos, se corrige utilizando la segunda ley de abanicos y muestra el comportamiento de la máquina si estuviera suministrando 14000 CFM. Comparando la información del diferencial de presión corregido y el diferencial de presión de fábrica se concluye que la máquina está operando en un sistema diferente del que había sido escogida, la caída de presión por filtros, accesorios difiere a la indicada por el diseño. Las presiones de retorno y de descarga muestran que la máquina está operando en un sistema diferente, debido a eso la curva sistema que aparece en la ficha técnica no es la indicada, se debe elaborar una curva sistema que se adecue al sistema actual.

5.4 Caudal de la manejadora de aire acondicionado

La configuración de la manejadora de aire acondicionado en la descarga imposibilita la medición directa a través de la prueba de Traverso, por ende, la estimación de la descarga de la máquina se debe realizar indirectamente.

La Tabla 11 muestra los resultados de las pruebas en los ductos de aire fresco y retorno. La velocidad, obtenida a partir de pruebas de Traverso, y la medición del tamaño del ducto permite encontrar el caudal que ingresa a la máquina. Por balance de energía, el caudal que entra al sistema, idealmente, debería el mismo que descarga en la máquina.

Por otro lado, existe el caudal que llega a las terminales del sistema. Debido a que ningún sistema es ideal, la presencia de filtraciones representa la diferencia entre el caudal calculado a partir del método anterior y el caudal de obtenido en las terminales del sistema. Debido a la presencia de gran cantidad de ramales, y la limitación de espacio en el entre cielo se trabajó con el caudal de las terminales para todo el sistema. Las pruebas de Traverso de ductos para retorno y aire fresco aparecen en los apéndices 1 y 2, respectivamente.

Tabla 11. Resultados de la prueba de traverso para retorno y aire fresco

	Temperatura (°F)	Velocidad (fpm)	Área ducto (ft ²)	Caudal (CFM)
Aire Fresco	57.6	2087	1.98	4132
Aire Retorno	71.4	2588	5.64	14596
				<u>18729</u>
				<u>17734</u>

Fuente: Propia (Excel)

5.5 Análisis Energético

El análisis energético toma en cuenta la transición de filtros actuales a filtros que ofrecen una menor caída de presión para ofrecer un ahorro energético en el sistema.

Actualmente el filtro 021 del trayecto II tiene un flujo de 548 cfm, el filtro HEPA tiene un área efectiva de 4.5 ft².

5.5.1 Cálculo de velocidades

Utilizando el caudal obtenido en la medición de campo se puede calcular la velocidad en la cara del filtro.

- o Velocidad del Filtro Actual a un área efectiva de 4.5 ft^2

$$Q = VA \quad (\text{Ec.16})$$

$$548 \text{ cfm} = V \times (4.5 \text{ ft}^2)$$

$$V_1 = 121.78 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

- o Velocidad del filtro propuesto al utiliza la nueva área efectiva de 7.1 ft^2

$$Q = VA \quad (\text{Ec.16})$$

$$548 \text{ cfm} = V \times (7.1 \text{ ft}^2)$$

$$V_2 = 77.18 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$$

5.5.2 Cálculo de presión estática del filtro propuesto

El anexo número 19 muestra la ficha técnica del filtro HEPA marca Camfil. En esta se especifica la resistencia del filtro a distintas velocidades. Analizando los datos propuestos, un aumento en la resistencia del filtro, prácticamente, varía linealmente con un incremento en la velocidad en la cara del filtro.

A partir de los datos presentados por el fabricante, utilizando el filtro de 100 milímetros de profundidad de medio filtrante, se utilizan dos puntos para calcular el comportamiento lineal de la caída de presión del filtro. El punto 1 representa una la caída de 0.31 in. w.g. @ 100 fpm que el fabricante indica en su ficha técnica, mientras que el punto 2 es una caída de 0.1 in. w.g. @ 37.5 fpm que se identifica en la gráfica de caída del filtro indicada por el fabricante.

La ecuación de la recta para el filtro camfil es:

$$SP = 0.00336(v) - 0.026$$

(Ec.18)

Sustituyendo la velocidad de filtro propuesto por el fabricante en la ecuación:

$$SP = 0.00336(77.18) - 0.026$$

$$SP = 0.233" w. g.$$

El filtro Camfil representa una caída de presión de 0.233" w.g. para la descarga del abanico. Comparándolo con el filtro actual que tiene una caída de presión de 0.5160 in. w.g., se obtiene una disminución de la resistencia del filtro de 0.283 in. w.g. al aumentar el área efectiva.

Tabla 12. Comparación de la caída de presión para distintos puntos de operación

	Presión Estática del Filtro	Cálculo de pérdidas del sistema
Primer Punto De operación	0.5160 in. w.g.	1.746 in. w.g.
Segundo Punto de operación	0.233 in. w.g.	1.428 in. w.g.
Porcentaje de Disminución	54.15%	18.21%

Fuente: Propia (Excel)

5.5.3 Curvas Sistema

La curva sistema se construye a partir del punto de operación de presión estática en la descarga y el caudal de operación. Aplicando la curva de abanicos para distintos caudales se obtienen puntos de presión estática a partir de sus caudales, formando las curvas sistema que se representan en la figura 27.

La curva del sistema actual presenta la caída de presión de cada accesorio y tramo de ducto instalado en el sistema, al aumentar el área efectiva el sistema se vuelve menos restrictivo, ocasionando que los puntos de la caída de presión estática total se grafiquen "debajo" de los actuales, disminuyendo la potencia eléctrica que demanda el sistema. Los puntos de presión estática total se desplazan sobre el

mismo eje del flujo volumétrico debido a que el cuarto debe mantener el mismo caudal de descarga para mantener las presiones y el caudal de aire.

Los puntos de operación de la presión estática total en función del caudal se representan en el apéndice 12. La presión estática en la descarga disminuye de 1.764 in. w.g., a 1.428 in. w.g., ocasionando que la presión estática total disminuya de 4.950 in. w.g. a 4.634 in. w.g.

5.5.4 Cálculo de la potencia Mecánica

La potencia del ventilador se estima a partir de la ecuación 15. La relación de transmisión es de 1:1 por la configuración del motor-abanico.

El primer punto de operación tiene presión estática total de 4.952 in. w.g., que es la con que está trabajando actualmente.

$$P_m = \frac{Q \times TP \times SpGr}{(6356 \times Eff)} \quad (\text{Ec.15})$$

$$P_m = \frac{17734 \text{ cfm} \times 4.952" \text{ w.g} \times 1}{(6356 \times 0.4995)}$$

$$P_m = 27.7 \text{ HP}$$

El segundo punto de operación tiene una presión estática total de 4.634 in. w.g. que es la ofrece el cambio de filtro. El caudal se va a mantener igual para mantener las condiciones del cuarto limpio.

$$P_m = \frac{Q \times TP \times SpGr}{(6356 \times Eff)} \quad (\text{Ec.15})$$

$$P_m = \frac{17734 \text{ cfm} \times 4.634" \text{ w.g} \times 1}{(6356 \times 0.4995)}$$

$$P_m = 25.9 \text{ HP}$$

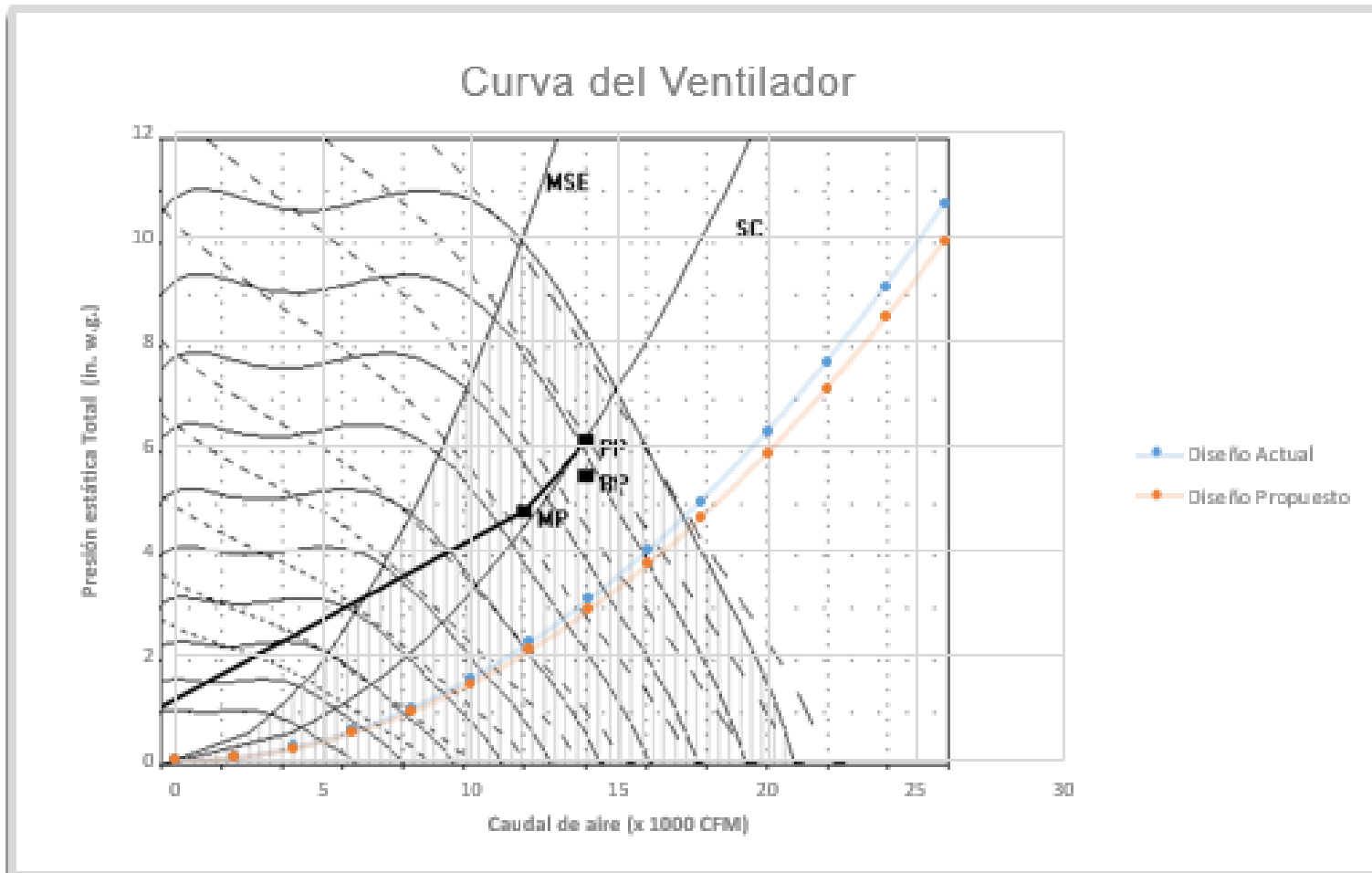


Figura 27. Curvas sistema para el diseño actual y el propuesto

Fuente: Propia(Excel)

5.5.2 Cálculo de la potencia Eléctrica

La potencia eléctrica se calcula a partir de la potencia mecánica obtenida en el apartado anterior y le eficiencia que presenta el motor.

- Primer punto de operación:

$$P_e = \frac{P_m}{0.936} \quad (\text{Ec.19})$$

$$P_e = \frac{27.7 \text{ HP}}{0.936}$$

$$P_e = 29.6 \text{ HP}$$

- Segundo punto de operación:

$$P_e = \frac{P_m}{0.936} \quad (\text{Ec.19})$$

$$P_e = \frac{25.9 \text{ HP}}{0.936}$$

$$P_e = 27.6 \text{ HP}$$

Tabla 13. Resumen de los puntos de Operación analizados.

Puntos de operación - Sistema Imperial de Unidades		
	Primer Punto de Operación	Punto de operación propuesto
Caudal	17734 cfm	17734 cfm
Presión estática en la succión	3.201 in. w.g.	3.201 in. w.g.
Presión estática en la descarga	1.746 in. w.g.	1.428 in. w.g.
Presión estática total de la descarga	4.947 in. w.g.	4.634 in. w.g.
Potencia del abanico	27.7 BHP	25.9 BHP
Potencia eléctrica del motor	29.6 HP	27.6 HP
Potencia eléctrica del motor	22.0 kW	20.6 kW

Fuente: Propia (Excel)

El aumento del área efectiva de los filtros HEPA de 4.5 pies cuadrados a 7.1 pies cuadrados disminuye la presión estática total de 4.947 “w.g. a 4.634” w.g., volviendo la curva sistema menos restrictivo, por ende, reduce la potencia de operación del sistema actual en un 7.7%, al disminuir la potencia de 29.9 HP a 27.6 HP.

5.5.3 Cálculo del consumo energético

A partir de las tarifas publicadas por el Instituto Costarricense de Electricidad se calculan los datos de consumo del equipo a partir de los datos previamente expuestos.

Tabla 14. Consumo para el punto de Operación Actual

Periodo	Horas por periodo	Costo kWh por Periodo (₡)	kW	kWh	Costo del kWh (₡)	Costo del kWh por Mes (₡)
Pico	5	72.95	22.0	110.2	8041.3	241239.0
Valle	9	27.1	22.0	198.4	5377.0	161311.0
Nocturno	10	16.68	22.0	220.5	3677.3	110318.5

Fuente: Propia (Excel)

Tabla 15. Consumo para el punto de Operación propuesto

Periodo	Horas por periodo	Costo kWh por Periodo (₡)	kW	kWh	Costo del kWh (₡)	Costo del kWh por Mes(₡)
Pico	5	72.95	20.6	103.2	7524.9	225747.5
Valle	9	27.1	20.6	185.7	5031.7	150952.2
Nocturno	10	16.68	20.6	206.3	3441.1	103234.2

Fuente: Propia (Excel)

5.5.4 Cálculo de la demanda energética

A partir de las tarifas publicadas por el Instituto Costarricense de Electricidad se calculan los datos de consumo del equipo a partir de los datos previamente expuestos.

Tabla 16. Demanda para el punto de Operación Actual.

Periodo	Horas por periodo	Costo kWh por Periodo (₡)	Costo por cada kWh
Pico	22.0	11837.00	260959.2
Valle	22.0	8264.74	182204.9
Nocturno	22.0	5293.77	116689.8

Fuente: Propia (Excel)

El Segundo punto de operación muestra una reducción en su presión estática total, disminuyendo la potencia mecánica de la manejadora de aire acondicionado y, por consiguiente, la potencia eléctrica. El nuevo punto de operación permite disminuir las revoluciones del motor, y al mantener el mismo caudal, disminuye la potencia eléctrica del sistema.

Tabla 17. Demanda para el punto de Operación Propuesto

Periodo	Horas por periodo	Costo kWh por Periodo (₡)	Costo por cada kWh
Pico	20.6	11837.00	244201.3
Valle	20.6	8264.74	170504.4
Nocturno	20.6	5293.77	109196.4

Fuente: Propia (Excel)

5.5.5 Ahorro Energético

El ahorro energético se define como la diferencia entre el punto de operación propuesto y el punto de operación actual.

El cambio de filtros representa un ahorro anual de ₡ 826,637.43 en el pago de la factura eléctrica para ese equipo.

Tabla 18. Ahorro Económico de la máquina operando al punto de operación propuesto.

	Ahorro Mensual	Ahorro Anual
Consumo	₡ 32 934.6	₡ 395 215.3
Demanda	₡ 35 951.8	₡ 431 422
Total	₡ 68 886.5	₡ 826 637.43

Fuente: Propia (Excel)

5.6 Análisis financiero

La inversión está compuesta por el costo de adquirir los 36 filtros HEPA, donde el costo de cada filtro es \$300 aproximadamente, mientras que los ingresos se componen solamente del ahorro energético debido al uso de los filtros adquiridos. La tabla 19. muestra el análisis económico que contempla el Valor actual neto y la Tasa interna de Retorno.

Tabla 19. Análisis financiero diseño propuesto

	año 0	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5	año 6	año 7	año 8	año 9	año 10
Periodo	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inversión	-C 6,372,800.00										
Ingresos		C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43
Flujo neto de efectivo	-C 6,372,800.00	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43	C 826,637.43
Valor Actualizado		C 772,558.35	C 722,017.15	C 674,782.38	C 630,637.74	C 589,381.06	C 550,823.42	C 514,788.25	C 481,110.51	C 449,635.99	C 420,220.55
PRIFD		-C 5,600,241.65	-C 4,878,224.51	-C 4,203,442.13	-C 3,572,804.39	-C 2,983,423.33	-C 2,432,599.91	-C 1,917,811.66	-C 1,436,701.15	-C 987,065.16	-C 566,844.61

Trema	7%
VAN Flujo	C 5,805,955.39
VAN Proy	-C 566,844.61
TIR	5%

Fuente: Propia (Excel)

El análisis económico muestra que la inversión no se recupera en un período de 10 años. Obteniendo un VAN menor que 0, indicando que, al traer el monto a Valor presente, el proyecto no es viable. El otro indicador es que la tasa interna de retorno es menor que la tasa de retorno mínima indicando que el proyecto no es rentable.

5.7 Impacto energético de elementos ajenos a los filtros Terminales

El estudio energético de los filtros HEPA se puede optimizar al modificar algunos factores de operación con los que se encuentra trabajando la máquina.

5.7.1 Filtros de la manejadora de aire

Anteriormente, se explicó que el consumo energético se ve afectado por la presión estática total del ventilador. Uno de los elementos que influye en el aumento de presión estática de succión es la resistencia de los filtros que se encuentran en el interior de la manejadora.

Esta presión estática se ve afectada por la velocidad del flujo de aire, el material del medio filtrante, el tipo de construcción, la calidad del aire, y por supuesto, un correcto mantenimiento preventivo.

En la sección de apéndice se muestra un análisis creado por la empresa camfil para apoyar el presente proyecto de filtros HEPA.

El análisis compara los filtros que se encuentran en la manejadora actualmente, con filtros Camfil. Los filtros propuestos permiten una menor resistencia que los filtros que se encuentran instalados actualmente, esto debido al método de construcción. Los filtros propuestos construyen el medio filtrante con pliegues radiales redondeados, que, a diferencia de los pliegues contruidos en V, presentan una menor caída de presión.

El fabricante de los filtros propuesto asegura una disminución de casi un 45% en su caída de presión para filtros de cartucho y, casi un 30% en los filtros de Bolsa.

Respecto al cambio de filtros, el fabricante asegura que se disminuye el período de tiempo a la mitad para cambiar los filtros de bolsa.

5.7.2 Diseño del sistema de aire acondicionado

El diseño del sistema presenta varias particularidades, primeramente, la máquina que actualmente supe al sistema no es la que originalmente había sido escogida por el diseñador. La ampliación del cuarto limpio obligó al departamento de mantenimiento a sustituir la máquina previa por una de mayor capacidad. Es por ello que se tuvo que construir la curva sistema en este documento.

El diseño presenta un codo a 61 centímetros de la descarga del abanico, que implica una caída de presión de 0.5130 in. w.g. aplicando el coeficiente respectivo de la figura SR7-5 del manual de ASHRAE.

El manual de ASHRAE expresa como afecta la distancia entre la descarga del abanico y un accesorio, la presión estática del sistema en esa salida.

Para reducir esa caída de presión hay que alterar el diseño en la descarga del ventilador:

- Aumentando la longitud entre la descarga y el accesorio.
- Rotar la posición del codo.
- Cambiar de posición la máquina.

a) Aumentando la longitud entre la descarga y el accesorio

El aumento entre la longitud y la descarga se analiza de la siguiente manera:

Ashrae establece que para una velocidad de ducto mayor a 13 m/s debe aplicar la siguiente fórmula:

$$L_e = \frac{V_o \sqrt{A_o}}{4500} \quad (\text{Ec.17})$$

$$L_e = \frac{13.53 \sqrt{619354}}{4500}$$

$$L_e = 2.37 \text{ m}$$

Con una longitud de 0.61 m, y un cociente entre el área de explosión y el área de descarga de 0.6. Se estima un coeficiente de 1.20, eso implica que la presión

estática de descarga va a tener una caída de presión de 1.20 veces la velocidad en ese ducto, que es igual al 0.5130" w.g. en ese punto.

Si la distancia L entre la descarga y el codo se aumentara a 1.183 metros el doble de la distancia actual, la caída de presión en ese punto se puede reducir a 0.53 veces la velocidad del aire, que es igual a 0.234 in. w.g. en ese punto. Eso quiere decir que la descarga del abanico se va a reducir de un valor teórico de 1.746 in. w.g. a 1.419 in. w.g. Esto implica un rediseño en el sistema que, por facilidad del proyecto, se define como sistema B.

Si la distancia L entre la descarga y el codo es la misma que el factor L_e , eso quiere decir que debe existir una distancia de 2.366 metros, la caída de presión en ese punto se eliminaría, solo se usaría la caída por longitud de ducto. La descarga del abanico reduciría de un valor teórico de 1.746" w.g. a 1.197" w.g. Esto implica un rediseño en el sistema que, por facilidad del proyecto, se define como sistema C.

Tabla 20. Comparación de caídas de presión a partir de distintos diseños.

	Presión Estática del Filtro (in. w.g.)	Cálculo de pérdidas del sistema propuesto (in. w.g.)	Cálculo de pérdidas del sistema B (in. w.g.)	Cálculo de pérdidas del sistema C (in. w.g.)
Primer Punto De operación	0.5160	1.746	1.746	1.746
Segundo Punto de operación	0.233	1.428	1.136	0.914
Porcentaje de Disminución	54.84%	18.21%	34.94%	47.65%

Fuente: Propia (Excel)

La tabla anterior muestra que, al aumentar la longitud en el ducto de la descarga en 1.183 metros y 2.366 metros, se reduce la presión estática de la descarga en un 34.94% y un 47.65%, respectivamente. Los cálculos para estimar la caída de presión de los diseños se presentan en la sección de apéndices.

A continuación, en la tabla 21 se muestra el comportamiento de los distintos puntos de operación, y la Figura 28 muestra la curva sistema a partir de los diferentes puntos de Operación.

Tabla 21. Tabla resumen de puntos de operación del sistema

	Primer Punto de Operación	Segundo Punto de operación	Punto de Operación del sistema B	Punto de Operación del sistema C
Caudal	17734 cfm	17734 cfm	17734 cfm	17734 cfm
Presión estática en la succión	3.201 in. w.g.	3.201 in. w.g.	3.201 in. w.g.	3.201 in. w.g.
Presión estática en la descarga	1.746 in. w.g.	1.428 in. w.g.	1.136 in.w.g.	0.914 in. w.g.
Presión estática total de la descarga	4.947 in. w.g.	4.634in. w.g.	4.342 in. w.g.	4.120 in. w.g.
Potencia del abanico	27.7 BHP	25.9 BHP	24.3 BHP	23.0 BHP
Potencia eléctrica del motor	29.6 HP	27.6 HP	25.9 HP	24.6 HP
Potencia eléctrica del motor	22.0 kW	20.6 kW	19.3kW	18.3kW

a) Rotación del Codo

La rotación del codo bajo las mismas condiciones sólo sería beneficiosa si se rota el codo 90 grados y su ubica con la cara hacia el suelo, tal como aparece en la figura SR7-05 del manual de ASHRAE; sin embargo, la máquina se ubica sobre una losa de concreto que impide una correcta instalación del sistema de ductos.

b) Cambio de posición de la máquina

El cambio de posición de la máquina implica girar la máquina 90 grados para eliminar la figura en la descarga que presenta una alta caída de presión, realizando el giro solo se tomaría en cuenta las pérdidas por longitud del ducto. El cambio de posición debe ser analizado por la organización, ya que el giro implica trasladar los sistemas mecánicos y eléctricos de la manejadora de aire acondicionado, debido al alcance del análisis, el cambio de posición se realizará a partir de estimaciones de costos que presenten buen margen de inversión que permita reducir el margen de error en la estimación financiera del estudio.

La curva del ventilador se muestra a continuación, la construcción de las curvas sistemas se realiza a partir de los datos calculados en la sección de apéndices.

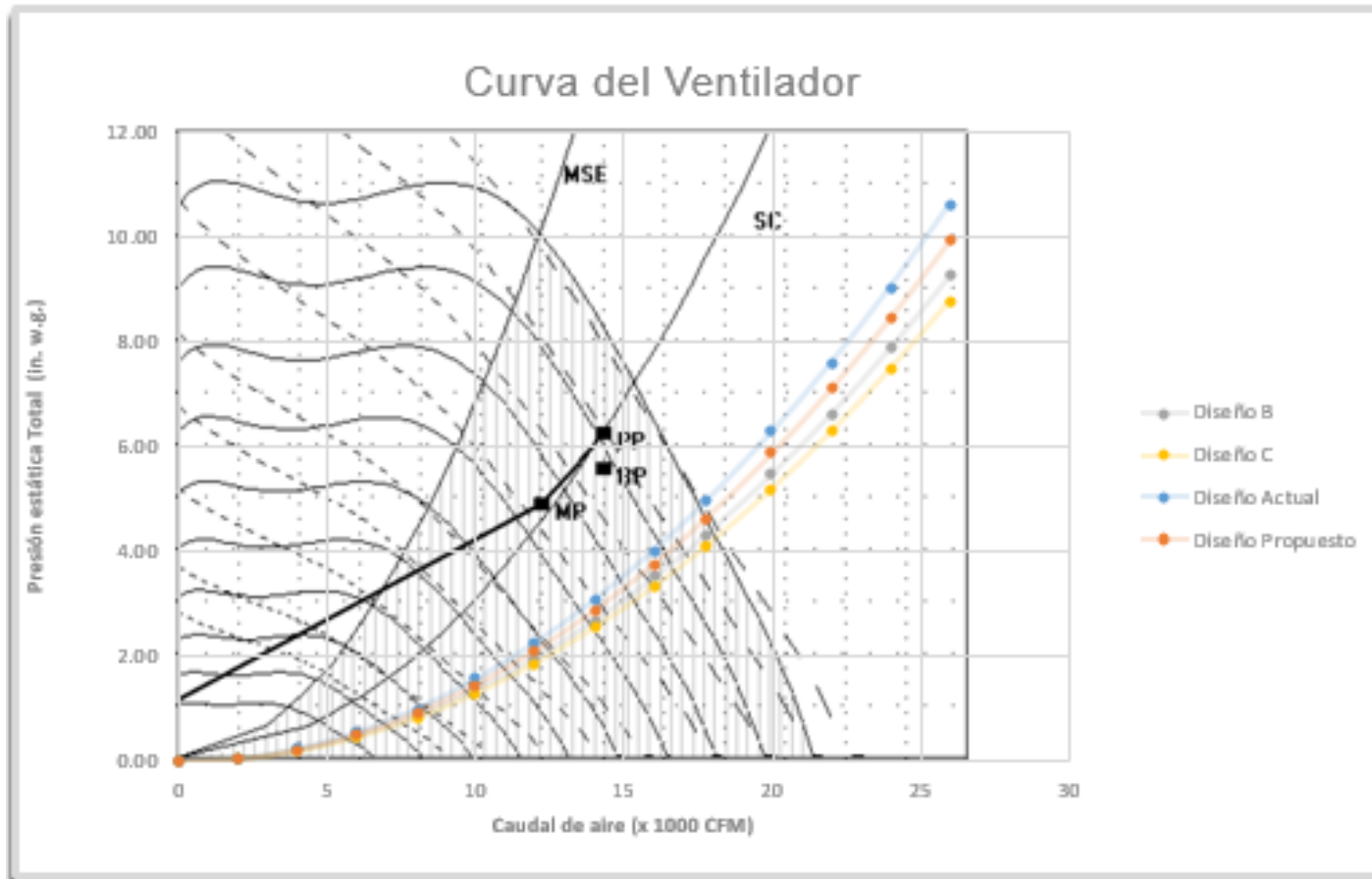


Figura 28. Curvas sistemas para diseños propuestos

5.7.2 Análisis financiero

La inversión está compuesta por los 36 filtros HEPA y estimación de mano de obra y materiales para realizar la modificación del diseño, mientras que los ingresos se componen solamente del ahorro energético debido al uso de los filtros adquiridos. Las tablas 22 y 24. muestran el análisis financiero para implementar el diseño B y C. El cálculo de ahorro energético anual para cada diseño se encuentra en la sección de apéndices.

Tabla 22. Análisis financiero diseño B

	año 0	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5	año 6	año 7	año 8	año 9	año 10
Periodo	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inversión	-C\$ 8,000,000.00										
Ingresos		C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10
Flujo neto de efectivo	-C\$ 8,000,000.00	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10	C\$ 1,585,688.10
Valor Actualizado		C\$ 1,481,951.50	C\$ 1,385,001.40	C\$ 1,294,393.83	C\$ 1,209,713.86	C\$ 1,130,573.70	C\$ 1,056,610.93	C\$ 987,486.85	C\$ 922,884.91	C\$ 862,509.26	C\$ 806,083.42
PRIFD		-C\$ 6,518,048.50	-C\$ 5,133,047.11	-C\$ 3,838,653.28	-C\$ 2,628,939.42	-C\$ 1,498,365.72	-C\$ 441,754.78	C\$ 545,732.07	C\$ 1,468,616.98	C\$ 2,331,126.25	C\$ 3,137,209.67

Trema	7%
VAN Flujo	C\$ 11,137,209.67
VAN Proy	C\$ 3,137,209.67
TIR	15%

Fuente: Propia (Excel)

El análisis económico muestra que la inversión se recupera al séptimo año, obteniendo un VAN mayor que 0 que indica, que al traer el monto a Valor presente, el proyecto es viable. El otro indicador es que la tasa interna de retorno es mayor que la tasa de retorno mínima indicando rentabilidad en el proyecto.

Tabla 23. Análisis financiero diseño C

Periodo	año 0	año 1	año 2	año 3	año 4	año 5	año 6	año 7	año 8	año 9	año 10
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Inversión	-C 8,000,000.00										
Ingresos		C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90
Flujo neto de efectivo	-C 8,000,000.00	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90	C 2,162,808.90
Valor Actualizado		C 2,021,316.73	C 1,889,081.06	C 1,765,496.31	C 1,649,996.55	C 1,542,052.85	C 1,441,170.89	C 1,346,888.68	C 1,258,774.47	C 1,176,424.74	C 1,099,462.37
PRIFD		-C 5,978,683.27	-C 4,089,602.22	-C 2,324,105.90	-C 674,109.35	C 867,943.51	C 2,309,114.40	C 3,656,003.08	C 4,914,777.55	C 6,091,202.29	C 7,190,664.67

Trema	7%
VAN Flujo	C 15,190,664.67
VAN Proy	C 7,190,664.67
TIR	24%

Fuente: Propia (Excel)

El análisis económico muestra que la inversión se recupera al quinto año, obteniendo un VAN mayor que 0 que indica, que, al traer el monto a Valor presente, el proyecto es viable. El otro indicador es que la tasa interna de retorno es mayor que la tasa de retorno mínima indicando rentabilidad en el proyecto.

Capítulo 6. Conclusiones

1. Se determinaron los puntos de operación con el sistema de filtros HEPA actual y el sistema de filtros HEPA propuesto mediante la curva sistema.
2. Se determinó que elementos como los filtros de la manejadora de aire acondicionado pueden reducir, en promedio, hasta un 37% la presión de succión del abanico, que se encuentra directamente relacionado con el consumo asociado a los filtros HEPA a partir de las curvas sistema.
3. Se determinó que el diseño del sistema de aire acondicionado puede afectar hasta en un 262% el ahorro energético anual asociado a los filtros HEPA a partir de las curvas sistema.
4. Se estableció la eficiencia energética de cada punto de operación a partir de la razón de energía mecánica/ energía eléctrica.
5. Se elaboró el análisis de ahorro energético entre los dos puntos de operación, obteniendo como resultado una disminución en el consumo y la demanda en un 6.4%
6. Se desarrolló el análisis financiero de solamente reemplazar los filtros HEPA actuales por filtros HEPA con mayor área efectiva, indicando que el proyecto no es financieramente viable.

Bibliografía

ASHRAE. (2015). *HVAC Application*. Atlanta: ASHRAE.

ASHRAE. (2016). Hvac Systems and Equipment. *ASHRAE HANDBOOK*, 21.5,21.6.

ASHRAE. (2017). *Ashrae Handbook Fundamentals*. Atlanta: AHSRAE.

Behls, H. (1971). Computerized calculation of duct friction. *Building Science Series* 39, 363.

Bevirth, D. (1999). *Environmetal Systems Technology*. Maryland: NEBB.

Camfil. (26 de Abril de 2019). Slimline DCM-FD. Riverdale, New Jersey.

Colebrook, C. (1938-1939). Turbulent flow in pipes, with particular references to the transition region between the smooth and rough pipe laws. *Journal of the Institution of Civil Engineers* , 11:133.

Costa Rica muestra su oferta de manufactura de dispositivos médicos en MD&M East 2018. (14 de Junio de 2018). Obtenido de PROCOMER: <https://www.procomer.com/es/noticias/costa-rica-muestra-su-oferta-de-manufactura-de-dispositivos-medicos-en-md-m-east-2018>

Farr, C. (2014). *The energy & filter Fact Handbook*. USA: Camfil.

Fedotov, A. (2014). Saving Energy in Cleanrooms. *Cleanroom Technol*, 14-18.

Hernandez Sampieri, R., Fernández Collado, C., & pilar, B. M. (2010). *Metodología de la Investigación*. Mexico D.F: McGrawHill.

Institute of Environmental Sciences and Technology. (2005). IEST-RP-CC001.4 HEPA and ULPA Filters. *Contamination Control Division Recommended Practica 001.4*, 10-12.

Lowell, C., Blumstein, C., & Sartor, D. (1999). Cleanrooms and laboratories for high technology industries. *California Energy Commision. Final Report*.

- Modular Clean Rooms. (26 de 4 de 2019). MAC 10 Original HEPA Filters. Denver, Colorado.
- NAFA. (2017). Understanding MERV. *ASHRAE Standard 52.2*.
- National Air Filtration Association. (2006). *Installation, Operation and Maintenance of Air Filtration Systems Manual* . Virginia: National Air Filtration Association
- National Environmental Balancing Bureau. (1998). *Study Course for Certified Testing of Cleanrooms*. Maryland: NEBB.
- National Environmental Balancing Bureau. (2015). *Procedural Standard for Testing, Adjusting and Balancing of Environmental Systems* . Maryland: NEBB.
- NEBB. (1998). *Study Course for Certified Testing of Cleanrooms*. Maryland: NEBB.
- Stephens, B., Novoselac, A., & Siegel, J. A. (2019). Impacts of HVAC filtration on Air-Conditioner Energy Consumption in Residences. *Proceedings of healthy Buildings*.
- Tronville, P. (2009). Air Filtration and efficiency: Air filters-Energy rating and labelling. *Filtration+Separation*, 31-33.
- Villareal, J. (2013). *Ingenieria Economica*. Bogotá: Pearson.
- Wang, S. K. (2001). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*. New York: McGraw-Hill.

APÉNDICES

Apéndice 1. Prueba de Traverso en ducto de Retorno

Posición	Distancia (in.)	Velocidad (fpm)				
		1	2	3	4	5
1	2.85	2688	2528	2677	2705	3002
2	8.55	2727	2811	2864	2786	2841
3	14.25	2979	3034	2774	2429	2932
4	19.95	3174	2129	2156	2792	2404
5	25.65	3007	2299	1700	1833	1413
Distancia del Borde (in.)		2.85	8.55	14.25	19.95	25.65
Subtotales de Velocidad (fpm)		14575	12801	12171	12545	12592
Promedio de Velocidad (fpm)				2588		

Apéndice 2. Prueba de Traverso en ducto de Aire Fresco

Posición	Distancia (in.)	Velocidad (fpm)				
		1	2	3	4	5
1	2.85	2688	2528	2677	2705	3002
2	8.55	2727	2811	2864	2786	2841
3	14.25	2979	3034	2774	2429	2932
4	19.95	3174	2129	2156	2792	2404
5	25.65	3007	2299	1700	1833	1413
Distancia del Borde (in.)		2.85	8.55	14.25	19.95	25.65
Subtotales de Velocidad (fpm)		14575	12801	12171	12545	12592
Promedio de Velocidad (fpm)				2588		

Apéndice 3. Caída de presión del diseño propuesto.

	Flujo Volumétrico (CFM)	Diámetro (in.)	Área (in. ²)	Área (ft. ²)	Velocidad (fpm)	Presión (in. w.g.)	Pérdida de fricción (in. w.g. / 100 ft.)	Constantes según accesorios	Longitud (in.)	Longitud (ft.)	Pérdidas (in. w.g.)
Salida del abanico	17734	NA	1088	1088.00	2661.8	0.44	NA	1	NA	NA	0.530
Tramo A-B	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	0.20	NA	24	2.00	0.004
Codo 90	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	NA	0.21	NA	NA	0.093
Transición	0.71	NA	1.32	1.32	2504.8	0.39	NA	0.05	15	1.25	0.020
Codo 90	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo B-C	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	36	3.00	0.006
Tramo C-D	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	40	3.33	0.007
Codo 90	12655	29.5	NA	NA	NA	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo D-E	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	32	2.67	0.005
Intersección	0.551	NA	0.79	0.79	0.70	0.19	NA	0.98	NA	NA	0.186
Tramo E-F	6976	26.2	576	4.00	1745.1	0.19	0.16	NA	71.3	5.94	0.010
Tramo F-G	5491	26.2	576	4.00	1373.6	0.12	0.10	NA	158	13.20	0.013
Tramo H-I	5103	26.2	576	4.00	1276.6	0.10	0.10	NA	48	4.00	0.004
Intersección	0.47	NA	0.5	0.50	0.94	0.09	NA	0.73	NA	NA	0.065
Tramo I-J	2386	18.5	288	2.00	1193.8	0.09	0.13	NA	80	6.67	0.009
Reducción	NA	NA	1.5	1.48	NA	0.08	NA	0.05	NA	NA	0.004
Tramo J-K	1546	15.3	195	1.35	1142.4	0.08	0.15	NA	88	7.33	0.011
Intersección	0.35	NA	0.62	0.62	0.58	0.03	NA	1.65	NA	NA	0.045
Tramo L-M	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10	NA	168	14.00	0.014
Codo	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	NA	0.21	NA	NA	0.006
Tramo M-N	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10		NA		0.001
Flexible	548	12	113.04	0.79	698.09	0.03	NA	1.7	NA	NA	0.001
Filtro	NA										0.233

Apéndice 4. Análisis de pérdida de presión aumentando la distancia a 1.183 metros entre la descarga y el *codo*.

	Flujo Volumétrico (CFM)	Diámetro (in.)	Área (in. ²)	Área (ft. ²)	Velocidad (fpm)	Presión (inga)	Pérdida de fricción (in. w.g. / 100 ft.)	Constantes según accesorios	Longitud (in.)	Longitud (ft.)	Pérdidas (in. w.g.)
Salida del abanico	17734	NA	1088	1088.00	2661.8	0.44	NA	1	NA	NA	0.234
Tramo A-B	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	0.20	NA	24	3.88	0.008
Codo 90	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	NA	0.21	NA	NA	0.093
Transición	0.71	NA	1.32	1.32	2504.8	0.39	NA	0.05	15	1.25	0.020
Codo 90	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo B-C	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	36	3.00	0.006
Tramo C-D	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	40	3.33	0.007
Codo 90	12655	29.5	NA	NA	NA	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo D-E	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	32	2.67	0.005
Intersección	0.551	NA	0.79	0.79	0.70	0.19	NA	0.98	NA	NA	0.186
Tramo E-F	6976	26.2	576	4.00	1745.1	0.19	0.16	NA	71.3	5.94	0.010
Tramo F-G	5491	26.2	576	4.00	1373.6	0.12	0.10	NA	158	13.20	0.013
Tramo H-I	5103	26.2	576	4.00	1276.6	0.10	0.10	NA	48	4.00	0.004
Intersección	0.47	NA	0.5	0.50	0.94	0.09	NA	0.73	NA	NA	0.065
Tramo I-J	2386	18.5	288	2.00	1193.8	0.09	0.13	NA	80	6.67	0.009
Reducción	NA	NA	1.5	1.48	NA	0.08	NA	0.05	NA	NA	0.004
Tramo J-K	1546	15.3	195	1.35	1142.4	0.08	0.15	NA	88	7.33	0.011
Intersección	0.35	NA	0.62	0.62	0.58	0.03	NA	1.65	NA	NA	0.045
Tramo L-M	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10	NA	168	14.00	0.014
Codo	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	NA	0.21	NA	NA	0.006
Tramo M-N	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10		NA		0.001
Flexible	548	12	113.04	0.79	698.09	0.03	NA	1.7	NA	NA	0.001
Filtro	NA										0.5160
										Total Pérdidas (in. w.g.)	1.419

Apéndice 5. Análisis de pérdida de presión aumentando la distancia entre la descarga y el codo 2.4 metros.

	Flujo Volumétrico (CFM)	Diámetro (in.)	Área (in. ²)	Área (ft. ²)	Velocidad (fpm)	Presión (in. w.g.)	Pérdida de fricción (in. w.g. / 100 ft.)	Constantes según accesorios	Longitud (in.)	Longitud (ft.)	Pérdidas (in. w.g.)
Salida del abanico	17734	NA	1088	1088.00	2661.8	0.44	NA	1	NA	NA	0.000
Tramo A-B	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	0.20	NA	24	8.76	0.018
Codo 90	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	NA	0.21	NA	NA	0.093
Transición	0.71	NA	1.32	1.32	2504.8	0.39	NA	0.05	15	1.25	0.020
Codo 90	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo B-C	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	36	3.00	0.006
Tramo C-D	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	40	3.33	0.007
Codo 90	12655	29.5	NA	NA	NA	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo D-E	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	32	2.67	0.005
Intersección	0.551	NA	0.79	0.79	0.70	0.19	NA	0.98	NA	NA	0.186
Tramo E-F	6976	26.2	576	4.00	1745.1	0.19	0.16	NA	71.3	5.94	0.010
Tramo F-G	5491	26.2	576	4.00	1373.6	0.12	0.10	NA	158	13.20	0.013
Tramo H-I	5103	26.2	576	4.00	1276.6	0.10	0.10	NA	48	4.00	0.004
Intersección	0.47	NA	0.5	0.50	0.94	0.09	NA	0.73	NA	NA	0.065
Tramo I-J	2386	18.5	288	2.00	1193.8	0.09	0.13	NA	80	6.67	0.009
Reducción	NA	NA	1.5	1.48	NA	0.08	NA	0.05	NA	NA	0.004
Tramo J-K	1546	15.3	195	1.35	1142.4	0.08	0.15	NA	88	7.33	0.011
Intersección	0.35	NA	0.62	0.62	0.58	0.03	NA	1.65	NA	NA	0.045
Tramo L-M	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10	NA	168	14.00	0.014
Codo	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	NA	0.21	NA	NA	0.006
Tramo M-N	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10		NA		0.001
Flexible	548	12	113.04	0.79	698.09	0.03	NA	1.7	NA	NA	0.001
Filtro	NA										0.5160
Total, Pérdidas (in. w.g.)											1.195

Apéndice 6. Análisis de pérdida de presión en el diseño B.

	Flujo Volumétrico (CFM)	Diámetro (in.)	Área (in. ²)	Área (ft. ²)	Velocidad (fpm)	Presión (in. w.g.)	Pérdida de fricción (in. w.g./ 100 ft.)	Constantes según accesorios	Longitud (in.)	Longitud (ft.)	Pérdidas (in. w.g.)
Salida del abanico	17734	NA	1088	1088.00	2661.8	0.44	NA	0.53	NA	NA	0.234
Tramo A-B	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	0.20	NA	24	3.40	0.007
Codo 90	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	NA	0.21	NA	NA	0.093
Transición	0.71	NA	1.32	1.32	2504.8	0.39	NA	0.05	15	1.25	0.020
Codo 90	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo B-C	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	36	3.00	0.006
Tramo C-D	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	40	3.33	0.007
Codo 90	12655	29.5	NA	NA	NA	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo D-E	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	32	2.67	0.005
Intersección	0.551	NA	0.79	0.79	0.70	0.19	NA	0.98	NA	NA	0.186
Tramo E-F	6976	26.2	576	4.00	1745.1	0.19	0.16	NA	71.3	5.94	0.010
Tramo F-G	5491	26.2	576	4.00	1373.6	0.12	0.10	NA	158	13.20	0.013
Tramo H-I	5103	26.2	576	4.00	1276.6	0.10	0.10	NA	48	4.00	0.004
Intersección	0.47	NA	0.5	0.50	0.94	0.09	NA	0.73	NA	NA	0.065
Tramo I-J	2386	18.5	288	2.00	1193.8	0.09	0.13	NA	80	6.67	0.009
Reducción	NA	NA	1.5	1.48	NA	0.08	NA	0.05	NA	NA	0.004
Tramo J-K	1546	15.3	195	1.35	1142.4	0.08	0.15	NA	88	7.33	0.011
Intersección	0.35	NA	0.62	0.62	0.58	0.03	NA	1.65	NA	NA	0.045
Tramo L-M	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10	NA	168	14.00	0.014
Codo	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	NA	0.21	NA	NA	0.006
Tramo M-N	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10		NA		0.001
Flexible	548	12	113.04	0.79	698.09	0.03	NA	1.7	NA	NA	0.001
Filtro	NA										0.233
										Total, Pérdidas (in. w.g.)	1.136

Apéndice 7. Análisis de pérdida en el diseño C.

	Flujo Volumétrico (CFM)	Diámetro (in.)	Área (in. ²)	Área (ft. ²)	Velocidad (fpm)	Presión (in.wg)	Pérdida de fricción (in. w.g./ 100 ft.)	Constantes según accesorios	Longitud (in.)	Longitud (ft.)	Pérdidas (in. w.g.)
Salida del abanico	17734	NA	1088	1088.00	2661.8	0.44	NA	1	NA	NA	0.000
Tramo A-B	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	0.20	NA	24	9.76	0.020
Codo 90	17734	33.9	960	6.66	2661.8	0.44	NA	0.21	NA	NA	0.093
Transición	0.71	NA	1.32	1.32	2504.8	0.39	NA	0.05	15	1.25	0.020
Codo 90	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo B-C	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	36	3.00	0.006
Tramo C-D	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	40	3.33	0.007
Codo 90	12655	29.5	NA	NA	NA	0.39	NA	0.21	NA	NA	0.082
Tramo D-E	12655	29.5	728	5.05	2504.8	0.39	0.20	NA	32	2.67	0.005
Intersección	0.551	NA	0.79	0.79	0.70	0.19	NA	0.98	NA	NA	0.186
Tramo E-F	6976	26.2	576	4.00	1745.1	0.19	0.16	NA	71.3	5.94	0.010
Tramo F-G	5491	26.2	576	4.00	1373.6	0.12	0.10	NA	158	13.20	0.013
Tramo H-I	5103	26.2	576	4.00	1276.6	0.10	0.10	NA	48	4.00	0.004
Intersección	0.47	NA	0.5	0.50	0.94	0.09	NA	0.73	NA	NA	0.065
Tramo I-J	2386	18.5	288	2.00	1193.8	0.09	0.13	NA	80	6.67	0.009
Reducción	NA	NA	1.5	1.48	NA	0.08	NA	0.05	NA	NA	0.004
Tramo J-K	1546	15.3	195	1.35	1142.4	0.08	0.15	NA	88	7.33	0.011
Intersección	0.35	NA	0.62	0.62	0.58	0.03	NA	1.65	NA	NA	0.045
Tramo L-M	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10	NA	168	14.00	0.014
Codo	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	NA	0.21	NA	NA	0.006
Tramo M-N	548	14.2	120	0.83	658.0	0.03	0.10		NA		0.001
Flexible	548	12	113.04	0.79	698.09	0.03	NA	1.7	NA	NA	0.001
Filtro	NA										0.233
Total, Pérdidas (in. w.g.)											0.914

Apéndice 8. Consumo energético para el diseño B.

Periodo	Horas por periodo	Costo kWh por Periodo (₡)	kW	kWh	Costo del kWh (₡)	Costo del kWh por Mes(₡)
Pico	5	72.95	19.3	96.7	7050.75	211522.55
Valle	9	27.1	19.3	174.0	4714.68	141440.30
Nocturno	10	16.68	19.3	193.3	3224.31	96729.16

Apéndice 9. Demanda Energética para el diseño B.

Periodo	Horas por periodo	Costo kWh por Periodo (₡)	Costo por cada kWh
Pico	19.3	11837.00	228813.57
Valle	19.3	8264.74	159760.47
Nocturno	19.3	5293.77	102330.52

Apéndice 10. Consumo Energético para el diseño C.

Periodo	Horas por periodo	Costo kWh por Periodo (₡)	kW	kWh	Costo del kWh (₡)	Costo del kWh por Mes(₡)
Pico	5	72.95	18.3	91.7	6690.26	200719.02
Valle	9	27.1	18.3	165.1	4473.62	134216.67
Nocturno	10	16.68	18.3	183.4	3059.45	91788.67

Apéndice 11. Demanda Energética para el diseño C.

Periodo	Horas por periodo	Costo kWh por Periodo (₡)	Costo por cada kWh
Pico	18.3	11837.00	217126.87
Valle	18.3	8264.74	151600.72
Nocturno	18.3	5293.77	97089.90

Apéndice 12. Presión diferencial en función del caudal para curva sistema propuesta

Caudal (Cfm)	Diseño Actual (in. w.g.)	Diseño propuesto (in. w.g.)
0	0	0.00
2	0.06	0.06
4	0.25	0.24
6	0.57	0.53
8	1.01	0.94
10	1.57	1.47
12	2.27	2.12
14	3.09	2.88
16	4.03	3.76
18	4.95	4.623
20	6.30	5.88
22	7.62	7.11
24	9.07	8.47
26	10.64	9.94

Apéndice 13. Presión diferencial en función del caudal para curva sistema de diseños propuestos

Caudal (Cfm)	Diseño Actual (in. w.g.)	Diseño propuesto (in. w.g.)	Diseño B (in. w.g.)	Diseño C (in. w.g.)
0	0	0.00	0.00	0.00
2	0.06	0.06	0.05	0.05
4	0.25	0.24	0.22	0.21
6	0.57	0.53	0.49	0.47
8	1.01	0.94	0.88	0.83
10	1.57	1.47	1.37	1.30
12	2.27	2.12	1.98	1.88
14	3.09	2.88	2.69	2.56
16	4.03	3.76	3.52	3.34
18	4.95	4.623	4.324	4.102
20	6.30	5.88	5.50	5.22
22	7.62	7.11	6.65	6.31
24	9.07	8.47	7.92	7.51
26	10.64	9.94	9.29	8.82

Apéndice 14. Resumen de los puntos de Operación analizados en unidades del Sistema Internacional.

Puntos de operación - Sistema Internacional de Unidades		
	Primer Punto de Operación	Segundo Punto de operación
Caudal (m ³ /min)	502	502
Presión estática en la succión (Pa)	796.5	796.5
Presión estática en la descarga (Pa)	434.5	352.6
Potencia del abanico (kW)	20.7	19.2
Potencia eléctrica del motor (kW)	22	20.6

ANEXOS

Anexo 1. Características de Operación de manejadora de aire, filtros y Serpentin de Agua Helada.

Mark for AHU-DWC-1
Date June 20, 2011

Unit Parameters

Aero Indoor Air Handler
Unit Size: Size 25
Insulation: R-13 Double Wall Sealed Panel
Exterior Finish: Galvanized Exterior Panels
Interior Finish: Galvanized Pre-painted with AgION antimicrobial
Level I Thermal Break
6 inch tall Base Rail

Mixing Box

Damper: Rear Premium Parallel
Damper: Top Premium Opposed
Door Right Side

Bag/Cartridge Filter

Shipping Split After
Bag Filter 6 - 12 IN. Side Loading
Field Supplied Bag Filter 80-85% Efficient
Qty (6) 24in. x 24in.
Pre Filter : 2in. Flat Filter
Field Supplied 2in. Throwaway Filter
Qty (6) 24in. x 24in.
Door Right Side

Chilled Water Coil

Standard Drain Pan Right Side
Chilled Water 24.41 sq.ft 4 Row 11 FPI Double Circuit
Coil Connection Right Side
1/2 in. Tube Diameter
AL fins Galv. Casing
Steel Header
No Coating

Cooling Performance Ratings

Altitude, ft	3064	EWT, °F	44.00
Face Vel., fpm	573.5	LWT, °F	54.00
Site Airflow, CFM	14000	Rise, °F	10.00
Std. Airflow, CFM	12518	EADB, °F	73.00
Total Clg. Cap, MBH	219.44	EAWB, °F	62.50
Sen. Clg. Cap, MBH	198.23	LADB, °F	58.62
Flow Rate, gpm	43.9	LAWB, °F	57.09
Fluid PD, ft w/g	0.6	Air Friction, in w/g	0.55
Fluid Vel., ft/s	1.0		

Note: Resulting Face Velocity May Cause Water Carryover

Coil is outside of the scope of AHRI certification, but is rated in accordance with AHRI Standard 410.

SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE

6.19

Anexo 2. Especificaciones del ventilador de suministro y la clasificación de Rendimiento

Mark for AHU-DWC-1
Date June 20, 2011

Blow-Thru Supply Fan

Rear Inlet
Integral Diffuser
Fan Sled
AirFoil B AFMV01221
2392 fanRPM Class II
Top Horiz. Front Discharge
Right Side Fan Motor Location
Spring Fan Isolation
Motor
25 HP Premium Efficiency TEFC 230 / 460 3Ph 60Hz 1800 RPM
Manufacturer - Generic
Frame Size - 284T
Motor Shaft Diameter (in.) - 1.875
Voltage Selected - 460/3/60
Full Load Amps - 29.6
MCA - 37.0
MOCP - 60
Efficiency - 93.6%
Belt Drive
1.2 Service Factor
Fixed Pitch Drive
1 or more belts

Door Right Side
Viewport Right Side

Performance Ratings

Site Airflow, CFM	14000	Other Losses, in wg	0.00
Altitude, ft	3050	Accessories Static, in wg	1.45
Std. Airflow, CFM	12524	Blow thru perforated plate losses, in wg	0.28
Upstream Ext. Static, in wg	1.00	Total Static, in wg	5.55
DownStream Ext. Static, in wg	2.00	Calculated Fan Speed, rpm	2392
Clg. Coil Static, in wg	0.55	Calculated Fan BHP	21.2
Htg. Coil Static, in wg	0.00		

Acoustic Data:

Freq.	Disch.	Inlet	Casing	1000 hz	99	85	83
63 hz	103	95	94	2000 hz	95	81	79
125 hz	100	93	91	4000 hz	92	79	67
250 hz	103	88	87	8000 hz	89	73	64
500 hz	102	86	86				

Configuration Notes

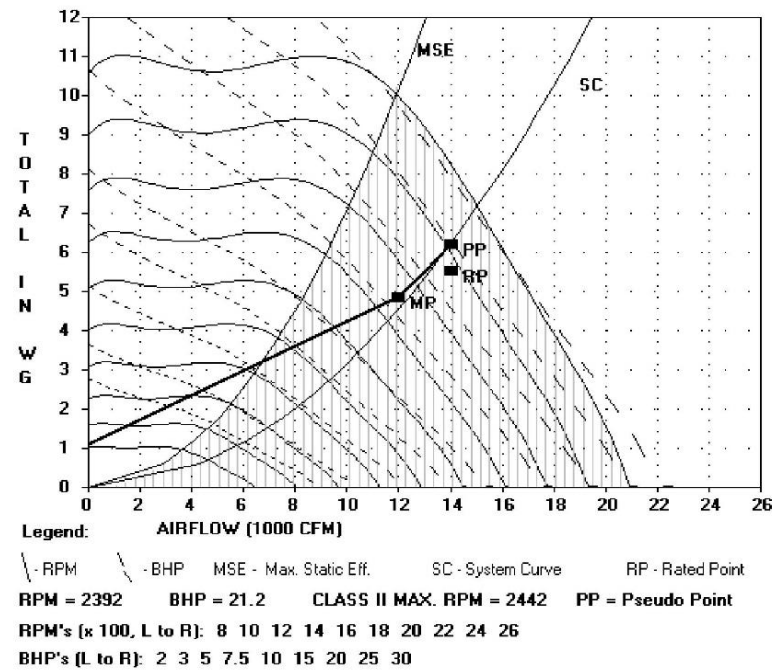
Discharge duct(s) must be gasketed and screwed directly to the discharge panel of the unit.

Weights and Dimensions **






SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE
6.19

Anexo 3. Curva del ventilador

Mark For: AHU-DWC-1
Supply Fan Curve



Anexo 4. Ficha técnica del motor

A.O. SMITH		CENTURY E-plus 3 [®] AC Motor							
Part	7-850017-01-0J	Encl.	DP	Cat Number E514					
Frame	S284T	Phase	3	Serial Code 251096M					
Type	MOGB	Ambient/Ins	40/F	Oper. Instr.					
Drv. Brg.	311SF	Opp. Drv. Brg.	207SF	Prot.					
Customer Part Number									
Volts	230/460	 E44549  LR103518  EEV 76842 E							
HP	25								
Freq.	60								
Amps	61/30.5								
RPM	1765								
NEMA Design	B								
NEMA Nom. Eff.	93.6								
Duty	CONT								
SF	1.15								
Code	F								
Nom. PF	82.3								
NOM. EFF. AT 230/460V MEETS OR EXCEEDS CSA STD. C390.									
LOW VOLTAGE						HIGH VOLTAGE LINE			
									

Anexo 5. Coeficientes de pérdidas de presión en accesorios

TABLE 21-9 Elbow Loss Coefficients

A. Elbow, Smooth Radius (Die Stamped), Round
Fitting loss (TP) = $C \times V_u$ Use the velocity pressure V_u of the upstream section.



Coefficients for 90° Elbow (See Note 1)

R/D	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	2.5
C	0.75	0.33	0.22	0.15	0.10	0.12

B. Elbow, Round, 3 to 5 pc = 90°
Fitting loss (TP) = $C \times V_u$ Use the velocity pressure V_u of the upstream section.



Coefficient C

No. Pieces	R/D	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0
5	—	0.46	0.33	0.24	0.19	0.18
4	—	0.50	0.37	0.27	0.24	0.24
3	0.68	0.54	0.42	0.34	0.32	0.32

C. Elbow, Round, Mitered
Fitting loss (TP) = $C \times V_u$ Use the velocity pressure V_u of the upstream section.



Coefficient C

#	20°	30°	45°	60°	75°	90°
C	0.08	0.10	0.04	0.22	0.81	1.2

D. Elbow, Rectangular, Mitered
Fitting loss (TP) = $C \times V_u$ Use the velocity pressure V_u of the upstream section.



Coefficient C

#	H/W								
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	4.0	6.0	8.0
20°	0.58	0.09	0.06	0.07	0.07	0.07	0.06	0.05	0.05
30°	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.12	0.11
45°	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.27	0.25	0.24
60°	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.43	0.39	0.38
75°	0.88	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.63	0.58	0.57
90°	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	0.82	0.69	0.63

E. Elbow, Rectangular, Smooth Radius Without Varies
Fitting loss (TP) = $C \times V_u$ Use the velocity pressure V_u of the upstream section.

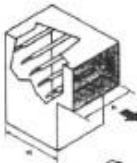


Coefficients for 90° elbow (See Note 1)

Coefficient C

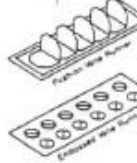
R/W	H/W								
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	4.0	6.0	8.0
0.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	1.1	1.2	1.2
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.40	0.43	0.44
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.21	0.21
1.5	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.15	0.17	0.17
2.0	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.15	0.14	0.16	0.16

F. Elbow, Rectangular, Mitered with Turning Vanes
Fitting loss (TP) = $C \times V_u$ Use the velocity pressure V_u of the upstream section.



Loss Coefficients (C) for Single Thickness Vanes

Dimensions, inches (mm)	Velocity, feet (m/s)			
	1000	1500	2000	2500
H	5	10	15	20
W	5	10	15	20
2 ft (600)	1.5 (460)	2.2 (680)	3.0 (910)	3.8 (1160)
4 ft (1140)	3.2 (980)	4.6 (1380)	6.1 (1780)	7.7 (2280)



Loss Coefficients (C) for Double Thickness Vanes

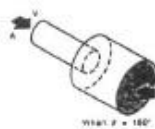
Dimensions, inches (mm)	Velocity, feet (m/s)			
	1000	1500	2000	2500
H	5	10	15	20
W	5	10	15	20
2 ft (600)	1.5 (460)	2.2 (680)	3.0 (910)	3.8 (1160)
4 ft (1140)	3.2 (980)	4.6 (1380)	6.1 (1780)	7.7 (2280)

Note 1: For angles other than 90° multiply by the following factors:

#	0°	20°	30°	45°	60°	75°	90°	110°	120°	150°	180°
K	0	0.31	0.45	0.60	0.74	0.90	1.00	1.13	1.23	1.28	1.4

TABLE 21-10 Transition Loss Coefficients

A. Transition, Round, Conical
Use V_u of the upstream section.

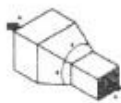


$V_u = 0.56 D V$
where
D = Upstream Diameter (inches)
V = Upstream Velocity (ft/min)

Coefficient C (See Note 2)

V_u	A ₁ /A	#									
		16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	150°	180°	
0.5×10^3	2	0.14	0.19	0.32	0.50	0.72	0.92	1.15	1.40	1.65	1.90
	4	0.23	0.30	0.46	0.61	0.86	1.14	1.42	1.70	1.95	
	6	0.27	0.35	0.48	0.66	0.92	1.22	1.52	1.80	2.05	
	8	0.29	0.38	0.50	0.69	0.96	1.28	1.58	1.85	2.10	
	≥16	0.31	0.38	0.50	0.68	0.94	1.26	1.56	1.82	2.05	
2×10^3	2	0.07	0.12	0.20	0.36	0.52	0.72	0.92	1.15	1.40	
	4	0.05	0.10	0.18	0.30	0.44	0.62	0.82	1.05	1.30	
	6	0.10	0.16	0.26	0.44	0.60	0.78	1.00	1.25	1.50	
	8	0.20	0.24	0.34	0.43	0.56	0.70	0.85	1.00	1.15	
	≥16	0.21	0.28	0.32	0.40	0.50	0.62	0.75	0.87	1.00	
$≥ 6 \times 10^3$	2	0.08	0.07	0.12	0.22	0.29	0.37	0.47	0.57	0.67	
	4	0.17	0.24	0.38	0.51	0.58	0.70	0.80	0.90	1.00	
	6	0.16	0.23	0.40	0.50	0.58	0.68	0.78	0.88	0.98	
	8	0.21	0.30	0.42	0.52	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	
	≥16	0.21	0.34	0.46	0.56	0.62	0.72	0.79	0.85	0.92	

B. Transition, Rectangular, Pyramidal
Use V_u of the upstream section.



When # = 160°

Coefficient C (See Note 2)

A ₁ /A	#							
	16°	20°	30°	45°	60°	90°	120°	160°
2	0.18	0.22	0.28	0.29	0.31	0.32	0.33	0.30
4	0.36	0.43	0.50	0.58	0.61	0.62	0.62	0.62
6	0.42	0.47	0.58	0.58	0.72	0.76	0.76	0.75
≥10	0.42	0.48	0.59	0.70	0.80	0.87	0.85	0.80

Note 2: A₁ = Area (Entering airstream), A = Area (Leaving airstream)

C. Contraction, Round and Rectangular, Gradual to Abrupt
Use the velocity pressure (V_u) of the downstream section.



Coefficient C (See Note 3)

A ₁ /A	#						
	10°	15°-40°	50°-60°	90°	120°	150°	180°
2	0.05	0.05	0.08	0.12	0.18	0.24	0.28
4	0.05	0.04	0.07	0.11	0.17	0.23	0.27
6	0.05	0.04	0.07	0.10	0.16	0.22	0.26
10	0.05	0.05	0.08	0.10	0.16	0.22	0.27



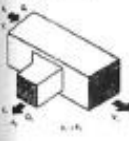
When # = 160°

Note 3: A₁ = Area (Entering airstream), A = Area (Leaving airstream)

Anexo 6. Coeficientes de pérdidas de presión en accesorios

TABLE 21-11 Rectangular Branch Connection Loss Coefficients


A. Tee, 45° Entry, Rectangular Main and Branch
Use V_m of the upstream section



V_b/V_m	Branch Coefficient C (See Note 4)						
	Q_b/Q_m						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
0.2	0.91						
0.4	0.81	0.74					
0.6	0.77	0.72	0.70				
0.8	0.78	0.73	0.69	0.66			
1.0	0.78	0.68	0.65	0.73	0.74		
1.2	0.80	1.11	1.18	1.23	1.00	0.86	
1.4	1.10	1.22	1.25	1.29	1.54	1.23	0.92
1.6	1.25	1.42	1.55	1.59	1.62	1.50	1.31
1.8	1.44	1.53	1.79	1.74	1.72	2.24	1.63

For Main Loss Coefficient (C) see below.


B. Tee, Rectangular Main to Round Branch
Use V_m of the upstream section



V_b/V_m	Branch Coefficient C (See Note 4)						
	Q_b/Q_m						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
0.2	1.28						
0.4	1.01	1.07					
0.6	1.14	1.10	1.08				
0.8	1.10	1.31	1.12	1.13			
1.0	1.30	1.38	1.20	1.25	1.28		
1.2	1.40	1.58	1.42	1.31	1.38	1.48	
1.4	1.70	1.82	1.81	1.51	1.56	1.64	1.71
1.6	1.83	2.06	2.00	1.65	1.70	1.79	1.80
1.8	2.06	2.17	2.20	2.12	2.06	1.98	1.99

For Main Loss Coefficient (C) see below.


C. Tee, Rectangular Main and Branch
Use V_m of the upstream section



V_b/V_m	Branch Coefficient C (See Note 4)						
	Q_b/Q_m						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
0.2	1.03	1.01					
0.4	1.11	1.03	1.05				
0.6	1.16	1.21	1.17	1.12			
0.8	1.30	1.40	1.30	1.36	1.27		
1.0	1.52	1.61	1.58	1.51	1.47	1.56	1.65
1.2	1.79	2.01	1.96	2.31	2.29	2.20	2.20
1.4	2.67	2.28	2.12	2.71	2.66	2.61	2.65
1.6	3.32	2.54	2.54	3.09	3.72	3.48	2.21

For Main Loss Coefficient (C) see below.


D. Tee, Rectangular Main and Branch with Extractor
Use V_m of the upstream section



V_b/V_m	Branch Coefficient C (See Note 4)						
	Q_b/Q_m						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
0.2	0.60						
0.4	0.62	0.69					
0.6	0.74	0.80	0.80				
0.8	0.88	1.10	0.95	0.80			
1.0	1.48	1.12	1.41	1.24	1.21		
1.2	1.91	1.23	1.42	1.92	1.88	1.64	
1.4	2.47	1.67	1.70	2.04	1.88	1.98	2.47
1.6	3.17	2.40	2.33	2.53	2.71	2.51	2.10
1.8	3.85	3.37	2.89	3.23	3.06	3.03	3.30

For Main Loss Coefficient (C) see below.

E. Wye, Rectangular
Use V_m of the upstream section



A_b/A_m	A_c/A_m	Branch Coefficient C (See Note 4)						
		Q_b/Q_m						
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
0.25	0.25	0.55	0.50	0.60	0.65	1.2	1.8	3.1
0.33	0.25	0.38	0.55	0.50	0.68	1.3	2.0	2.6
0.5	0.5	0.62	0.40	0.40	0.40	0.40	0.80	0.78
0.67	0.5	0.52	0.40	0.32	0.36	0.36	0.44	0.62
1.0	0.5	0.44	0.38	0.38	0.41	0.32	0.88	0.92
1.8	1.0	0.87	0.55	0.48	0.37	0.22	0.28	0.29
1.33	1.0	0.78	0.60	0.51	0.42	0.34	0.26	0.28
2.0	1.0	0.68	0.52	0.43	0.33	0.24	0.17	0.15

W/F branch


A_b/A_m	A_c/A_m	Main Coefficient C (See Note 4)						
		Q_b/Q_m						
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
0.25	0.25	-0.1	-0.3	-0.1	0.06	0.13	0.21	0.29
0.33	0.25	0.08	0	-0.2	0.01	0.02	0.06	0.16
0.5	0.5	-0.2	-0.36	-0.28	0	0.04	0.13	0.19
0.67	0.5	0.04	-0.22	-0.34	-0.3	-0.1	0.04	0.12
1.0	0.5	0.12	0.48	-0.28	0.13	0.06	0.04	0.08
1.0	1.0	-0.2	-0.4	-0.4	-0.1	0.06	0.13	0.22
1.33	1.0	0.10	0	0.01	0.05	0.01	0.20	0.10
2.0	1.0	0.62	0.38	0.23	0.13	0.08	0.25	0.06

Main Dual Loss Coefficient for Above Fillets

Main Coefficient C (See Note 4)									
V_b/V_m	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8
C	0.03	0.04	0.07	0.12	0.13	0.14	0.27	0.30	0.28

Note 4: A = Area (sq. in.), L = Length (in.), V = Velocity (ft/min)

F. Converging Tee, 45° Entry Branch to Rectangular Main
Use V_m of the downstream section




V_b/V_m	Branch Coefficient C (See Note 4)						
	Q_b/Q_m						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
< 1200 ft/min	-0.2	-0.48	-0.30	0.28	0.66	1.03	1.58
> 1200 ft/min	-0.72	-0.52	-0.23	0.24	0.76	1.14	1.63

When: A_b/A_m 0.5, A_c/A_m 1.0, A_d/A_m 0.5

For Main Loss Coefficient (C) see below.

G. Converging Tee, Round Branch to Rectangular Main
Use V_m of the downstream section




V_b/V_m	Branch Coefficient C (See Note 4)						
	Q_b/Q_m						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
< 1200 ft/min	-0.5	-0.5	0.12	0.20	0.28	1.30	1.93
> 1200 ft/min	-0.40	-0.31	0.23	0.30	0.40	1.27	2.75

For Main Loss Coefficient (C) see below.

When: A_b/A_m 0.5, A_c/A_m 1.0, A_d/A_m 0.5

H. Converging Tee, Rectangular Main and Branch
Use V_m of the downstream section




V_b/V_m	Branch Coefficient C (See Note 4)						
	Q_b/Q_m						
	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
< 1000 ft/min	-0.2	-0.53	-0.33	0.23	1.03	1.10	2.15
> 1000 ft/min	-0.60	-0.21	0.28	0.07	1.17	1.88	2.67

For Main Loss Coefficient (C) see below.

When: A_b/A_m 0.5, A_c/A_m 1.0, A_d/A_m 0.5

I. Converging Wye, Rectangular
Use V_m of the downstream section




A_b/A_m	A_c/A_m	Branch Coefficient C (See Note 4)						
		Q_b/Q_m						
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
0.25	0.25	-0.50	0	0.50	1.2	1.2	2.7	5.8
0.33	0.25	-1.2	-0.40	0.48	1.6	1.6	4.8	8.8
0.5	0.5	-0.50	-0.20	0	0.25	0.48	0.78	1.8
0.67	0.5	-1.0	-0.20	-0.20	0.19	0.36	0.60	1.0
1.0	0.5	-2.2	-1.5	-0.8	-0.50	0	0.40	0.60
1.6	1.0	-0.80	-0.30	-0.16	-0.04	0.13	0.21	0.29
1.33	1.0	-1.2	-0.40	-0.20	0	0.19	0.24	0.24
2.0	1.0	-1.4	-0.40	-0.50	-0.50	0	0.20	0.20

Main Coefficient C (See Note 4)

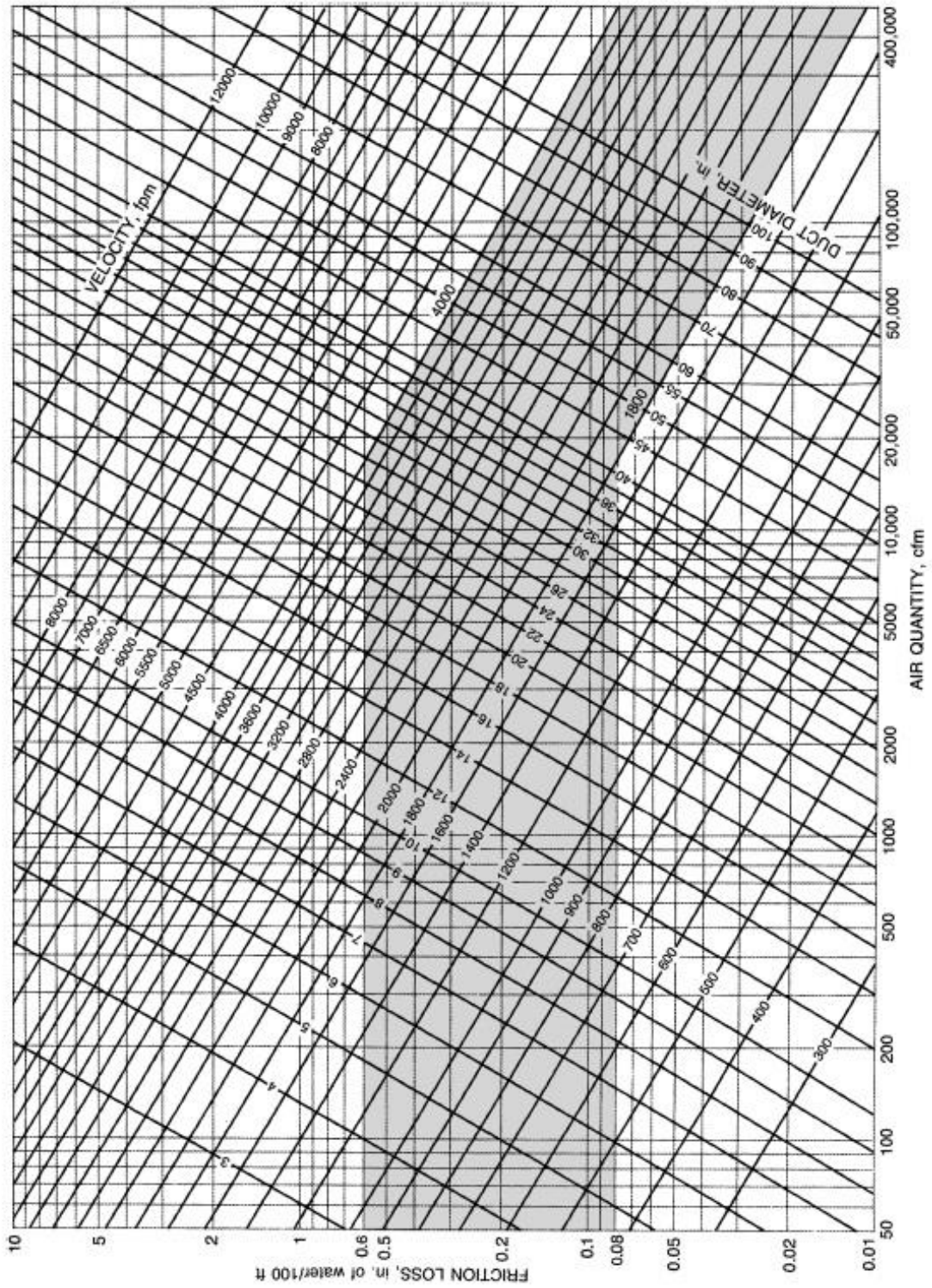
A_b/A_m	A_c/A_m	Main Coefficient C (See Note 4)						
		Q_b/Q_m						
		0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
0.25	0.25	0.20	0.30	0.28	-0.10	-0.46	-0.52	-1.9
0.33	0.25	0.17	0.35	0.35	0.26	-0.12	-0.3	-2.3
0.5	0.5	0.27	1.1	0.90	0.65	0.25	0	-0.40
0.67	0.5	0.18	0.24	0.27	0.20	0.25	0.18	0.19
1.0	1.0	0.75	0.24	0.38	0.38	0.27	0.18	0.24
1.6	1.0	0.80	0.57	0.60	0.60	0.65	0.40	0.28

J. Tee Rectangular Main to Conical Branch
Use V_m of the upstream section



V_b/V_m	Branch Coefficient C (See Note 4)						
	C						
	0.40	0.50	0.75	1.0	1.5	1.5	
C	0.80	0.83	0.80	1.0	1.1	1.4	

Anexo 7. Nomograma de caudal en función de la caída de presión



Anexo 8. Coeficientes de pérdidas de presión en descarga de abanico

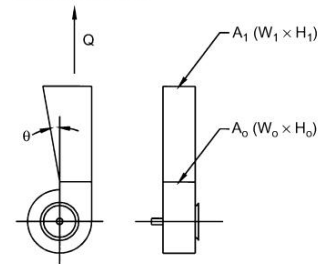
Duct Design

21.65

SR7-2 Plane Asymmetric Diffuser at Centrifugal Fan Outlet, Free Discharge

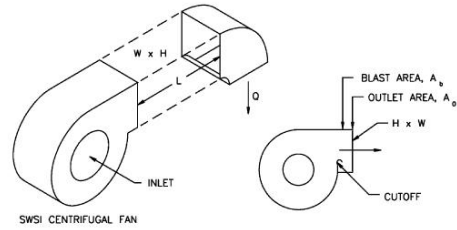
θ	C_p Values					
	A_1/A_0					
	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0
10	0.51	0.34	0.25	0.21	0.18	0.17
15	0.54	0.36	0.27	0.24	0.22	0.20
20	0.55	0.38	0.31	0.27	0.25	0.24
25	0.59	0.43	0.37	0.35	0.33	0.33
30	0.63	0.50	0.46	0.44	0.43	0.42
35	0.65	0.56	0.53	0.52	0.51	0.50

FREE DISCHARGE



SR7-5 Fan Outlet, Centrifugal, SWSL, with Elbow (Position A)

A_b/A_0	C_p Values					
	L/L_e					
	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	3.20	2.50	1.80	0.80	0.0	0.0
0.5	2.20	1.80	1.20	0.53	0.0	0.0
0.6	1.60	1.40	0.80	0.40	0.0	0.0
0.7	1.00	0.80	0.53	0.26	0.0	0.0
0.8	0.80	0.67	0.47	0.18	0.0	0.0
0.9	0.53	0.47	0.33	0.18	0.0	0.0
1.0	0.53	0.47	0.33	0.18	0.0	0.0



$$V_o > 13 \text{ m/s: } L_e = \frac{V_o \sqrt{A_0}}{4500}$$

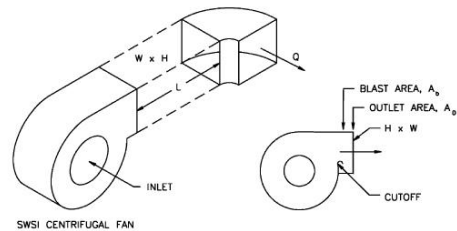
$$V_o \leq 13 \text{ m/s: } L_e = \frac{\sqrt{A_0}}{350}$$

where:

V_o = duct velocity, m/s
 L_e = effective duct length, m
 A_0 = duct area, mm²

SR7-6 Fan Outlet, Centrifugal, SWSL, with Elbow (Position B)

A_b/A_0	C_p Values					
	L/L_e					
	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	3.80	3.20	2.20	1.00	0.0	0.0
0.5	2.90	2.20	1.60	0.67	0.0	0.0
0.6	2.00	1.60	1.20	0.53	0.0	0.0
0.7	1.40	1.00	0.67	0.33	0.0	0.0
0.8	1.00	0.80	0.53	0.26	0.0	0.0
0.9	0.80	0.67	0.47	0.18	0.0	0.0
1.0	0.67	0.53	0.40	0.18	0.0	0.0



To calculate L_e , see Fitting SR7-5.

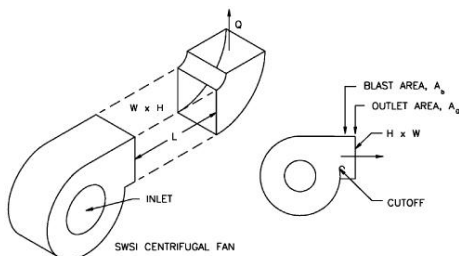
Anexo 9. Coeficientes de pérdidas de presión en intersecciones

21.66

2009 ASHRAE Handbook—Fundamentals (SI)

SR7-7 Fan Outlet, Centrifugal, SWSI, with Elbow (Position C)

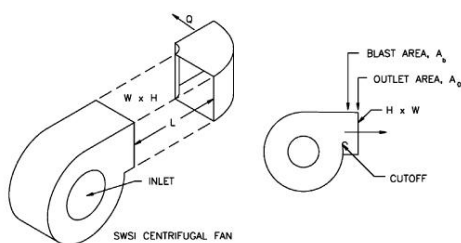
A_b/A_o	C_o Values					
	L/L_e					
	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	5.50	4.50	3.20	1.60	0.0	0.0
0.5	3.80	3.20	2.20	1.00	0.0	0.0
0.6	2.90	2.50	1.60	0.80	0.0	0.0
0.7	2.00	1.60	1.00	0.53	0.0	0.0
0.8	1.40	1.20	0.80	0.33	0.0	0.0
0.9	1.20	0.80	0.67	0.26	0.0	0.0
1.0	1.00	0.80	0.53	0.26	0.0	0.0



To calculate L_e , see Fitting SR7-5.

SR7-8 Fan Outlet, Centrifugal, SWSI, with Elbow (Position D)

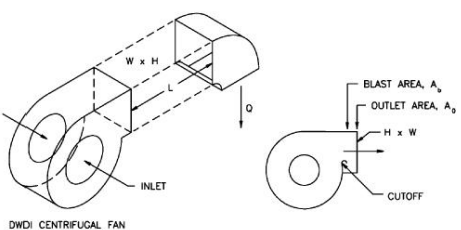
A_b/A_o	C_o Values					
	L/L_e					
	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	5.50	4.50	3.20	1.60	0.0	0.0
0.5	3.80	3.20	2.20	1.00	0.0	0.0
0.6	2.90	2.50	1.60	0.80	0.0	0.0
0.7	2.00	1.60	1.00	0.53	0.0	0.0
0.8	1.40	1.20	0.80	0.33	0.0	0.0
0.9	1.20	0.80	0.67	0.26	0.0	0.0
1.0	1.00	0.80	0.53	0.26	0.0	0.0



To calculate L_e , see Fitting SR7-5.

SR7-9 Fan Outlet, Centrifugal, DWDI, with Elbow (Position A)

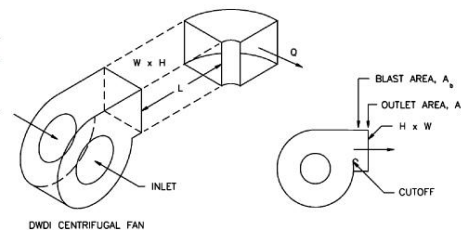
A_b/A_o	C_o Values					
	L/L_e					
	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	3.20	2.50	1.80	0.80	0.0	0.0
0.5	2.20	1.80	1.20	0.53	0.0	0.0
0.6	1.60	1.40	0.80	0.40	0.0	0.0
0.7	1.00	0.80	0.53	0.26	0.0	0.0
0.8	0.80	0.67	0.47	0.18	0.0	0.0
0.9	0.53	0.47	0.33	0.18	0.0	0.0
1.0	0.53	0.47	0.33	0.18	0.0	0.0



To calculate L_e , see Fitting SR7-5.

SR7-10 Fan Outlet, Centrifugal, DWDI, with Elbow (Position B)

A_b/A_o	C_o Values					
	L/L_e					
	0.00	0.12	0.25	0.50	1.0	10.0
0.4	4.80	4.00	2.90	1.30	0.0	0.0
0.5	3.60	2.90	2.00	0.84	0.0	0.0
0.6	2.50	2.00	1.50	0.66	0.0	0.0
0.7	1.80	1.30	0.84	0.41	0.0	0.0
0.8	1.25	1.00	0.66	0.33	0.0	0.0
0.9	1.00	0.84	0.59	0.23	0.0	0.0
1.0	0.84	0.66	0.50	0.23	0.0	0.0



To calculate L_e , see Fitting SR7-5.

Anexo 10. Factores de Corrección para caída de presión en ductos

TABLE 21-1 Duct Material Roughness Factors

Duct Material	Roughness Category	Absolute Roughness ϵ_1	
		ft	mm
*Uncoated carbon steel, clean (0.00015 ft) (0.05 mm) *PVC plastic pipe (0.0003 to 0.00015 ft) (0.01 to 0.05 mm) *Aluminum (0.00015 to 0.0002 ft) (0.04 to 0.06 mm)	Smooth	0.0001	0.03
*Galvanized steel, longitudinal seams, 4 ft (1200 mm) (0.00016 to 0.00032 ft) (0.05 to 0.1 mm)	Medium Smooth	0.0003	0.09
*Galvanized steel, spiral seams, 12 ft (3600 mm) joints (0.00018 to 0.00038 ft) (0.05 to 0.12 mm)	(New Duct Friction Loss Chart)		
*Hot-dipped galvanized steel, longitudinal seams, 2.5 ft (760 mm) joints (0.0005 ft) (0.15 mm)	Old Average	0.0005	0.15
*Fibrous glass duct, rigid *Fibrous glass duct liner, air side with facing material (0.005 ft) (1.5 mm)	Medium Rough	0.003	0.9
*Fibrous glass duct liner, air side spray coated (0.015 ft) (4.5 mm) *Flexible duct, metallic (0.004 to 0.007 ft) (1.2 to 2.1 mm) when fully extended *Flexible duct, fabric and wire (0.0035 to 0.015 ft) (1.0 to 4.6 mm) when fully extended *Concrete (0.001 to 0.01 ft) (0.3 to 3.0 mm)	Rough	0.01	3.0

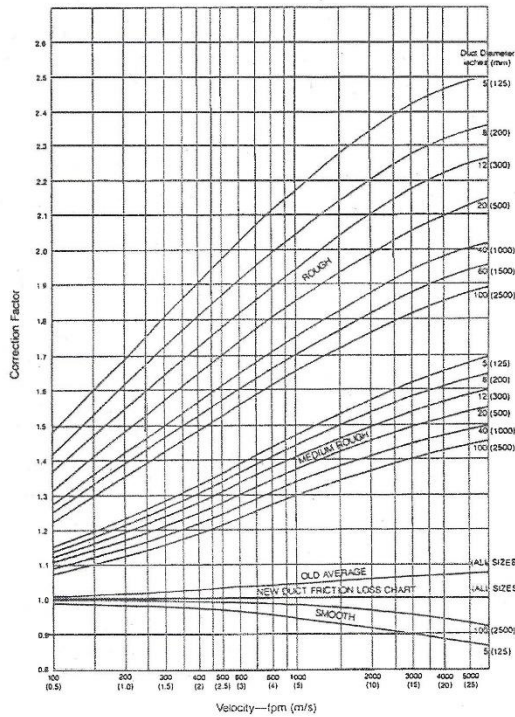


FIGURE 21-3 Duct Friction Loss Correction Factors

Anexo 11. Equivalencias de ductos rectangulares a ductos circulares

ENVIRONMENTAL SYSTEMS TECHNOLOGY

TABLE 21-2 Circular Equivalents of Rectangular Ducts for Equal Friction and Capacity (U. S. Units) Dimensions in Inches

Side Rectangular Duct	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	9.0	10.0	11.0	12.0	13.0	14.0	15.0	16.0					
3.0	3.8	4.0	4.2	4.4	4.6	4.7	4.9	5.1	5.2	5.5	5.7	6.0	6.2	6.4	6.6	6.8	7.0					
3.5	4.1	4.3	4.6	4.8	5.0	5.2	5.3	5.5	5.7	6.0	6.3	6.5	6.8	7.0	7.2	7.5	7.7					
4.0	4.4	4.6	4.9	5.1	5.3	5.5	5.7	5.9	6.1	6.4	6.7	7.0	7.3	7.6	7.8	8.1	8.3					
4.5	4.6	4.9	5.2	5.4	5.7	5.9	6.1	6.3	6.5	6.9	7.2	7.5	7.8	8.1	8.4	8.6	8.8					
5.0	4.9	5.2	5.5	5.7	6.0	6.2	6.4	6.7	6.9	7.3	7.6	8.0	8.3	8.6	8.9	9.1	9.4					
5.5	5.1	5.4	5.7	6.0	6.3	6.5	6.8	7.0	7.2	7.6	8.0	8.4	8.7	9.0	9.3	9.6	9.9					
Side Rectangular Duct	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	26	28	30	Side Rectangular Duct	
6	6.6																				6	
7	7.1	7.7																				7
8	7.6	8.2	8.7																			8
9	8.0	8.7	9.3	9.8																		9
10	8.4	9.1	9.8	10.4	10.9																	10
11	8.8	9.5	10.2	10.9	11.5	12.0																11
12	9.1	9.9	10.7	11.3	12.0	12.6	13.1															12
13	9.5	10.3	11.1	11.8	12.4	13.1	13.7	14.2														13
14	9.8	10.7	11.5	12.2	12.9	13.5	14.2	14.7	15.3													14
15	10.1	11.0	11.8	12.6	13.3	14.0	14.6	15.3	15.8	16.4												15
16	10.4	11.3	12.2	13.0	13.7	14.4	15.1	15.7	16.4	16.9	17.5											16
17	10.7	11.6	12.5	13.4	14.1	14.9	15.6	16.2	16.8	17.4	18.0	18.6										17
18	11.0	11.9	12.9	13.7	14.5	15.3	16.0	16.7	17.3	17.9	18.5	19.1	19.7									18
19	11.2	12.2	13.2	14.1	14.9	15.7	16.4	17.1	17.8	18.4	19.0	19.6	20.2	20.8								19
20	11.5	12.5	13.5	14.4	15.2	16.0	16.8	17.5	18.2	18.9	19.5	20.1	20.7	21.3	21.9							20
22	12.0	13.0	14.1	15.0	15.9	16.8	17.6	18.3	19.1	19.8	20.4	21.1	21.7	22.3	22.9	24.0						22
24	12.4	13.5	14.6	15.6	16.5	17.4	18.3	19.1	19.9	20.8	21.3	22.0	22.7	23.3	23.9	25.1	26.2					24
26	12.8	14.0	15.1	16.2	17.1	18.1	19.0	19.8	20.6	21.4	22.1	22.9	23.5	24.2	24.9	26.1	27.3	28.4				26
28	13.2	14.5	15.6	16.7	17.7	18.7	19.6	20.5	21.3	22.1	22.9	23.7	24.4	25.1	25.8	27.1	28.3	29.5	30.6			28
30	13.6	14.9	16.1	17.2	18.3	19.3	20.2	21.1	22.0	22.9	23.7	24.4	25.2	25.9	26.6	28.0	29.3	30.5	31.7	32.8		30
32	14.0	15.3	16.5	17.7	18.8	19.8	20.8	21.8	22.7	23.5	24.4	25.2	26.0	26.7	27.5	28.9	30.2	31.5	32.7	33.9		32
34	14.4	15.7	17.0	18.2	19.3	20.4	21.4	22.4	23.3	24.2	25.1	25.9	26.7	27.5	28.3	29.7	31.0	32.4	33.7	34.9		34
36	14.7	16.1	17.4	18.6	19.8	20.9	21.9	22.9	23.9	24.8	25.7	26.6	27.4	28.2	29.0	30.5	32.0	33.3	34.6	35.9		36
38	15.0	16.5	17.8	19.0	20.2	21.4	22.4	23.5	24.5	25.4	26.4	27.2	28.1	28.9	29.8	31.3	32.8	34.2	35.6	36.8		38
40	15.3	16.8	18.2	19.5	20.7	21.8	22.9	24.0	25.0	26.0	27.0	27.9	28.8	29.6	30.5	32.1	33.6	35.1	36.4	37.8		40
42	15.6	17.1	18.5	19.9	21.1	22.3	23.4	24.5	25.6	26.6	27.6	28.5	29.4	30.3	31.2	32.8	34.4	35.9	37.3	38.7		42
44	15.9	17.5	18.9	20.3	21.5	22.7	23.9	25.0	26.1	27.1	28.1	29.1	30.0	30.9	31.8	33.5	35.1	36.7	38.1	39.5		44
46	16.2	17.8	19.3	20.6	21.9	23.2	24.4	25.5	26.6	27.7	28.7	29.7	30.6	31.6	32.5	34.2	35.9	37.4	38.9	40.4		46
48	16.5	18.1	19.6	21.0	22.3	23.6	24.8	26.0	27.1	28.2	29.2	30.2	31.2	32.2	33.1	34.9	36.6	38.2	39.7	41.2		48
50	16.8	18.4	19.9	21.4	22.7	24.0	25.2	26.4	27.6	28.7	29.8	30.8	31.8	32.8	33.7	35.5	37.2	38.9	40.5	42.0		50
52	17.1	18.7	20.2	21.7	23.1	24.4	25.7	26.9	28.0	29.2	30.3	31.3	32.3	33.3	34.3	36.2	37.9	39.6	41.2	42.8		52
54	17.3	19.0	20.6	22.0	23.5	24.8	26.1	27.3	28.5	29.7	30.8	31.8	32.9	33.9	34.9	36.8	38.6	40.3	41.9	43.5		54
56	17.6	19.3	20.9	22.4	23.6	25.2	26.5	27.7	28.9	30.1	31.2	32.3	33.4	34.4	35.4	37.4	39.2	41.0	42.7	44.3		56
58	17.8	19.5	21.2	22.7	24.2	25.5	26.9	28.2	29.4	30.6	31.7	32.8	33.9	35.0	36.0	38.0	39.8	41.6	43.3	45.0		58
60	18.1	19.8	21.5	23.0	24.5	25.9	27.3	28.6	29.8	31.0	32.2	33.3	34.4	35.5	36.5	38.5	40.4	42.3	44.0	45.7		60
62		20.1	21.7	23.3	24.8	26.3	27.6	28.9	30.2	31.5	32.6	33.8	34.9	36.0	37.1	39.1	41.0	42.9	44.7	46.4		62
64		20.3	22.0	23.6	25.1	26.6	28.0	29.3	30.6	31.9	33.1	34.3	35.4	36.5	37.6	39.6	41.6	43.5	45.3	47.1		64
66		20.6	22.3	23.9	25.5	26.9	28.4	29.7	31.0	32.3	33.5	34.7	35.9	37.0	38.1	40.2	42.2	44.1	46.0	47.7		66
68		20.8	22.6	24.2	25.8	27.3	28.7	30.1	31.4	32.7	33.9	35.2	36.3	37.5	38.6	40.7	42.8	44.7	46.6	48.4		68
70		21.1	22.6	24.5	26.1	27.6	29.1	30.4	31.8	33.1	34.4	35.6	36.8	37.9	39.1	41.2	43.3	45.3	47.2	49.0		70
72			23.1	24.8	26.4	27.9	29.4	30.8	32.2	33.5	34.8	36.0	37.2	38.4	39.5	41.7	43.8	45.8	47.8	49.6		72
74			23.3	25.1	26.7	28.2	29.7	31.2	32.5	33.9	35.2	36.4	37.7	38.8	40.0	42.2	44.4	46.4	48.4	50.3		74
76			23.6	25.3	27.0	28.5	30.0	31.5	32.9	34.3	35.6	36.8	38.1	39.3	40.5	42.7	44.9	47.0	48.9	50.9		76
78			23.8	25.6	27.3	28.8	30.4	31.8	33.3	34.6	36.0	37.2	38.5	39.7	40.9	43.2	45.4	47.5	49.5	51.4		78
80			24.1	25.8	27.5	29.1	30.7	32.2	33.6	35.0	36.3	37.6	38.9	40.2	41.4	43.7	45.9	48.0	50.1	52.0		80
82			26.1	27.8	29.4	31.0	32.5	34.0	35.4	36.7	38.0	39.3	40.6	41.8	44.1	46.4	48.5	50.6	52.6			82
84			26.4	28.1	29.7	31.3	32.8	34.3	35.7	37.1	38.4	39.7	41.0	42.2	44.6	46.9	49.0	51.1	53.2			84
86			26.6	28.3	30.0	31.6	33.1	34.6	36.1	37.4	38.8	40.1	41.4	42.6	45.0	47.3	49.6	51.7	53.7			86
88			26.9	28.6	30.3	31.9	33.4	34.9	36.4	37.8	39.2	40.5	41.8	43.1	45.5	47.8	50.0	52.2	54.3			88
90			27.1	28.9	30.6	32.2	33.8	35.3	36.7	38.2	39.5	40.9	42.2	43.5	45.9	48.3	50.5	52.7	54.8			90
92				29.1	30.8	32.5	34.1	35.6	37.1	38.5	39.9	41.3	42.6	43.9	46.4	48.7	51.0	53.2	55.3			92
96				29.6	31.4	33.0	34.7	36.2	37.7	39.2	40.6	42.0	43.3	44.7	47.2	49.6	52.0	54.2	56.4			96

NATIONAL ENVIRONMENTAL BALANCING BUREAU

Anexo 12. Equivalencias de ductos rectangulares a ductos circulares mayores a 35 pulgadas

Cont. Table 21-2 Circular Equivalents of Rectangular Ducts for Equal Friction and Capacity (U. S. Units)
Dimensions in Inches

Side Rectangular Duct	32	34	36	38	40	42	44	46	48	50	52	56	60	64	68	72	76	80	84	88	Side Rectangular Duct	
32	35.0																					32
34	36.1	37.2																				34
36	37.1	38.2	39.4																			36
38	38.1	39.3	40.4	41.5																		38
40	39.0	40.3	41.5	42.6	43.7																	40
42	40.0	41.3	42.5	43.7	44.8	45.9																42
44	40.9	42.2	43.5	44.7	45.8	47.0	48.1															44
46	41.8	43.1	44.4	45.7	46.9	48.0	49.2	50.3														46
48	42.6	44.0	45.3	46.6	47.9	49.1	50.2	51.4	52.5													48
50	43.6	44.9	46.2	47.6	48.8	50.0	51.2	52.4	53.6	54.7												50
52	44.3	45.7	47.1	48.4	49.7	51.0	52.2	53.4	54.6	55.7	56.8											52
54	45.1	46.5	48.0	49.3	50.7	52.0	53.2	54.4	55.6	56.8	57.9											54
56	45.8	47.3	48.8	50.2	51.6	52.9	54.2	55.4	56.6	57.8	59.0	61.2										56
58	46.6	48.1	49.6	51.0	52.4	53.8	55.1	56.4	57.6	58.8	60.0	62.3										58
60	47.3	48.9	50.4	51.9	53.3	54.7	56.0	57.3	58.6	59.8	61.0	63.4	65.6									60
62	48.0	49.6	51.2	52.7	54.1	55.5	56.9	58.2	59.5	60.8	62.0	64.4	66.7									62
64	48.7	50.4	51.9	53.5	54.9	56.4	57.8	59.1	60.4	61.7	63.0	65.4	67.7	70.0								64
66	49.4	51.1	52.7	54.2	55.7	57.2	58.6	60.0	61.3	62.6	63.9	66.4	68.6	71.0								66
68	50.1	51.8	53.4	55.0	56.5	58.0	59.4	60.8	62.2	63.6	64.9	67.4	69.6	72.1	74.3							68
70	50.8	52.5	54.1	55.7	57.3	58.8	60.3	61.7	63.1	64.4	65.8	68.3	70.6	73.2	75.4							70
72	51.4	53.2	54.8	56.5	58.0	59.6	61.1	62.5	63.9	65.3	66.7	69.3	71.6	74.2	76.5	78.7						72
74	52.1	53.8	55.5	57.2	58.8	60.3	61.9	63.3	64.8	66.2	67.5	70.2	72.7	75.2	77.5	79.8						74
76	52.7	54.5	56.2	57.9	59.5	61.1	62.6	64.1	65.6	67.0	68.4	71.1	73.7	76.2	78.6	80.9	83.1					76
78	53.3	55.1	56.9	58.6	60.2	61.8	63.4	64.9	66.4	67.9	69.3	72.0	74.6	77.1	79.6	81.9	84.2					78
80	53.9	55.8	57.5	59.3	60.9	62.6	64.1	65.7	67.2	68.7	70.1	72.9	75.4	78.1	80.8	82.9	85.2	87.5				80
82	54.5	56.4	58.2	59.9	61.6	63.3	64.9	66.5	68.0	69.5	70.9	73.7	76.4	79.0	81.5	84.0	86.3	88.5				82
84	55.1	57.0	58.8	60.6	62.3	64.0	65.6	67.2	68.7	70.3	71.7	74.6	77.3	80.0	82.5	85.0	87.3	89.6	91.8			84
86	55.7	57.6	59.4	61.2	63.0	64.7	66.3	67.9	69.5	71.0	72.5	75.4	78.2	80.9	83.5	85.9	88.3	90.7	92.9			86
88	56.3	58.2	60.1	61.9	63.8	65.4	67.0	68.7	70.2	71.8	73.3	76.3	79.1	81.8	84.4	86.9	89.3	91.7	94.0	96.2		88
90	56.8	58.8	60.7	62.5	64.3	66.0	67.7	69.4	71.0	72.6	74.1	77.1	79.9	82.7	85.3	87.9	90.3	92.7	95.0	97.3		90
92	57.4	59.3	61.3	63.1	64.9	66.7	68.4	70.1	71.7	73.3	74.9	77.9	80.8	83.5	86.2	88.8	91.3	93.7	96.1	98.4		92
94	57.9	59.9	61.9	63.7	65.5	67.3	69.1	70.8	72.4	74.0	75.6	78.7	81.6	84.4	87.1	89.7	92.3	94.7	97.1	99.4		94
96	58.4	60.5	62.4	64.3	66.2	68.0	69.7	71.5	73.1	74.8	76.3	79.4	82.4	85.3	88.0	90.7	93.2	95.7	98.1	100.5		96

Equation for Circular Equivalent of a Rectangular Duct:

$$D_e = 1.30 [(ab)^{0.625}(a + b)^{0.250}]$$

where

a = length of one side of rectangular duct, inches.

b = length of adjacent side of rectangular duct, inches.

D_e = circular equivalent of rectangular duct for equal friction and capacity, inches.

Anexo 13. Coeficiente de Corrección para ductos flexibles

Cont. Table 21-3 Circular Equivalents of Rectangular Ducts for Equal Friction and Capacity (Metric Units)
Dimensions in mm

Side Rectangular Duct	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700	2800	2900	Side Rectangular Duct
1000	1093																				1000
1100	1148	1202																			1100
1200	1196	1256	1312																		1200
1300	1244	1306	1365	1421																	1300
1400	1289	1354	1416	1475	1530																1400
1500	1332	1400	1464	1528	1584	1640															1500
1600	1373	1444	1511	1574	1635	1693	1749														1600
1700	1413	1486	1555	1621	1684	1745	1803	1858													1700
1800	1451	1527	1598	1667	1732	1794	1854	1912	1968												1800
1900	1488	1566	1640	1710	1778	1842	1904	1964	2021	2077											1900
2000	1523	1604	1680	1753	1822	1889	1952	2014	2073	2131	2186										2000
2100	1558	1640	1719	1793	1865	1933	1999	2063	2124	2183	2240	2296									2100
2200	1591	1676	1756	1833	1906	1977	2044	2110	2173	2233	2292	2350	2405								2200
2300	1623	1710	1793	1871	1947	2019	2088	2155	2220	2283	2343	2402	2459	2514							2300
2400	1655	1744	1828	1909	1986	2060	2131	2200	2266	2330	2393	2453	2511	2568	2624						2400
2500	1685	1776	1862	1945	2024	2100	2173	2243	2311	2377	2441	2502	2562	2621	2678	2733					2500
2600	1715	1808	1896	1980	2061	2139	2213	2285	2355	2422	2487	2551	2612	2672	2730	2787	2842				2600
2700	1744	1839	1929	2015	2097	2177	2253	2327	2398	2466	2533	2598	2661	2722	2782	2840	2896	2952			2700
2800	1772	1869	1961	2048	2133	2214	2292	2367	2439	2510	2578	2644	2708	2771	2832	2891	2949	3006	3061		2800
2900	1800	1898	1992	2081	2167	2250	2329	2406	2480	2552	2621	2689	2755	2819	2881	2941	3001	3058	3115	3170	2900
Side Rectangular Duct	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500	2600	2700	2800	2900	Side Rectangular Duct

Equation for Circular Equivalent of a Rectangular Duct:

$$D_c = 1.30 [(ab)^{2.44}/(a + b)^{2.20}]$$

where

- a = length of one side of rectangular duct, mm.
- b = length of adjacent side of rectangular duct, mm.
- D_c = circular equivalent of rectangular duct for equal friction and capacity, mm.

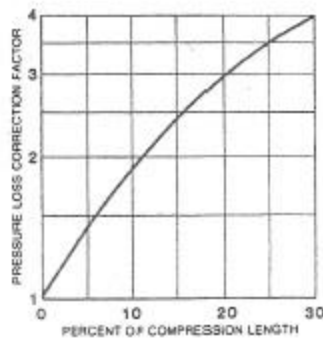


FIGURE 21-4 Correction Factor for Unextended Flexible Duct

Anexo 14. Cálculo de la presión de velocidad a partir de la velocidad.

TABLE 21-4(A) Normal Velocities/Velocity Pressures (U. S. Units)

Velocity fpm	Velocity Pressure in. w.g.	Velocity fpm	Velocity Pressure in. w.g.	Velocity fpm	Velocity Pressure in. w.g.	Velocity fpm	Velocity Pressure in. w.g.	Velocity fpm	Velocity Pressure in. w.g.
300	0.01	2050	0.26	3800	0.90	5550	1.92	7300	3.32
350	0.01	2100	0.27	3850	0.92	5600	1.95	7350	3.37
400	0.01	2150	0.29	3900	0.95	5650	1.99	7400	3.41
450	0.01	2200	0.30	3950	0.97	5700	2.02	7450	3.46
500	0.02	2250	0.32	4000	1.00	5750	2.06	7500	3.51
550	0.02	2300	0.33	4050	1.02	5800	2.10	7550	3.55
600	0.02	2350	0.34	4100	1.05	5850	2.13	7600	3.60
650	0.03	2400	0.36	4150	1.07	5900	2.17	7650	3.65
700	0.03	2450	0.37	4200	1.10	5950	2.21	7700	3.70
750	0.04	2500	0.39	4250	1.13	6000	2.24	7750	3.74
800	0.04	2550	0.41	4300	1.15	6050	2.28	7800	3.79
850	0.05	2600	0.42	4350	1.18	6100	2.32	7850	3.84
900	0.05	2650	0.44	4400	1.21	6150	2.36	7900	3.89
950	0.06	2700	0.45	4450	1.23	6200	2.40	7950	3.94
1000	0.06	2750	0.47	4500	1.26	6250	2.43	8000	3.99
1050	0.07	2800	0.49	4550	1.29	6300	2.47	8050	4.04
1100	0.08	2850	0.51	4600	1.32	6350	2.51	8100	4.09
1150	0.08	2900	0.52	4650	1.35	6400	2.55	8150	4.14
1200	0.09	2950	0.54	4700	1.38	6450	2.59	8200	4.19
1250	0.10	3000	0.56	4750	1.41	6500	2.63	8250	4.24
1300	0.11	3050	0.58	4800	1.44	6550	2.67	8300	4.29
1350	0.11	3100	0.60	4850	1.47	6600	2.71	8350	4.35
1400	0.12	3150	0.62	4900	1.50	6650	2.76	8400	4.40
1450	0.13	3200	0.64	4950	1.53	6700	2.80	8450	4.45
1500	0.14	3250	0.66	5000	1.56	6750	2.84	8500	4.50
1550	0.15	3300	0.68	5050	1.59	6800	2.88	8550	4.56
1600	0.16	3350	0.70	5100	1.62	6850	2.92	8600	4.61
1650	0.17	3400	0.72	5150	1.65	6900	2.97	8650	4.66
1700	0.18	3450	0.74	5200	1.69	6950	3.01	8700	4.72
1750	0.19	3500	0.76	5250	1.72	7000	3.05	8750	4.77
1800	0.20	3550	0.79	5300	1.75	7050	3.10	8800	4.83
1850	0.21	3600	0.81	5350	1.78	7100	3.14	8850	4.88
1900	0.22	3650	0.83	5400	1.82	7150	3.19	8900	4.94
1950	0.24	3700	0.85	5450	1.85	7200	3.23	8950	4.99
2000	0.25	3750	0.88	5500	1.89	7250	3.28	9000	5.05

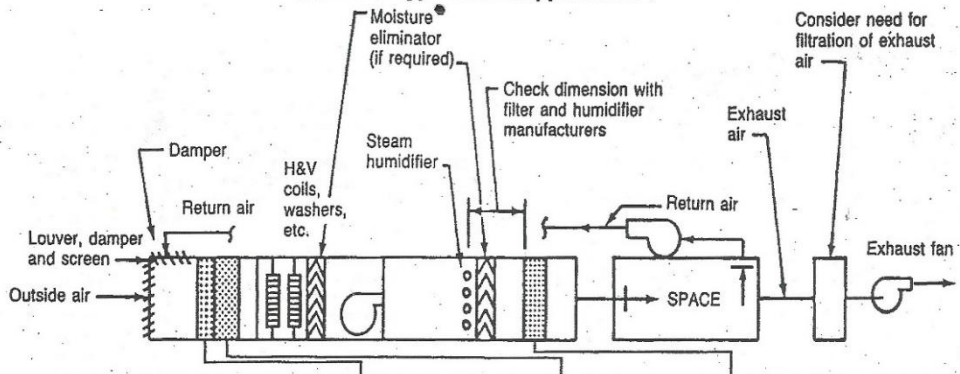
$$\text{Velocity} = 4005 \sqrt{V_p} \text{ (or) } V_p = \left(\frac{\text{Velocity}}{4005} \right)^2$$

TABLE 21-4(B) Low Velocities/Velocity Pressures (U.S. Units)

Velocity fpm	Velocity Pressure in.w.g.	Velocity fpm	Velocity Pressure in.w.g.	Velocity fpm	Velocity Pressure in.w.g.	Velocity fpm	Velocity Pressure in.w.g.
10	0.000006	60	0.000225	125	0.0010	250	0.0039
20	0.000025	70	0.000306	150	0.0014	275	0.0047
30	0.000056	80	0.000400	175	0.0019	300	0.0056
40	0.000100	90	0.000506	200	0.0025	350	0.0077
50	0.000156	100	0.000625	225	0.0032	400	0.0100

Anexo 15. Aplicaciones típicas según el tipo de filtros

TABLE 1-2 Typical Filter Applications



Application	System Designator ^b	Prefilter		Prefilter/Filter		Final Filter	Application Notes
Warehouse, storage, shop and process areas, mechanical equipment rooms, electrical control rooms, protection for heating and cooling coils	A1	None	None	50 to 85% arrestance	Panel-type or automatic roll	None	Reduce larger particle settling. Protect coils from dirt and lint.
	A2	None	None	25 to 30% dust spot	Pleated panel or extended surface	None	
Special process areas, electrical shops, paint shops, average general offices and laboratories	B1	None	None	75 to 90% arrestance, 35 to 60% dust spot	Extended surface, cartridge, bag-type, or electronic (manually cleaned or replaceable media)	None	Average housecleaning. Reduces lint in airstream. Reduces ragweed pollen >85% at 35%. Removes all pollens at 60%, somewhat effective on particles causing smudge and stain.
Analytical laboratories, electronics shops, drafting areas, conference rooms, above-average general offices	C1	75 to 85% arrestance, 25 to 40% dust spot	Extended surface, cartridge, or bag-type	>98% arrestance, 80 to 85% dust spot	Bag-type, cartridge, or electronic (semi-automatic cleaning)	None	Above average housecleaning. No settling particles of dust. Cartridge and bag-types very effective on particles causing smudge and stain, partially effective on tobacco smoke. Electronic types quite effective on smoke.
	C2	None	None	>98% arrestance, 80 to 85% dust spot	Electronic (agglomerator) with bag or cartridge section	None	
Hospitals, pharmaceutical R&D and manufacturing (non-aseptic areas only), some clean ("gray") rooms	D1	75 to 85% arrestance, 25 to 40% dust spot	Extended surface, cartridge, or bag-type	>98% arrestance, 80 to 85% dust spot	Bag-type, cartridge, electronic (semi-automatic cleaning)	95% DOP disposable cell	Excellent housecleaning. Very effective on particles causing smudge and stain, smoke and fumes. Highly effective on bacteria.
	D2	None	None	>98% arrestance, 80 to 95% dust spot	Electronic (agglomerator) with bag or cartridge section	None	
Aseptic areas in hospital and pharmaceutical R&D and manufacturing. Clean rooms in film and electronics manufacturing.	E1	75 to 85% arrestance, 25 to 40% dust spot	Extended surface, cartridge, or bag-type	>98% arrestance, 80 to 85% dust spot	Bag-type, cartridge, electronic (semi-automatic cleaning)	≥99.97% DOP disposable cell	Protects against bacteria, radioactive dusts, toxic dusts, smoke, and fumes.

Anexo 16. Aplicaciones según la eficiencia del filtro para filtros MER 9 a MER20

TABLE 1-3 Application Guidelines

MINIMUM EFFICIENCY REPORTING (MER)	APPROXIMATE STD. 52.1 RESULTS		APPLICATION GUIDELINES		
	APPROXIMATE DUST SPOT	ARRESTANCE	TYPICAL CONTROLLED CONTAMINANT	TYPICAL APPLICATIONS AND LIMITATIONS	TYPICAL AIR FILTER/ CLEANER TYPE
GROUP 5 MER 20 MER 19 MER 18 MER 17	N/A N/A N/A N/A	N/A N/A N/A N/A	≤0.30 μm Particle Size Virus (unattached) Carbon Dust Sea Salt All Combustion Smoke Radon Property	Cleanrooms Radioactive Materials Pharmaceutical Mfg. Carcinogenic Materials Orthopedic Surgery	HEPA/ULPA FILTERS ≥99.9997% Efficiency on 0.12 μm Particles IES Type F ≥99.999% Efficiency on 0.3 μm Particles, IES Type D ≥99.99% Efficiency on 0.3 μm Particles, IES Type C ≥99.97% Efficiency on 0.3 μm Particles, IES Type A
GROUP 4 MER 16/* MER 15/* MER 14/* MER 13/*	N/A >95% 90-95% 80-90%	N/A N/A >98% >98%	0.30-1.0 μm Particle Size All Bacteria Most Tobacco Smoke Droplet Nuclei (sneeze) Cooking Oil Most Smoke Insecticide Dust Copier Toner Most Face Powder Most paint Pigments	Hospital Inpatient Care General Surgery Smoking Lounges Superior Commercial Building	BAG FILTERS Non-Supported (Flexible) Microfine Fiberglass or Synthetic Media, 12" to 36" (300 to 900 mm) Deep, 6 to 12 Pockets BOX FILTERS Rigid Style Cartridge Filters 6" to 12" (150 to 300 mm) Deep May Use Lofted (Air Laid) or Paper (Wet Laid) Media INDUSTRIAL ELECTRONIC AIR CLEANERS Two stage High Voltage, Typically 4000 to 8000 Volts DC on 12" (300 mm) Depth Collector Cells and 8000 to 12,000 Volts on Ionizing Wires
GROUP 3 MER 12/* MER 11/* MER 10/* MER 9/*	70-75% 60-65% 50-55% 40-45%	>95% >95% >95% >90%	1.0-3.0 μm Particle Size Legionella Humidifier Dust Lead Dust Milled Flour Coal Dust Auto Emissions Nebulizer Drops Welding Fumes	Superior Residential Better Commercial Buildings Hospital Laboratories	BAG FILTERS Same Description as Above BOX FILTERS Same Description as Above RESIDENTIAL ELECTRONIC AIR CLEANERS Two Stage High Voltage, Typically 3000 to 6500 Volts DC on 4" (100 mm) Depth Collector Cells and 6000 to 8000 Volts DC on Ionizing Wires

Anexo 17. Aplicaciones según la eficiencia del filtro para filtros MER 1 a MER 8

MINIMUM EFFICIENCY REPORTING (MER)	APPROXIMATE STD. 52.1 RESULTS		APPLICATION GUIDELINES		
	APPROXIMATE DUST SPOT	ARRESTANCE	TYPICAL CONTROLLED CONTAMINANT	TYPICAL APPLICATIONS AND LIMITATIONS	TYPICAL AIR FILTER/ CLEANER TYPE
GROUP 2 MER 8/* MER 7/* MER 6/* MER 5/*	25-30% <20% <20% <20%	>90% >90% 85-90% 80-85%	3-0-10.0 µm Particle Size Mold Spores Hair Spray Fabric Protector Dusting Aids Cement Dust Pudding Mix Snuff Powered Milk	Commercial Buildings Better Residential Industrial Workplaces Paint Booth Inlet air	<u>PLEATED FILTERS</u> Disposable, Extended Surface, 1" to 5" (25 to 125 mm) Thick With Cotton-Polyester Blend Media, Cardboard Frame <u>CARTRIDGE FILTERS</u> Graded Density Viscous Coated Cube or Pocket Filters, Synthetic Media <u>ELECTRONIC PANEL FILTERS</u> Flat Panel Filters With Internal Charged Grid <u>ELECTRONIC AIR CLEANERS</u> Two Stage High Voltage With 1" to 3" (25 to 75 mm) depth collecting plates <u>THROWAWAY</u> Disposable Synthetic Media Panel Filters
GROUP 1 MER 4/* MER 3/* MER 2/* MER 1/*	<20% <20% <20% <20%	75-80% 70-75% 65-70% <65%	Pollen Spanish Moss Dust Mites Sanding Dust Spray Paint Dust textile Fibers Carpet Fibers	Minimum Filtration Residential Window Air Conditioners	<u>THROWAWAY</u> Disposable Fiberglass or Synthetic Panel Filters <u>WASHABLE</u> Aluminum Mesh, Latex Coated Animal Hair or Foam Rubber Panel Filters <u>ELECTROSTATIC</u> Self Changing (Passive) Woven Polycarbonate Panel Filter <u>ELECTRONIC AIR CLEANERS</u> Two Stage High Voltage With 1" to 3" (25 to 75 mm) Depth Collecting Plates

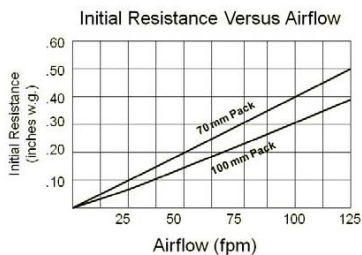
Anexo 18. Especificaciones del filtro Camfil

camfil Megalam® Terminal Diffuser

Ducted HEPA/ULPA Replacable Terminal Filter Module



A light weight, compact ducted filter module with a lower pressure drop and lower life-cycle cost



Above chart shows values for HEPA grade media, consult factory for values of 95% at 0.3 μ or 99.9995% at MPPS media.

The Camfil Megalam Terminal Diffuser module is ideal for applications where clean air is a requirement to protect products, people, and the environment. The Camfil Megalam Terminal Diffuser module offers:

- High efficiency leak free particulate control. Available efficiencies include 95% or 99.99% when evaluated on particles 0.3 micron and 99.9995% when evaluated on most penetrating particle size (MPPS). Each filter is tested using Camfil's exclusive Auto-Scan automated leak detection system.
- A filter pack that is encapsulated on all four sides using Camfil's polyurethane sealant which is thermally/chemically stable to ensure minimal out-gassing and maintains excellent mechanical properties ensuring high-purity air for the most demanding environments over the life of the filter.
- A media configuration that is optimized through Controlled Media Spacing (resulting in a lower pressure drop than other media pleating techniques. Thermoplastic resin media separators, encapsulated in a stabilizing adhesive, promote uniform airflow while eliminating media to media contact and fiber break-off associated with other media pleating techniques.
- Light weight extruded aluminum profiles joined at the corners with Camfil's exclusive Klip-Lok mechanism forming a robust and durable module for long lasting integrity. Seismic tabs are included.
- A galvanized steel hood with a duct collar connection that mates to the frame to form a rigid module. Available with either a 10" or 12" connection the duct collar includes an integral continuous raised ridge to assist in securing flexible ducting.
- An adjustable diffusion disc that promotes uniform airflow over the entire filter and allows filter-to-filter air balancing. Room side adjustment is accomplished through a port in the center divider. An additional port is included for pressure drop and/or aerosol concentration measurement.
- An integral white epoxy powder-coated steel grille with 62% open area to promote proper airflow and protect the filter element.

www.camfil.com

Anexo 19. Especificaciones Constructivas del filtro Megalam



PERFORMANCE DATA

70 mm Pack Depth

Description	Actual Size (Inches)			Resistance @ 100 fpm (inches w.g.)	Total CFM @ Rated Velocity	Module Weight (lbs)	Shipping Weight (lbs)
	Width	Length	Height				
Efficiency: 95% @ 0.3 micron							
D4-23.62-23.62-8-13-00-1D-32-*	23.62	23.62	5.92	0.19	319	23.3	24.5
D4-23.62-41.62-8-13-00-1D-32-*	23.62	41.62			596	34.5	36.5
D4-23.62-47.62-8-13-00-1D-32-*	23.62	47.62			688	38.3	40.8
Efficiency: 99.99% @ 0.3 micron							
D5-23.62-23.62-8-13-00-1D-32-*	23.62	23.62	5.92	0.40	319	23.3	24.5
D5-23.62-41.62-8-13-00-1D-32-*	23.62	41.62			596	34.5	36.5
D5-23.62-47.62-8-13-00-1D-32-*	23.62	47.62			688	38.3	40.8
Efficiency: 99.9995% @ most penetrating particle size(MPPS)							
DX-23.62-23.62-8-13-00-1D-32-*	23.62	23.62	5.92	0.50	319	23.3	24.5
DX-23.62-41.62-8-13-00-1D-32-*	23.62	41.62			596	34.5	36.5
DX-23.62-47.62-8-13-00-1D-32-*	23.62	47.62			688	38.3	40.8

100 mm Pack Depth

Description	Actual Size (Inches)			Resistance @ 100 fpm (inches w.g.)	Total CFM @ Rated Velocity	Module Weight (lbs)	Shipping Weight (lbs)
	Width	Length	Height				
Efficiency: 95% @ 0.3 micron							
D4-23.62-23.62-B-33-00-1D-62-*	23.62	23.62	7.21	0.16	319	23.3	24.5
D4-23.62-41.62-B-33-00-1D-62-*	23.62	41.62			596	34.5	36.5
D4-23.62-47.62-B-33-00-1D-62-*	23.62	47.62			688	38.3	40.8
Efficiency: 99.99% @ 0.3 micron							
D5-23.62-23.62-B-33-00-1D-62-*	23.62	23.62	7.21	0.31	319	23.3	24.5
D5-23.62-41.62-B-33-00-1D-62-*	23.62	41.62			596	34.5	36.5
D5-23.62-47.62-B-33-00-1D-62-*	23.62	47.62			688	38.3	40.8
Efficiency: 99.9995% @ most penetrating particle size(MPPS)							
DX-23.62-23.62-B-33-00-1D-62-*	23.62	23.62	57.21	0.38	319	23.3	24.5
DX-23.62-41.62-B-33-00-1D-62-*	23.62	41.62			596	34.5	36.5
DX-23.62-47.62-B-33-00-1D-62-*	23.62	47.62			688	38.3	40.8

DATA NOTES:
 Replace * with P for 10" collar, or Q for 12" collar.
 "H" or height dimension includes overall height of module. Add 2" for collar.
 Shipping Weight based on single pack.

© Copyright Camfil # 3217 - 0617

For detailed specifications please consult your local Camfil Distributor or Representative or www.camfil.com.
 Camfil has a policy of uninterrupted research, development and product improvement. We reserve the right to change designs and specifications without notice.



Camfil | 1 North Corporate Drive, Riverdale, NJ 07457 | Tel: (973) 616-7300



www.camfil.com

Anexo 20. Especificaciones del filtro Flanders Room Side Replacement

FLANDERS
PRECISIONAIRE
FOREMOST IN AIR FILTRATION

Pureflo-GS

Ducted Roomside Replaceable Terminal Modules

Bulletin PB1501-0604

General

Flanders Precisionaire Pureflo-GS Gel Seal Roomside Replaceable Terminal HEPA/ULPA Filter Modules are lightweight low profile ducted units with gel seal minipleat filter packs. They are designed to provide unidirectional airflow when installed in drywall or tee-bar ceilings. Pureflo Gel Seal modules are available in two sizes; nominal 24 in. x 24 in. and 24 in. x 48 in. with either nominal 10 in. or 12 in. diameter inlet collars and in two particle size efficiencies: 99.99% on 0.3 micron and 99.9995% on 0.12 micron particles. Every filter is scan-tested after assembly to meet or exceed IEST RP-1 requirements for a Type C or F filter.

Construction

The state-of-the-art minipleat filter pack is sealed in an anodized extruded aluminum frame. The sides of the filter pack contain an integral extruded channel that holds cleanroom quality sealing gel. The filter's extruded aluminum center divider is furnished with ports for in-room damper adjustment and measurement of challenge aerosol. The one piece hood/inlet collar is made of spun aluminum and the inlet collar is dimpled to secure the flexduct retaining strap. A 20 ga. expanded steel white powder coated face grille protects the media pack.

Installation and Application

Pureflo Gel Seal Terminal Filter Modules may be used in cleanrooms for biotech and pharmaceutical manufacturing; for the fabrication of medical devices; and in other applications requiring ultraclean air and a room-

side replaceable filter element. Clips on the module's top four corners can be used to secure seismic restraint wires. The standard face velocity range of 70 to 110 fpm is easily adjusted from the roomside by a screwdriver-operated damper. Static pressure and challenge aerosol measurements can be taken through a separate roomside port. Standard construction allows the modules to be operated at a pressure drop of 2.0 in. w.g. High efficiency prefilters with a minimum rating of 80-85% per ASHRAE Standard 52.1 are recommended.

Options

Pureflo Gel Seal Modules are available with either nominal 10 in. or 12 in. diameter inlet collars. One inch thick vinyl backed fiberglass insulation applied to the top and sides of the module is also available.

Physical Data

Media: Water-resistant microfine fiberglass

Filter Pack: Separatorless minipleat, 2.1 in. (53 mm)

Gel Seal: Silicone base

Media Sealant: Polyurethane

Filter Frame: Anodized extruded aluminum with integral gel filled channel

Hood: One-piece aluminum with spun inlet collar

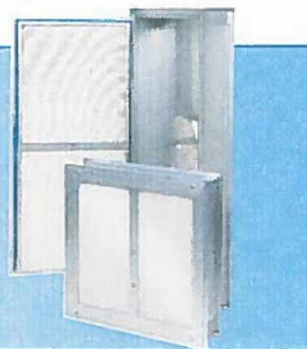
Damper: Perforated aluminum, 14 ga.

Protective Grille: White powdercoat 20 ga. expanded steel

Divider: Extruded aluminum rectangular tube

Important Features

- Gel and knife edge filter seal for positive leak-tightness
- Filters replaceable from the room side
- Scan-tested after assembly to meet or exceed IEST RP-1 requirements for Type C and F filters
- Minipleat filter pack for a lightweight and low profile design
- In-room air flow damper adjustment and challenge aerosol ports



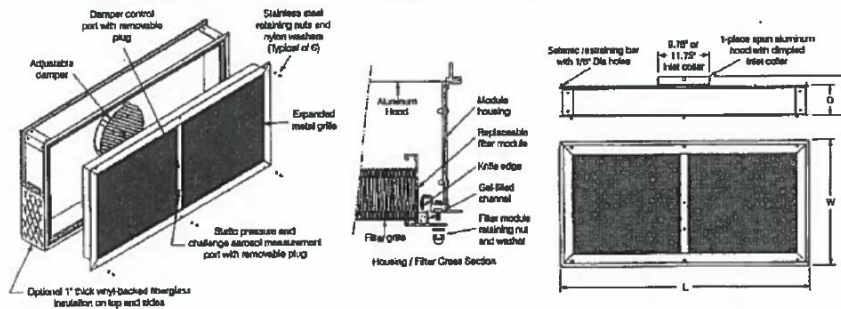
Flanders Precisionaire - Foremost In Air Filtration
Engineered Products: 1-800-637-2803 Replacement Products: 1-800-347-2220

Anexo 21. Datos de rendimiento del filtro Flanders

Particle Size Efficiency %	Model Number	Actual Dimensions				CFM Capacity @ Groos Face Velocity fpm		
		L	W	H	D	70	90	110
99.99 on	PF-GS493-2424	23-5/8	23.63	7.75	5.75	280	360	440
0.30 micron	PF-GS493-2448	47-5/8	23.63	7.75	5.75	560	720	880
Clean Filter Resistance (In. w.g.)						.40	.50	.60
99.9995 on	PF-GS591-2424	23-5/8	23.63	7.75	5.75	280	360	440
0.12 micron	PF-GS591-2448	47-5/8	23.63	7.75	5.75	560	720	880
Clean Filter Resistance (In. w.g.)						.55	.70	.85

Performance Data Notes:

1. *Insert suffix 10 (nominal 10 in. collar) or 12 (nominal 12 in. collar). Add "G" to suffix to designate the insulation option.
2. Tolerances: L & W: +0, -.13 in. Squareness within .13 in.
3. Maximum operating conditions: 150 degrees F, 100% RH.
4. Modules are designed to UL 900 Class 2 requirements.
5. Installed Weight : 2424 - 44 lb
2448 - 64 lb
6. Values shown may be averages or estimates typical of product styles. Contact factory for test data on specific models.



Guide Specifications

1.0 General

- 1.1 Terminal HEPA/ULPA Filter Modules shall be Pureflo-GS Gel Seal as manufactured by Flanders Precisionaire.
- 1.2 Module sizes, efficiencies and capacities shall be as scheduled on the drawings.

2.0 Module Construction

- 2.1 The module filter pack shall be 2.1 in. (53 mm) thick and constructed of water-laid microfibre fiberglass media containing a water-repellent binder. The media shall be formed into closely-spaced pleats held in position by adhesive bead separators.
- 2.2 The filter pack shall be polyurethane-sealed into a clearcoat-anodized extruded aluminum frame and rectangular tube section center divider.
- 2.3 The filter frame shall include an integral gel-filled channel that shall mate with a knife edge integral with an anodized aluminum housing.

- 2.4 Module top/inlet collar shall be one-piece aluminum.
- 2.5 The protective face grille shall be 26 ga. expanded steel finished in white powdercoat paint.
- 2.6 Provide an airflow damper adjustable from the room-side and accessible through a port with a removable plug located in the center divider.
- 2.7 Provide a separate port in the center divider that is open to the inlet side of the filter for measurement of static pressure and challenge aerosol concentration. The port shall be fitted with a removable plug.

3.0 Performance

- 3.1 Initial resistance shall not exceed the scheduled values.
- 3.2 The airflow damper shall be capable of regulating the module face velocity from 70 fpm to 110 fpm.
- 3.3 The filter pack shall be replaceable from the roomside without disturbing the module housing.

Flanders Precisionaire

Foremost in Air Filtration

Engineered Products: 1-800-637-2803

Replacement Products: 1-800-347-2220

REPRESENTED BY:



Anexo 22. Características constructivas del filtro Camfil

DESCRIPTION	SIZE (A x B) (in inches)	COLLAR SIZE (in)	CFM	PART NUM.	
D5-23.62-47.62-2-02-00-1D-C2-Q	23-5/8 X 47-5/8	12	688	855050315	<p>NOTES:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. FILTER MEDIA: MICRO-GLASS FIBER / ACRYLIC RESIN BINDER 2. FRAME MAT'L: 6063-T5 ANODIZED ALUMINUM 3. SEALANT MAT'L: FIRE RETARDANT/PHOSPHORUS FREE TWO PART POLYURETHANE 4. GRILLE MAT'L: 24 GAGE WHITE POWDER COATED STEEL (62% D.A.) 5. COVER MAT'L: 24 GAGE GALVANIZED <p>TESTING NOTES:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. EACH FILTER SHALL BE LEAK TESTED IN ACCORDANCE WITH IEST-RP-CC-034. <p>FILTER SPECIFICATIONS:</p> <p>EXTRUSION TYPE: FIL-641 PLEAT DEPTH (mm): 41 EFFICIENCY: 99.99% MIN vs. 0.3 @ 100 FPM USABLE FACE VELOCITY RESISTANCE: 0.47" W.G. INITIAL AVG. @ 100 FPM USABLE FACE VELOCITY</p> <p>UL RATING:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. FILTERS MEET UL-900 <p>FRAME TOLERANCES:</p> <p>LENGTHS: +0.000 / -0.063" DIAGONALS: WITHIN 1/4" TOTAL ALLOWANCE FOR DIAGONALS ≥ 30in. WITHIN 1/8" TOTAL ALLOWANCE FOR DIAGONALS < 30in.</p>
D5-23.50-47.50-2-02-00-1D-C2-Q	23-1/2 X 47-1/2	12	683	855051254	
D5-23.62-23.62-2-02-00-1D-C2-Q	23-5/8 X 23-5/8	12	319	855050336	
D5-23.75-47.75-2-02-00-1D-C2-Q	23-3/4 X 47-3/4	12	688	855059926	
D5-23.62-41.62-2-02-00-1D-C2-Q	23-5/8 X 41-5/8	12	596	855050352	
D5-23.12-47.12-2-02-00-1D-C2-Q	23-1/8 X 47-1/8	12	665	855050811	
D5-22.62-46.62-2-02-00-1D-C2-Q	22-5/8 x 46-5/8	12	642	855058661	
D5-22.00-46.00-2-02-00-1D-C2-Q	22 x 46	12	615	85505XXXX	
D5-23.00-47.00-2-02-00-1D-C2-Q	23 x 47	12	660	855058029	
D5-24.00-24.50-2-02-00-1D-C2-Q	24 x 24-1/2	12	339	85505XXXX	
D5-17.62-23.62-2-02-00-1D-C2-Q	17-5/8 x 23-5/8	12	233	85505XXXX	
D5-23.62-29.62-2-02-00-1D-C2-Q	23-5/8 x 29-5/8	12	412	85505XXXX	
D5-23.62-35.62-2-02-00-1D-C2-Q	23-5/8 x 35-5/8	12	504	855050402	

DOWNSTREAM VIEW

SECTION VIEW

CUSTOMER APPROVAL BLOCK	
YOUR APPROVAL OF THIS PRINT AUTHORIZES CAMFIL FARR TO PROCEED WITH MATERIAL PROCUREMENT, TOOLING AND PRODUCT FABRICATION. ANY CHANGES MADE AFTER APPROVAL MAY INCUR FURTHER EXPENSES TO THE CUSTOMER.	
<input type="checkbox"/> OK AS IS	<input type="checkbox"/> SEND REVISED DWG.
SIGNATURE/DATE	
APPROVED BY: DG	DATE: 01/20/11
DRAWN BY: JC	DATE: 6/25/09

SHEET	DRAWING NUMBER	REV.
1 of 1	500743	A

©Camfil Farr http://www.camfilfarr.com

DESCRIPTION
CUSTOM DIFFUSER
41MM HEPA


Anexo 23. Informe Camfil para comparar filtros de las máquinas



Customer Site Information		Report Prepared By	
Company	Opia	Company	Camfil USA Inc.
Contact	Javier Salazar	Contact	Milton Robles
Phone		Phone	+1 (787) 687-0663
Email		Mobile	+1 (787) 413-1982
Site	N/A, N/A	Fax	+1 (787) 687-0667
Building	N/A	Email	Milton.Robles@camfil.com
AHU	DWC	Date	2019-Apr-09

Summary

Cost Breakdown:

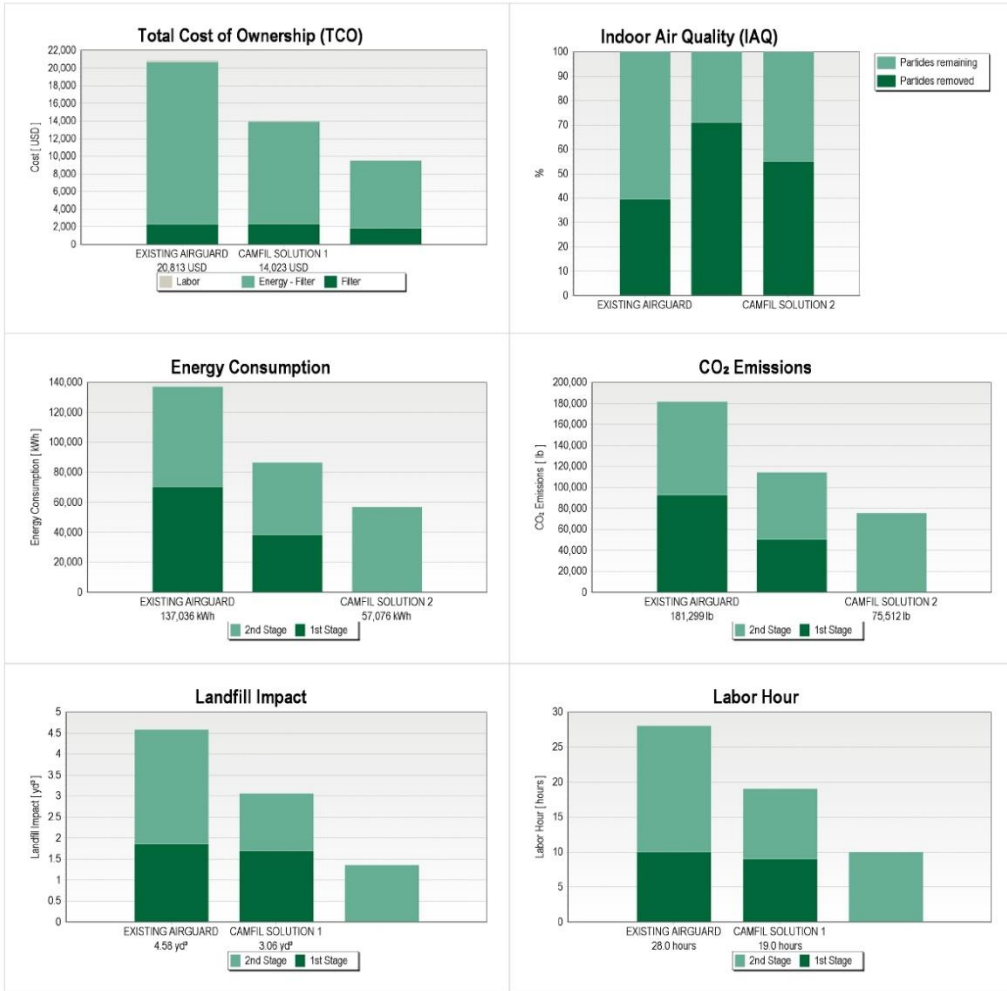
TCO elements	EXISTING AIRGUARD	CAMFIL SOLUTION 1	CAMFIL SOLUTION 2
Energy Cost	18,364 USD	11,587 USD	7,649 USD
Filter Cost	2,299 USD	2,340 USD	1,862 USD
Labor Cost	150 USD	96 USD	48 USD
Mean Life Efficiency (MLE)	39.5%	71.0%	55.0%
Energy Cost Index (ECI)	33.19 USD/%	11.66 USD/%	19.87 USD/%
CO ₂ Impact	181,299 lb	114,399 lb	75,512 lb
Landfill Impact	5 yd ³	3 yd ³	1 yd ³
Time of LCC Analysis	2 yrs	2 yrs	2 yrs
Total Cost of Ownership (TCO)	20,813 USD	14,023 USD	9,559 USD
Performance Satisfaction Guarantee			

The Camfil LCC Green Software is the only air filtration testing tool based on real-life performance values and void of hypothetical formulas. LCC Green is a proprietary modeling software based on actual, lifetime performance of commercially-marketed air filter products. LCC Green data is developed from numerous sources including real life operating performance in situ testing and CamField Lab testing for accurate pressure drop and real life particle removal efficiency.

Anexo 24. Resumen financiero y de sostenibilidad

camfil LCC Green Analysis Results
Financial & Sustainability Summary

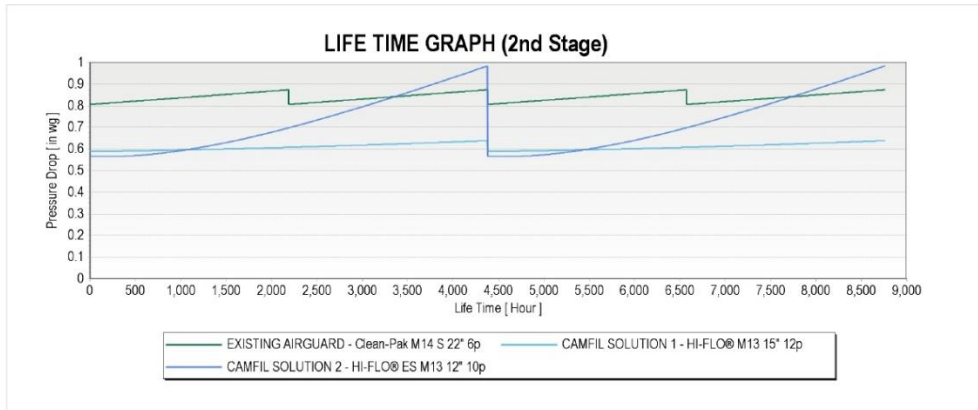
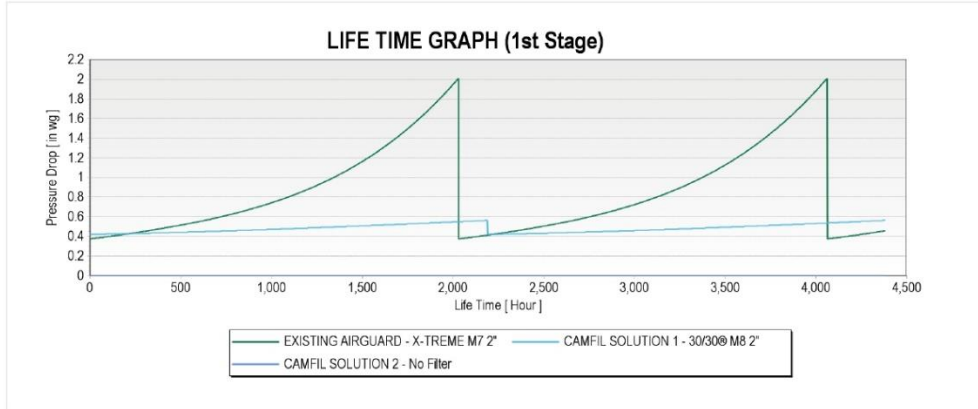
Graphical Summary



Anexo 25. Gráfico de ciclo de vida de los filtros.



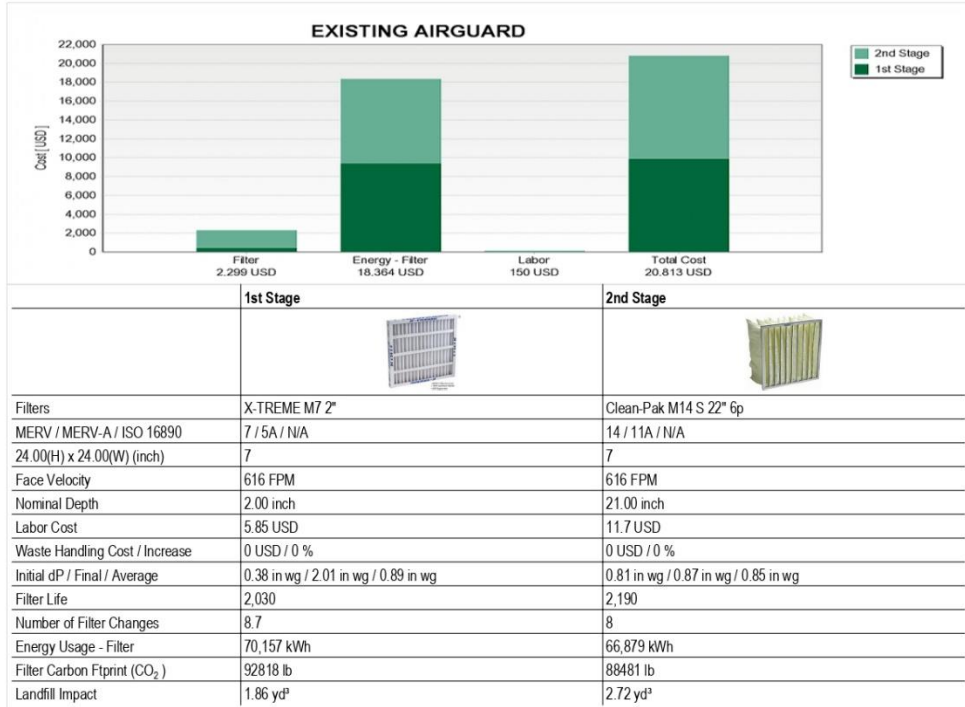
Filter Lifetime



Anexo 26. Datos de los filtros que se encuentra actualmente instalados.



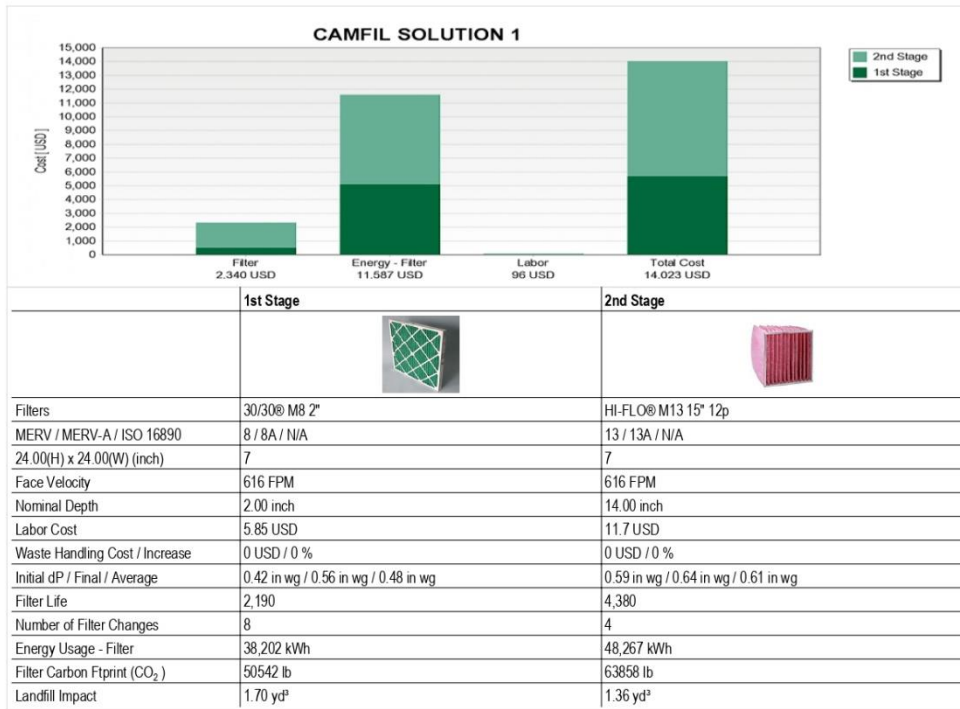
EXISTING AIRGUARD



Anexo 27. Datos de los filtros propuestos.

camfil LCC Green Analysis Results
Financial & Sustainability Summary

CAMFIL SOLUTION 1



Anexo 28. Precios mensuales para tarifa TMT de Consumo y Demanda

Precios Mensuales :

Cargo por Potencia, por cada kW

Periodo Punta : ¢ 11 837.00

Periodo Valle: ¢ 8 264.74

Periodo nocturno: ¢ 5293.77

Cargo por Energía, por cada kWh

Periodo Punta: ¢ 72.95

Periodo Valle: ¢ 27.10

Periodo Nocturno: ¢ 16.68