



**UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

TRABAJO ESTRUCTURADO DE MANERA INDEPENDIENTE

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

ESTUDIO DE PARÁMETROS FÍSICOS EN BANCO DE PRUEBAS DE AIRE ACONDICIONADO Y SU EFECTO SOBRE EL AHORRO ENERGÉTICO EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO.

AUTOR:

Egdo. Franklin Raúl Alcocer Salazar

TUTOR

Ing. Santiago Cabrera Anda

AMBATO – ECUADOR

Diciembre 2012

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de Tutor del trabajo de investigación, bajo el tema de: **“ESTUDIO DE PARÁMETROS FÍSICOS EN BANCO DE PRUEBAS DE AIRE ACONDICIONADO Y SU EFECTO SOBRE EL AHORRO ENERGÉTICO EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO”**, desarrollado por el estudiante Franklin Raúl Alcocer Salazar, egresado de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato, considero que dicho informe investigativo, observa las orientaciones metodológicas de la investigación científica, que ha sido dirigida en todas sus partes cumpliendo con las disposiciones emitidas por la Universidad Técnica de Ambato de la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Por lo expuesto, autorizo su presentación ante los organismos competentes para la sustentación y defensa del mismo

Ambato, 18 de Diciembre de 2012

Ing. Santiago Paul Cabrera Anda

TUTOR DE TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

AUTORÍA DE LA INVESTIGACIÓN

Los criterios emitidos en el presente trabajo de investigación. **“ESTUDIO DE PARÁMETROS FÍSICOS EN BANCO DE PRUEBAS DE AIRE ACONDICIONADO Y SU EFECTO SOBRE EL AHORRO ENERGÉTICO EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO.”** así como los contenidos, análisis, conclusiones, recomendaciones, propuesta a excepción de los conceptos y definiciones, son de exclusiva responsabilidad de mi persona, como autor del presente proyecto.

Ambato, 13 de Diciembre de 2012

Franklin Raúl Alcocer Salazar

AUTOR

DEDICATORIA

A Dios por darme la oportunidad de vivir, de regalarme una familia extraordinaria y guiarme por el camino correcto, con mucho cariño a mis padres Rigoberto y Clemencia que siempre han estado a mi lado para apoyarme en los momentos más difíciles, a mi esposa quien me ha dado aliento para culminar esta etapa de mi vida.

AGRADECIMIENTO

Al Ing. Santiago Cabrera Anda tutor de tesis, por su formidable apoyo, contribución y orientación en la realización del presente trabajo investigativo.

A mis Abuelos, Padres, hermanos y familia en general por apoyarme en todo momento y confiar en mí, haciendo que todas las metas y objetivos trazados en estos últimos años se cumplieran.

A todos mis maestros y compañeros que de una u otra manera apoyaron en mi formación personal y espiritual, porque me enseñaron a conocer la lealtad a Dios, la honestidad y la perseverancia.

A la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato por ser el ente que me formó académicamente y por su colaboración en la realización del presente trabajo.

ÍNDICE GENERAL

CAPÍTULO I

1 PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.2.1 CONTEXTUALIZACIÓN DEL PROBLEMA	1
1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO	1
1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO	3
1.2.3 PROGNÓISIS	3
1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	3
1.2.5 INTERROGANTES	4
1.2.6 DELIMITACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN	4
1.2.6.1. DE CONTENIDO	4
1.2.6.2. ESPACIAL	4
1.2.6.3. TEMPORAL	4
1.3 JUSTIFICACIÓN	4
1.4 OBJETIVOS	5
1.4.1 OBJETIVO GENERAL	5
1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	5

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS	6
2.1.1 PRINCIPIOS DE FLUJO DE AIRE	6
2.1.2 INSTALACIONES DE EXTRACCIÓN DE IMPUREZAS DEL AIRE	12
2.1.3 TIPOS DE PRESIÓN EN CONDUCTOS DE AIRE	15
2.1.3.1 PRESIÓN ESTÁTICA (SP)	15
2.1.3.2 PRESIÓN DINÁMICA (VP)	15

2.1.4 LEYES DE LOS VENTILADORES	17
2.1.5 SELECCIÓN DE UN VENTILADOR.	19
2.1.6 CAPACIDAD	20
2.1.7 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL FLUJO DE AIRE	20
2.1.8 MEDICIÓN DE LA PRESIÓN DEL AIRE.	23
2.1.9 MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD DEL AIRE.	24
2.1.9.1 LOS ANEMÓMETROS	25
2.1.10 EL RUIDO.	26
2.1.10.1 MEDIDAS DEL SONIDO	26
2.1.10.2 EL DECIBELIO	26
2.1.10.3 RUIDO DE UN VENTILADOR	29
2.1.11 MEDICIÓN DE TEMPERATURAS	30
2.1.12 MECÁNICA DE FLUIDOS.	31
2.1.12.1 PÉRDIDAS DE PRESIÓN CONDUCTOS Y EN ACCESORIOS TÍPICOS	31
2.1.12.2 CAMBIOS DE PRESIÓN EN EL SISTEMA	31
2.1.13 RESISTENCIA Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS MATERIALES	32
2.1.13.1 PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN MATERIALES	33
2.1.14 DUCTOS NO CIRCULARES.	35
2.2.14.1 DUCTOS RECTANGULARES	36
2.2.15 BANCOS DE DATOS DE ACCESORIOS	37
2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA	39
2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL	39
2.3.1 NORMAS Y CERTIFICACIONES	39
2.3.2. NORMAS DE MANEJO DE PRODUCTO	40
2.4 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES	41
2.5.0 HIPÓTESIS NULA H_0	42
2.5.1 HIPÓTESIS NULA H_1	42
2.6 SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES	42
2.6.1 VARIABLES	42

2.6.2 TÉRMINOS DE RELACIÓN	42
----------------------------	----

CAPÍTULO III

2. METODOLOGÍA

3.1 MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN	43
3.1.1. BIBLIOGRÁFICA.	43
3.1.2. EXPERIMENTAL.	43
3.2 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN.	43
3.2.1 EXPLORATORIA.	43
3.2.2. DESCRIPTIVA.	44
3.2.3 CORRELACIONAL	44
3.3 POBLACIÓN Y MUESTRA	44
3.3.1 POBLACIÓN	44
3.3.2 MUESTRA	44
3.4 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES	45
3.5 PLAN DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN	47
3.6 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN	50

CAPÍTULO IV

4 ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	52
4.2 INTERPRETACIÓN DE DATOS	52
4.2.1 REPRESENTACIÓN EN TABLAS	52
4.2.2 REPRESENTACIÓN DE GRÁFICAS	55
4.2.3 INTERPRETACIÓN DE DATOS DIFERENTE MATERIAL	60
4.2.4 COMPARACIÓN DE GRÁFICAS	65
4.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS:	68
4.3.1 HIPÓTESIS NULA H_0	68
4.3.2 HIPÓTESIS NULA H_1	68

4.3.3 COMPROBACIÓN DE LA HIPÓTESIS PRUEBA T	68
---	----

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES	71
5.2 RECOMENDACIONES	72

CAPÍTULO VI

PROPUESTA

6.1 DATOS INFORMATIVOS	73
6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA	73
6.3 JUSTIFICACIÓN	74
6.4 OBJETIVOS	74
6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD	74
6.5.1 ANÁLISIS TÉCNICO	74
6.5.2 ANÁLISIS ECONÓMICO	75
6.5.3 INVERSIÓN EN DUCTOS PLÁSTICOS	76
6.6 FUNDAMENTACIÓN	77
6.6.1 VELOCIDADES RECOMENDADAS Y CAUDALES	77
6.6.2 CÁLCULOS DE CARGA TÉRMICA	79
6.6.3 CÁLCULO DE CAUDALES Y CONDUCTOS DE AIRE	82
6.6.4 CÁLCULOS DE CALORES	83
6.6.4.1 CALOR PERDIDO EN PAREDES	83
6.6.4.2 CALOR GANADO POR EL AIRE	83
6.6.5 SELECCIÓN DE LA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE	84
6.6.6 SELECCIÓN DEL TIPO DE REJILLAS	85
6.7 METODOLOGÍA	87
6.7.1 PARÁMETROS PARA EL DISEÑO DE LA RED DE DUCTOS	87
6.7.2 CAUDAL DEL EQUIPO ACONDICIONADOR	87
6.7.3 SECCIONES DE DUCTO	87

6.7.4 SELECCIÓN DEL EQUIPO Y ACCESORIOS	87
6.7.5 MODELACIÓN DEL SISTEMA DE DUCTOS	89
6.7.6 COSTO TOTAL DEL SISTEMA CON DUCTOS PLÁSTICOS	91
6.8 ADMINISTRACIÓN	92
6.8.1 PLAN DE MANTENIMIENTO	92
6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN	92
6.9.1 GUÍA DE OPERACIÓN	93
6.9.2 PROGRAMA DE MANTENIMIENTO	93
BIBLIOGRAFÍA	95
ANEXOS	97

ÍNDICE DE FIGURAS, GRÁFICAS Y TABLAS

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1.0 ACCESORIOS Y CONDUCTOS PARA AIRE ACONDICIONADO	2
FIGURA 2.0 TIPOS DE VENTILADORES	8
FIGURA 2.1 VENTILADOR CON PROPULSORES	9
FIGURA 2.1 VENTILADOR CON PROPULSORES	9
FIGURA 2.3 PARTES DEL VENTILADOR VANEAXIAL	10
FIGURA 2.4 DE IMPELER RADIALES	11
FIGURA 2.5 CARACTERÍSTICAS DE LOS VENTILADORES	12
FIGURA 2.6 CURVAS DE LOS VENTILADORES	13
FIGURA 2.7 PUNTO DE OPERACIÓN	14
FIGURA 2.8 REPRESENTACIÓN VECTORIAL DE SP, VP Y TP	16
FIGURA 2.9 VARIACIÓN DEL DIÁMETRO	18
FIGURA: 2.10 POTENCIA DEL MOTOR	19
FIGURA: 2.11 MEDIDOR DE PRESIÓN	24
FIGURA: 2.12 ANEMÓMETRO	25
FIGURA: 2.13 MEDIDOR DE RUIDO	26

FIGURA 2.14 NIVELES SONOROS COMUNES	28
FIGURA 2.15 COMPARACIÓN ENTRE POTENCIA SONORA Y PRESIÓN SONORA.	29
FIGURA 2.16 INCIDENCIA DE LA DISTANCIA EN LA POTENCIA SONORA	30
FIGURA 2.17 MEDIDOR DE TEMPERATURAS INFRARROJO	31
FIGURA 2.18 ACCESORIO ER-1 SEGÚN LA BASE DE DATOS DE ASHRAE	38
FIGURA 3.1 PROTOTIPO DE BANCO DE PRUEBAS PARA AIRE ACONDICIONADO	48
FIGURA 6.1 CROQUIS DEL LABORATORIO DE INGENIERÍA MECÁNICA	78
FIGURA 6.2 TRAMOS DE DUCTO	82
FIGURA 6.3 UNIDAD MANEJADORA DE AIRE	85
FIGURA 6.4 REJILLAS DE IMPULSIÓN	86
FIGURA 6.5 SISTEMA DE DUCTOS	90
FIGURA 6.6 DETALLE DE LA DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS	90

ÍNDICE DE GRÁFICAS

GRÁFICA 2.1 FACTOR DE CORRECCIÓN PARA DUCTO FLEXIBLE NO EXTENDIDO	35
GRÁFICA 4.1 TEMPERATURA EXTERIOR-TIEMPO	55
GRÁFICA 4.2 TEMPERATURA EXTERIOR-TIEMPO	56
GRÁFICA 4.3 TEMPERATURA INTERIOR-TIEMPO	56
GRÁFICA 4.4 TEMPERATURA INTERIOR-TIEMPO	57
GRÁFICA 4.5 HUMEDAD RELATIVA-TIEMPO	57
GRÁFICA 4.6 HUMEDAD RELATIVA-TIEMPO	58
GRÁFICA 4.7 PRESIÓN-TIEMPO	58
GRÁFICA 4.8 PRESIÓN-TIEMPO	59

GRÁFICA 4.9 DECIBELIOS-TIEMPO	59
GRÁFICA 4.10 TEMPERATURA-TIEMPO	60
GRÁFICA 4.11 TEMPERATURA-TIEMPO	61
GRÁFICA 4.12 TEMPERATURA-TIEMPO	61
GRÁFICA 4.13 TEMPERATURA-TIEMPO	62
GRÁFICA 4.14 HUMEDAD RELATIVA-TIEMPO	62
GRÁFICA 4.15 HUMEDAD RELATIVA-TIEMPO	63
GRÁFICA 4.16 PRESIÓN -TIEMPO	63
GRÁFICA 4.17 PRESIÓN –TIEMPO	64
GRÁFICA 4.17 DECIBELIOS -TIEMPO	64
GRÁFICA 4.18 COMPARACIÓN TEMPERATURA -TIEMPO	65
GRÁFICA 4.19 HUMEDAD -TIEMPO	66
GRÁFICA 4.20 PRESIÓN -TIEMPO	66
GRÁFICA 4.21 NIVEL DE RUIDO -TIEMPO	67
GRAFICA 6.1 PUNTO DE OPERACIÓN DEL VENTILADOR	88

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 2.0 COMPARACIÓN ENTRE VENTILADORES	14
TABLA 2.1 VELOCIDAD DEL AIRE	21
TABLA 2.2 EFECTO DE LA VELOCIDAD DEL AIRE SOBRE EL CUERPO HUMANO	22
TABLA 2.3 VELOCIDAD DEL AIRE ATENDIENDO AL RUIDO	22
TABLA 2.4 RUGOSIDAD DE MATERIALES Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA	32
TABLA 2.5 FACTORES DE RUGOSIDAD	34
TABLA 2.6 CÓDIGOS DE ACCESORIOS PARA DUCTERÍA	37
TABLA 3.1: COSTO DE MATERIALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO PARA CALEFACCIÓN.	49
TABLA 3.2 COSTO DE RECURSOS MATERIALES	50

TABLA 3.3 COSTO DE RECURSOS TOTALES MATERIALES	50
TABLA 3.4 COSTO DE RECURSOS TOTALES	50
TABLA 4.1 REPRESENTACIÓN DE TABLAS	52
TABLA 4.1.1 PRUEBAS DUCTO ACRÍLICO OPACO	53
TABLA 4.1.2 PRUEBAS DUCTO DE ACERO GALVANIZADO	54
TABLA 4.2 PRUEBA T AL 1% Y 5% EN TEMPERATURAS INTERNAS	68
TABLA 4.3 PRUEBA T CON NIVEL DE RUIDO	69
TABLA 4.4 TEMPERATURAS EXTERNAS	69
TABLA 6-3: COSTO DE MATERIALES Y MANO DE OBRA PARA DUCTOS DE PLÁSTICO	75
TABLA 6-5 COSTO PROMEDIO DE DE FUNCIONAMIENTO	75
TABLA 6-6 COMPARACIÓN DE AHORRO ENERGÉTICO EN DUCTOS	76
TABLA 6-7 INVERSIÓN Vs. AHORRO EN DUCTOS PLÁSTICOS	76
TABLA 6.8 VELOCIDADES MÁXIMAS RECOMENDADAS	77
TABLA 6.9 CALCULO DE CAUDALES Y FRIGORÍAS	79
TABLA 6.10 CALCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO PARA ACONDICIONADORES DE AIRE DE VENTANA Y CONSOLA	81
TABLA 6.11 CÁLCULO DE ÁREAS Y SECCIONES EN CONDUCTOS DE AIRE	82
TABLA 6.12 SELECCIÓN RÁPIDA DE REJILLAS	86
TABLA 6.13 REJILLAS DE IMPULSIÓN	87
TABLA 6.14 PUNTO DE OPERACIÓN DEL VENTILADOR	88
TABLA 6.15 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL EQUIPO MANEJADOR DE AIRE.	89
TABLA 6-16 COSTO DE RECURSOS HUMANOS	91
TABLA 6-17: COSTO TOTAL DE MATERIALES PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN	91
TABLA 6-18 COSTO DE RECURSOS TOTALES	92

RESUMEN EJECUTIVO.

El presente trabajo de investigación se orientó en el estudio de parámetros físicos en un banco de pruebas para aire acondicionado basados en la construcción de un prototipo de banco de pruebas en los cuales se recogió información durante 10 días con ayuda de instrumentos de medición: temperaturas de pared exterior e interior, presión, porcentajes de humedad, niveles de ruido.

El proyecto tiene como objetivo general, Estudiar los parámetros físicos en un banco de pruebas de aire acondicionado y su efecto sobre el ahorro energético en el laboratorio de Energía de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica

Con respecto a la hipótesis, se plantearon dos tipos de hipótesis H1 y H0. Se podría usar un material polímero alternativo para la construcción de ductos que no presente variaciones significativas y lo contrario que si presente en cuanto a caída de presión, nivel de ruido, temperaturas, que influyen en el ahorro energético.

Los resultados recopilados se encuentran en tablas, graficas entre las que podemos mencionar los más destacados como: Comparaciones de graficas en Temperaturas de pared exterior vs. Tiempo, Temperaturas Internas vs. Tiempo, Nivel de ruido vs. Tiempo de funcionamiento del prototipo.

Finalmente se propone la implementación de un sistema de ductos plásticos para calefacción en el laboratorio de energía tomando en cuenta el costo de materia prima en acrílico opaco, nivel de ruido bajo, así también en el ahorro energético que se obtiene a la hora de funcionamiento de la Unidad Manejadora de aire.

CAPÍTULO I

1. PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1. TEMA: Estudio de parámetros físicos en banco de pruebas de aire acondicionado y su efecto sobre el ahorro energético en la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Debido a la falta de disponibilidad de un prototipo de banco de pruebas para aire acondicionado en el laboratorio de Energía se planteó un estudio donde se analizaron los siguientes parámetros: las temperaturas exteriores e interiores de aire seco y húmedo acero galvanizado y acrílico opaco adicionalmente se midió presión, velocidad, porcentajes de humedad, nivel de ruido conductividad térmica y su relación con el costo de los materiales.

1.2.1. CONTEXTUALIZACIÓN

Según Tecconair, S.L la energía consumida por los equipos de aire acondicionado es la requerida para ventilación. En instalaciones con altos requerimientos de ventilación, los costos de energía pueden reducirse, en gran medida, controlando la ventilación, separándolo del sistema de aire acondicionado o recuperando energía residual del aire. Para llevar a cabo un ahorro de energía, la localización de conductos en el espacio acondicionado es la forma más eficiente de ubicar las canalizaciones del sistema de ventilación, ya que las ganancias y pérdidas se minimizan y van directamente al espacio acondicionado. Por el contrario, si estos canales se encuentran en espacios no acondicionados, es decir, fuera de la barrera térmica del edificio, se produce una alta transferencia de calor conductiva a través de los conductos de ventilación y, por tanto, pérdidas en la eficacia del

rendimiento del aparato; de ésta forma, se recomienda la instalación de aislamientos siempre que sea posible.

En el Ecuador se realizan instalaciones de ductos de aire acondicionado conforme a las normas ISO 14001 ,que determina un alto porcentaje de ahorro de energía relacionando con la eficiencia energética en el espacio acondicionado la localización de conductos que determina exigencias .Los edificios dispondrán de medios para que sus recintos se puedan ventilar adecuadamente, eliminando los contaminantes que se produzcan de forma habitual durante el uso normal en los edificios, de forma que se aporte un caudal suficiente de aire exterior y se garantice la extracción y expulsión del aire viciado por los contaminantes.es la forma de ganar mayor eficiencia termica en sistemas de ventilación. El motivo se debe a que estos emplazamientos suelen estar más calientes que exterior por su exposición a la ganancia solar, provocando que en lugares como áticos, cimentaciones o áreas de parqueo haya pérdidas térmicas reduciendo el rendimiento energético. Los factores más afectados son: las pérdidas de aire, conducción de calor, radiación solar y efectos de la reflexión solar.



FIGURA 1.0 ACCESORIOS Y CONDUCTOS PARA AIRE ACONDICIONADO

FUENTE: Ductos y Accesorios para Ventilación

1.2.2 ANÁLISIS CRÍTICO

En la actualidad el problema que existe para la determinación de parámetros físicos es no realizar un estudio previo de las condiciones a las cuales estas van a estar sometidos.

El presente documento consistió en un estudio de parámetros físicos en banco de pruebas de aire acondicionado y su efecto sobre el ahorro energético. El mismo incluyó conceptos tales como presión estática y dinámica de aire en ductos, humedad en porcentajes velocidad, y nivel sonoro. Además se estudió los principios de funcionamiento del ventilador centrífugo. Los conceptos mencionados fueron utilizados para ayudarnos a comprender las características de los ventiladores y de los instrumentos de medición más comunes. Además se estudiaron algunos parámetros adicionales que deben ser tomados en cuenta al momento de seleccionar un ventilador, entre los cuales se incluyen las emisiones de ruido eficiencias y su ahorro energético. Además es importante proponer soluciones alternativas en los cuales se ha podido detectar la diferencia de nivel de ruido en tramos de ducto como así también los cambios de presión, temperaturas, porcentajes de humedad, en ductos de diferente material de este documento se enuncian los distintos tipos de pruebas que pueden ser efectuadas a un ventilador centrífugo, de manera que se pueda aprovechar la eficiencia.

1.2.3 PROGNÓISIS

Al no ejecutarse el estudio de parámetros físicos en banco de pruebas de aire acondicionado y su efecto sobre el ahorro energético no se podrá realizar comparaciones de: temperaturas externas e internas, presiones, porcentajes de humedad, y niveles de ruido en tramos de ductos de acero galvanizado y acrílico opaco.

1.2.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Qué parámetros físicos obtenidos en banco de pruebas de aire acondicionado permitirán conseguir efectos sobre el ahorro energético?

1.2.5 INTERROGANTES.

¿Existe un estudio de parámetros físicos en ductos para aire acondicionado?

¿Qué capacidad energética del ventilador sería necesaria para realizar las pruebas de aire acondicionado?

¿Qué tipo de instrumentos se utilizaría para realizar las mediciones?

¿Cómo se evaluará el ahorro energético en ductos para aire acondicionado?

1.2.6 DELIMITACIÓN DEL OBJETO DE INVESTIGACIÓN

1.2.6.1. De contenido

El tema donde se dirige esta investigación es en el campo de la ingeniería mecánica en el área de energía.

1.2.6.2. Espacial

El problema se estudió en el Laboratorio de Energía de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la UTA.

1.2.6.3. Temporal

El presente trabajo se desarrolló en los meses de Mayo 2012 a Noviembre del 2012.

1.3 JUSTIFICACIÓN

Nuestro país se encuentra en una etapa de crecimiento. La Universidad Técnica de Ambato y la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, mediante se van formando profesionales capacitados buscan contribuir con el desarrollo y el crecimiento de la industria nacional. En efecto el egresado pretende aplicar los conocimientos adquiridos a través de su paso por las aulas para mejorar el estilo de vida de las personas en el ámbito industrial, y una manera de hacerlo es solventar la necesidad de profesionales correctamente capacitados en Ventilación Mecánica. La Universidad Técnica de Ambato y concretamente la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica se han caracterizado por prestar al alumno una educación muy

práctica mediante el uso de laboratorios que son necesarios para los alumnos que están cruzando los últimos semestres en las materias relacionadas con aire acondicionado el laboratorio de Energía por lo mismo cuenta con un equipo específico para que el alumno experimente de manera real los fenómenos o conceptos más comunes en ventilación. Mediante el uso del banco de pruebas motivo de este trabajo los estudiantes logran entender a fondo conceptos tales como presión estática, presión dinámica, presión total, temperatura de bulbo seco y húmedo, velocidad, pérdidas en conductos, en accesorios y comprender claramente las curvas de eficiencia, el nivel sonoro y capacidad del ventilador.

Esta preparación permitirá asegurar éxito profesional para los egresados que decidan incursionar en un área tan importante para la industria Ecuatoriana. Es importante buscar la competitividad con sus egresados en áreas en las que países de nuestra región pongan sus ojos para futuros prometedores.

La ventaja, y una forma de hacerlo son a través de una educación práctica equipada con laboratorios e instrumentos óptimos para el aprendizaje.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Estudiar los parámetros físicos en un banco de pruebas de aire acondicionado y su efecto sobre el ahorro energético en el laboratorio de energía de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Analizar el efecto de la rugosidad y conductividad térmica en ductos de aire acondicionado.
- Medir niveles de ruido en ductos de acero galvanizado y acrílico opaco
- Evaluar temperaturas externas e internas, presiones, porcentajes de humedad en ductos de aire acondicionado.
- Proponer una alternativa de solución al problema de optimizar energía en ductos de aire acondicionado

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

En el presente trabajo de investigación se basó en otros documentos relacionados con el tema como el manual práctico de ventilación S&P Salvador Escoda S.A y de la tesis “diseño y construcción de un banco de pruebas con capacidad de 2200 cfm para estudio de principios de ventilación industrial para el laboratorio de aire acondicionado de la Escuela Politécnica del Ejército”

Es necesario mencionar que este tema de tesis está financiado por el mismo autor del estudio de investigación ya que es importante analizar los parámetros físicos en ductos de aire acondicionado y su efecto sobre el ahorro energético.

2.1.1 Principios de flujo de aire

Existen dos principios básicos de la mecánica de fluidos que rigen el flujo del aire en los sistemas de ventilación industrial: Conservación de la masa, y conservación de la energía. Es importante conocer que asunciones de simplificación son incluidas en el estudio de los principios básicos de ventilación mecánica.

a) Proceso Adiabático.- Si la temperatura dentro de los conductos es significativamente diferente de la temperatura del aire circundante del conducto, ocurrirá transferencia de calor. Esto es un importante cambio en la temperatura del aire que pasa por el conducto y afectara la ráfaga de flujo volumétrico del aire (caudal).

b) Fluido Incompresible.- Si las caídas de presión al encender el sistema son más grandes de 20”wg, (pulgadas de columnas de agua) entonces la densidad cambiara por sobre el 5% y la ráfaga de flujo volumétrico también cambiará.

c) **Aire Seco.-** El vapor de agua en la corriente de aire baja la densidad del aire y por este efecto deberían hacerse correcciones.

d) **Aire Libre de partículas.-** Esto es admisible para concentraciones de contaminantes en sistemas de escape típicos. Para mayores concentraciones de sólidos o cantidades significantes de gases diferentes del aire deben hacerse correcciones.

Si los efectos discutidos son omitidos la densidad se mantendría constante y el cambio neto de flujo volumétrico (Q) será cero. Por esta razón, la ráfaga de flujo que entra en la cubierta tiene que ser la misma que pasa por los conductos, igualmente si existen dos flujos de aire entrantes y a la salida se tendrá la suma de los dos.

La conservación de la energía significa que todo cambio de energía debe ser contabilizado para cada flujo de aire de un punto a otro y así sucesivamente. En términos de presiones previamente definidas, este principio puede ser expresado con las siguientes ecuaciones:

$$TP1=TP2 + hl \quad (2.1)$$

$$SP1+ VP1=SP2 + VP2 +hl \quad (2.2)$$

TP1 = Presión Total

TP2 = Presión Total en un punto

hl = altura

SP = Presión Estática

VP = Presión Dinámica

Donde: 1 = cualquier punto corriente arriba. 2 = cualquier punto corriente abajo.

Tipos de ventiladores

Para mover aire en los sistemas de ventilación o extracción se requiere de energía para superar las pérdidas de presión en el sistema. Esta energía en algunos casos

puede estar en la forma de flujo natural. La mayoría de los sistemas, sin embargo, requieren de algún dispositivo de poder para mover el aire, este es el caso de un ventilador. Los ventiladores se pueden dividir en tres grupos básicos: axiales, centrífugos, y de tipo especial. Como regla general, los ventiladores axiales se utilizan para flujos altos de aire a resistencias bajas y los centrífugos se utilizan para flujos bajos de aire a resistencias altas.



FIGURA 2.1 TIPOS DE VENTILADORES

Fuente: Catálogos de Ventilación de Baja Presión Sodeca

Ventiladores axiales

Hay tres tipos básicos de ventiladores axiales: propulsor, tubeaxial, y vaneaxial

Ventiladores con propulsores

Se utilizan para mover el aire contra presiones estáticas bajas y se utilizan comúnmente para la ventilación general. Se encuentran disponibles en dos tipos de aspas: tipo disco de aspas, usado cuando no hay presencia de ductos; de aspa angosta o de propulsor, usado para mover el aire contra bajas resistencias (menos que 1"wg.). El funcionamiento es muy sensible al agregar resistencia y un aumento pequeño causara una reducción marcada en el caudal.

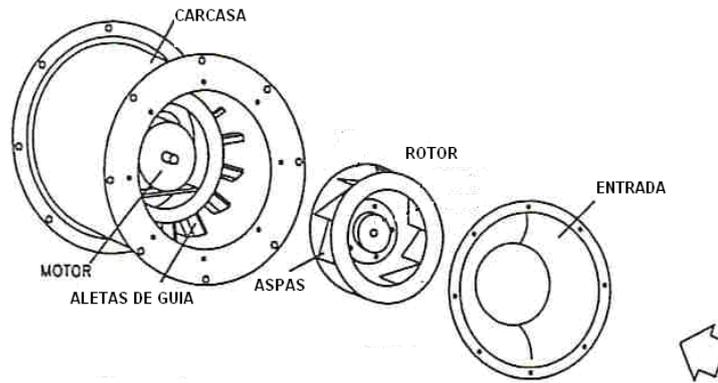


FIGURA 2.2 VENTILADOR CON PROPULSORES

Fuente: E.E.U.U., Conference of Governmental Industrial Hygienists. Industrial Ventilación. 24ta Ed. SL, ACGIH, 2001

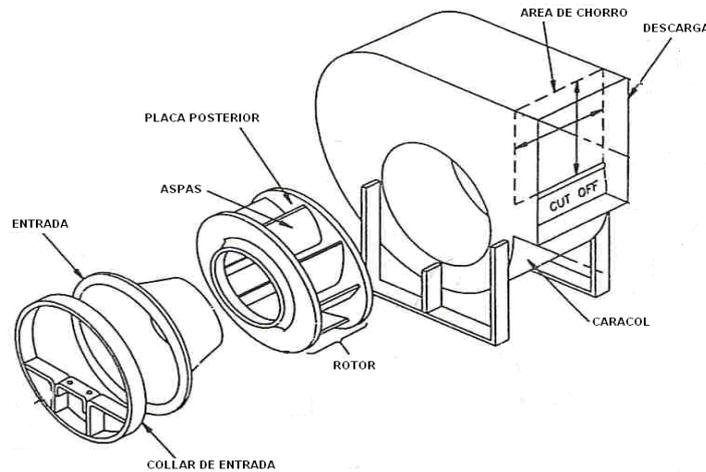


FIGURA 2.3 VENTILADOR CENTRÍFUGO

Fuente: E.E.U.U., Conference of Governmental Industrial Hygienists. Industrial Ventilación. 24ta Ed. SL, ACGIH, 2001

Ventilador vaneaxial

Tienen configuración de propulsor con una rueda y paletas sobre esta, montadas en un alojamiento cilíndrico que normalmente incorpora aletas de guía sobre el lado de descarga del impeler. Comparado a otros ventiladores del flujo axial, los ventiladores vaneaxial son más eficientes y desarrollarán generalmente presiones más altas (hasta 8"wg.). Estos son limitados usualmente para aplicaciones de aire limpio.

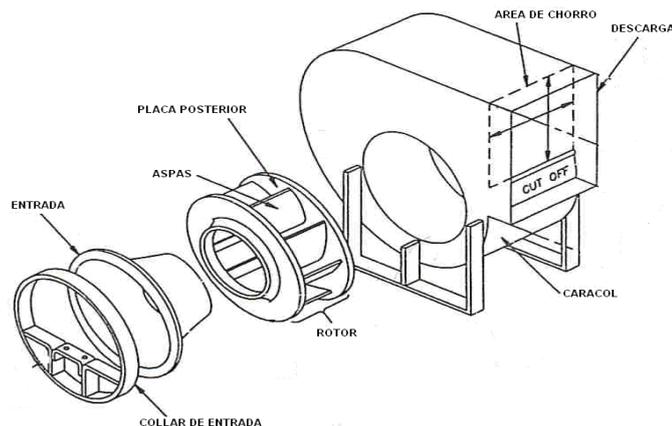


FIGURA 2.5 DE IMPELER RADIALES

Fuente: E.E.U.U., Conference of Governmental Industrial Hygienists. Industrial Ventilación. 24ta Ed. SL, ACGIH, 2001. pp 1-3

Tienen aspas que son rectas o radiales alrededor de la rueda. Las carcasas se diseñan sus entradas y salidas dimensionadas para producir velocidades de transporte de material convenientemente. Existe una variedad de tipos de impeler disponibles en un rango que va desde diseños de “alta eficiencia con material mínimo” hasta diseños de “resistencia de impacto pesado”. El aspa de forma radial formara resistencia a la acumulación de material. Este diseño de ventilador es usado para la mayoría sistemas de escape cuando las partículas pasaran través del ventilador. Estos ventiladores usualmente tienen velocidades de punta medias y se utilizan para una variedad de sistemas de escape los cuales manejan el aire limpio o sucio.

Inclinado posterior o curvo hacia atrás

Las aspas del impeler son inclinadas opuestamente a la dirección de rotación del ventilador. Este tipo de ventilador usualmente tiene velocidades de punta altas y proporciona una alta eficiencia y niveles de ruido relativamente bajos con "no-sobrecargables" características de los caballos de fuerza. En un ventilador no sobrecargado, el máximo de caballo de fuerza ocurre cerca del punto de operación óptimo además cualquier variación de ese punto debido a un cambio en el sistema la resistencia dará lugar a una reducción en los caballos de fuerza operativos. La forma del aspa es conductiva a la acumulación de material así que los ventiladores en este grupo se deben limitar como sigue: Aspas de espesores únicos: las paletas

sólidas permiten que la unidad maneje cargas ligeras de polvo y humedad. Esta debería no ser utilizada con partículas que se acumulan en el lado inferior de las superficies del aspa. Aspa de sustentación: esta ofrece eficiencia y características de sonido bajo. Las aspas huecas erosionan más rápidamente con el material y pueden llenarse de líquido en aplicaciones de alta humedad. Estas deben ser limitadas para servicio con aire limpio.

2.1.2 INSTALACIONES DE EXTRACCIÓN DE IMPUREZAS DEL AIRE

Son adecuadas para locales o fábricas donde se generan vapores o polvo. Aparte de la ventilación del local, la extracción de impurezas debe ser hecha lo más cerca posible del lugar donde se generan, por medio de un ventilador como indica en la figura 2.5 que, combinado con un sistemas de campana y recolector, transporte las impurezas y las deposite (si es el caso) en lugares seguros (colectores). Dependiendo de las condiciones físicas y geométricas del local, es aconsejable instalar dos o más ventiladores uniformemente distribuidos, con lo cual se obtiene una ventilación más eficiente del local.

Ya que el motor está dispuesto en el trayecto de flujo de aire, se recomienda utilizarlo en temperaturas inferiores a 40°C., en la misma forma, para aplicaciones con humedad relativa alta del medio a transportar, se recomienda hacer protección al motor.



FIGURA 2.6 CARACTERÍSTICAS DE LOS VENTILADORES

Fuente: Catálogos de Ventilación de Baja Presión Sodeca pg-19

Curvas características de los ventiladores fundamentales

La representación de las curvas características de los tres tipos de ventiladores fundamentales como indica en la figura 2.7. Se ha tomado en cuenta para la realización de este esquema que los tres ventiladores tienen el mismo diámetro de rodete.

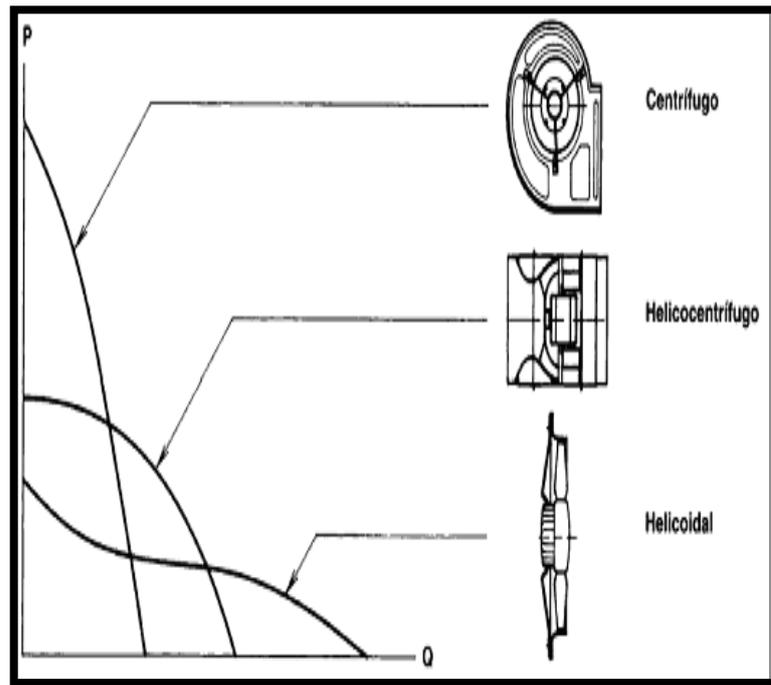
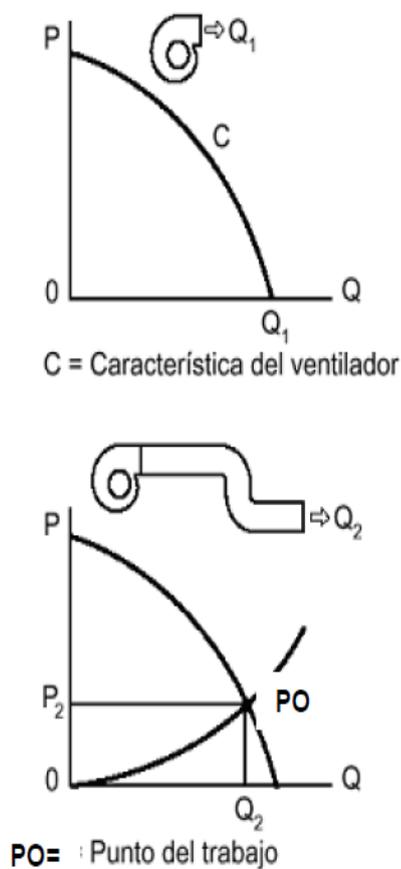


FIGURA 2.7 CURVAS DE LOS VENTILADORES

Fuente: MATHSON, T. U.S.A. Fundamentos de ventilación. 1ra ed. Wisconsin, Greenheck, Julio 1999. pp 16

El punto de operación (PO)

El punto de operación o trabajo de un ventilador se puede encontrar fácilmente si se superponen en una misma gráfica las curvas características del ventilador y del sistema. La intersección entre estas dos curvas nos dará el punto de trabajo del ventilador tal como se muestra en la figura 2.8



Curvas de Resistencia en el Sistema

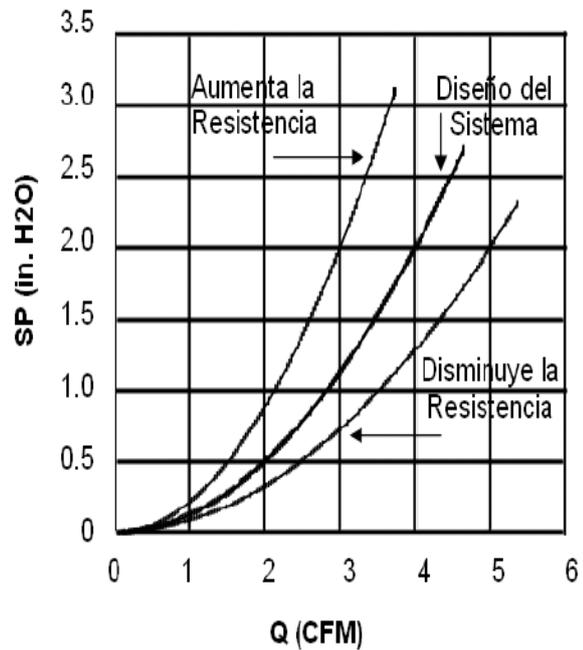


FIGURA 2.8 PUNTO DE OPERACIÓN

Fuente: Manual Práctico de Ventilación Escoda

TABLA 2.0

COMPARACIONES ENTRE VENTILADORES			
TIPOS VENTILADORES	PRESIÓN(P)	CAUDAL(Q)	CONDICIÓN
CENTRÍFUGO	ALTO	BAJO	ACEPTABLE
HELICOCENTRÍFUGO	MEDIANO	MEDIANO	REGULAR
HELICOIDAL	BAJA	ALTO	REGULAR

Fuente: Manual práctico de ventilación Escoda

Los 3 tipos de ventiladores tienen el mismo tamaño del rodete, se puede observar que para vencer altas presiones no es necesario tener cantidades altas de caudal.

2.1.3 TIPOS DE PRESIÓN EN CONDUCTOS DE AIRE

2.1.3.1 Presión estática (SP)

Es definida como la presión que ejerce el fluido perpendicular a toda superficie de contacto, en este caso las paredes del ducto y esta expresada en pulgadas de columna de agua ("wg). Esta es usualmente medida con un manómetro de agua, de ahí sus unidades. El SP puede ser positivo o negativo con respecto a la presión atmosférica local, sin embargo debe ser siempre medida perpendicular al flujo de aire.

2.1.3.2 Presión dinámica (VP)

También conocida como presión de velocidad, es definida como la presión requerida para acelerar el aire desde una velocidad cero a cualquier velocidad diferente de cero (V) y es proporcional a la energía cinética de la corriente del aire. La relación entre V y VP está dada por:

$$V=4005 \sqrt{\frac{VP}{df}} \quad (2.3)$$

$$VP= df \left(\frac{V}{4005}\right)^2 \quad (2.4)$$

Donde:

V = velocidad lineal del flujo, (fpm)

VP = Presión dinámica, ("wg)

df = factor de densidad

El efecto combinado de condiciones no estándar puede expresarse con un factor de densidad, *df*.

$$df=(dfe)(dfp)(dft)(dfm) \quad (2.5)$$

Donde:

dfe = factor de elevación de densidad = $[1 - (10^{-6} * 6) Z^{5.258}]$ donde z = elevación en (ft).

dfp = factor de presión de densidad por conducto = $(407+SP)/(407)$ donde SP está en ("wg).

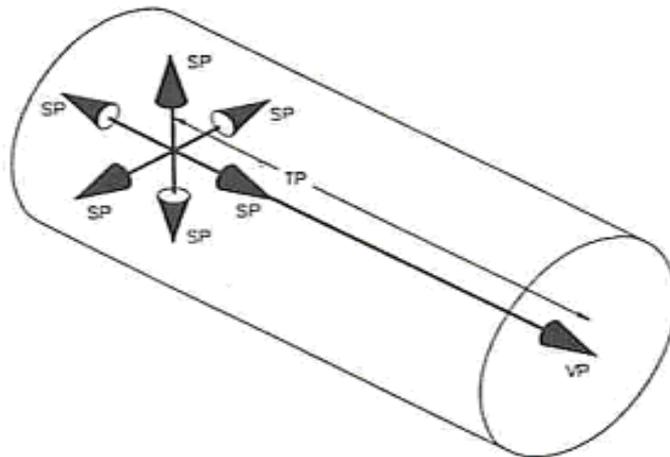
dft = factor de densidad por temperatura = $(530)/(T+460)$ donde T= temperatura en (°F)

dfm = factor de densidad por humedad = $(1+\omega)/(1+1.607 \omega)$ donde ω = humedad en (lbs H₂O/ lbs. aire seco).

Si el aire esta a condiciones estándar dentro del conducto con una densidad de 0.075 lbm/ ft³, esta ecuación se reduce a:

$$VP = 4005\sqrt{VP} \text{ O } VP = \left[\frac{V}{4005} \right]^2 \quad (2.6)$$

VP será solamente arrojada en la dirección del flujo del aire y es siempre positiva. En el grafico se ve la diferencia entre VP y SP.



SP, VP, and TP at a point

FIGURA 2.9 REPRESENTACIÓN VECTORIAL DE SP, VP Y TP

Fuente: Manual práctico de ventilación Escoda.

2.1.4 LEYES DE LOS VENTILADORES

El rendimiento de un ventilador a velocidades, diámetros del rotor y densidades de aire variables, puede ser pronosticado por una serie de ecuaciones conocidas como las Leyes de los Ventiladores. Cada punto de operación, incluyendo una presión, CFM y BHP, puede ser calculado a diferentes velocidades por los siguientes grupos de ecuaciones.

Variación del Diámetro.

El caudal de aire (Q) varía proporcionalmente con el cubo de la relación de los diámetros del rodete (D)

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (2.7)$$

La Presión (P) varía de acuerdo al cuadrado de la relación de los diámetros del rodete (D)

$$P_2 = P_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \quad (2.8)$$

El Punto de la Potencia del Motor (BHP) varía de acuerdo a la relación de la relación de los diámetros del rodete (D) elevada a la potencia 5.

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \quad (2.9)$$

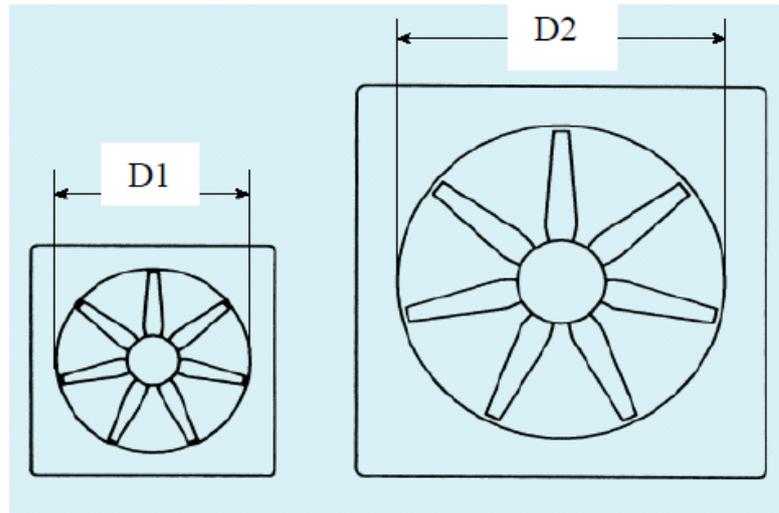


FIGURA: 2.10 VARIACIÓN DEL DIÁMETRO

Fuente: ESCODA, S. Manual práctico de ventilación. 2da ed. Barcelon, Soler & Palau, s.f. pp 9-12

Variación de la Velocidad.

El caudal de aire (Q) varía directamente con la relación de las velocidades angulares del rodete (ω)

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \quad (2.10)$$

La Presión (P) varía de acuerdo al cuadrado de la relación de las velocidades angulares del rodete (ω).

$$P_2 = P_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (2.11)$$

El Punto de la Potencia del Motor (BHP) varía de acuerdo a la relación de las velocidades angulares del rodete (ω) elevadas al cubo.

$$BHP_2 = BHP_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^3 \quad (2.12)$$

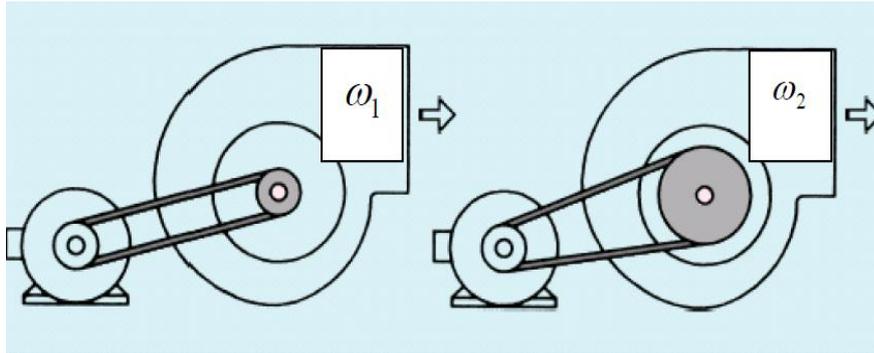


FIGURA: 2.11 POTENCIA DEL MOTOR

Fuente: ESCODA, S. Manual práctico de ventilación. 2da ed. Barcelon, Soler & Palau, s.f. pp 9-12

Variación de la Densidad.

El caudal de aire (Q) no varía con los cambios de densidad (ρ)

$$Q_2 = Q_1 \tag{2.13}$$

La Presión (P) varía directamente proporcional a la relación de las densidades del aire (ρ)

$$P_2 = P_1 \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right) \tag{2.14}$$

2.1.5 SELECCIÓN DE UN VENTILADOR.

Esta sección ofrece pautas para la selección; sin embargo, el funcionamiento y las limitaciones exactas de operación de un ventilador particular deben ser obtenidos del fabricante de los equipos.

2.1.6 CAPACIDAD

Caudal (Q)

Basado en los requerimientos del sistema y expresado como Pies Cúbicos Reales por Minuto (CFM) en la entrada del ventilador.

Requerimientos de presión

De acuerdo con los requerimientos de presión del sistema que se expresan normalmente como presión estática del ventilador (SP) o presión total del ventilador” (TP) en pulgadas de agua medidas en condiciones estándar (0.075 lbm/ft³). Si la presión requerida se tiene en condiciones no estándar, se debe realizar una corrección de la densidad.

2.1.7 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL FLUJO DE AIRE

Material manejado a través del ventilador.

Cuando el aire de escape contiene una cantidad pequeña de humo o de polvo, el ventilador centrífugo de aspas curvas hacia atrás o axial debe ser seleccionado. Con polvo ligero, humo o humedad, un ventilador centrífugo curvo hacia atrás o radial es la selección preferida. Si la carga de partículas es alta, o cuando material es manejado, la selección normal sería un ventilador centrífugo radial.

Material explosivo o inflamable.

Se utiliza una construcción resistente a las chispas (motor a prueba de explosión si el motor está en la corriente de aire). Conforme con los estándares del Buró Nacional de Aseguradores Contra Incendios, los de la Asociación Nacional de la protección Contra los Incendios y las regulaciones gubernamentales de los Estados Unidos de Norteamérica.

Aplicaciones con corrosivos.

Puede que se requiera una capa protectora o materiales especiales de construcción inoxidable, fibra de vidrio, etc.

Temperaturas elevadas de corriente de aire.

La temperatura de funcionamiento máximo afecta la resistencia de los materiales y por lo tanto esta debe ser conocida para la selección correcta de los materiales de construcción del ventilador, arreglos de transmisión de fuerza, y tipos de cojinetes.

TABLA 2.1 VELOCIDAD DEL AIRE

Velocidad Aire (FPM)	Reacción de las Personas	Aplicación Recomendada
0 a 16	Quejas por aire estancado	Ninguna
24	Ideal	Todas
24 a 50	Favorable con reservas	
70	Los papeles se levantan	No en oficinas
80	Máx para personas con ligeros movimiento	Almacenes y comercios
80 a 300	Congeladores o cuartos fríos	Refrigeración

Fuente: Manual práctico de ventilación Escoda

En la tabla 2.1 se dan las velocidades del aire recomendadas y los lugares en dónde deben aplicarse. La dirección en la que se recibe el aire, también influye en la satisfacción o molestia que produce. Se considera buena si viene de frente, a la cara de una persona sentada, aceptable si se recibe por encima de la cabeza y rechazable si viene por detrás de la nuca o a nivel de los pies. El fenómeno de que el movimiento de aire sobre la piel desnuda de las personas provoca una sensación de frío, pese a que el aire tenga la misma temperatura de cuando estaba en calma, en la tabla 2.2 se puede observar de manera cuantitativa este fenómeno.

TABLA 2.2 EFECTO DE LA VELOCIDAD DEL AIRE SOBRE EL CUERPO HUMANO

Velocidad del Aire Sobre las Personas (FPM)	Sensación de que la temperatura ambiente se ha rebajado en (°C):
20	0
60	1
140	2
200	3
320	4
440	5
590	6
885	7
1280	8

Fuente: Manual práctico de ventilación Escoda

Cuando se considera la ventilación para comodidad en oficinas y lugares de trabajo no industriales, se debe tomar en cuenta como necesidad principal la renovación de aire además del efecto de temperatura de aire tenga sobre las personas. Es por esto que en este tipo de aplicaciones el parámetro a ser consultado es el número de cambios de aire por hora para el tipo de oficina o local a ventilarse, sugeridos por estándares internacionales para cada tipo de aplicación.

TABLA 2.3 VELOCIDAD DEL AIRE ATENDIENDO AL RUIDO

Conductos	Ducto Principal (FPM)	Ducto Secundario (FPM)
<i>Instalaciones Individualizadas:</i>		
Caudal max. (CFM) 300 – 600	200 - 600	600
600 – 3000	600 - 1000	200 - 600
3000 – 6000	1000 - 1400	400 - 800
<i>Instalaciones Centralizadas:</i>		
Residencias, salones, hoteles	600 - 1000	200 - 600
Locales públicos, oficinas	1000 - 1400	200 - 600
Espacios industriales	1000 - 2000	400 - 1000
<i>Instalaciones Semicentralizadas:</i>		
Residenciales		
Ductos de baja velocidad	400 - 1400	600 - 800
Ductos de media velocidad	1000 - 2000	600 - 1000
Ductos de alta velocidad	2000 - 4000	1000 - 2000
Publicas		
Ductos de media velocidad	1000 - 2000	600 - 1000
Ductos de alta velocidad	2400 - 5000	1000 - 2000

Fuente: Manual Práctico de Ventilación S&P.

2.1.8 MEDICIÓN DE LA PRESIÓN DEL AIRE.

Definiciones básicas.

Para estandarizar conceptos, se define como Presión es la fuerza ejercida por un medio, generalmente líquido o gas, sobre una unidad de área. Se identifica como Vacío a cualquier valor de presión por debajo de la atmosférica.

Presión diferencial

Es la diferencia entre dos presiones. En muchos casos, esta presión puede ser pequeña. Un ejemplo de presión diferencial es la caída de presión, o la diferencia entre las presiones de entrada y salida, a través de un filtro o un elemento en la línea de flujo.

Presión manométrica

Es un caso especial de la presión diferencial donde una de las presiones (la de referencia) es la presión atmosférica. Muchos de los manómetros de presión, incluidos los de herramientas de refrigeración están diseñados para hacer medidas de presión de tipo manométrica. La presión en un conducto además puede clasificarse como estática o dinámica de acuerdo a los conceptos ya revisados en el capítulo anterior.

Unidades.

Existe una gran cantidad de unidades, muchas de ellas pobremente definidas, que están en uso. La unidad del S.I. es newton por metro cuadrado, llamada pascal (Pa). El bar es una aceptable unidad alternativa como presión atmosférica estándar, pero ha perdido vigencia. Aunque no internacionalmente reconocida, la libra por pulgada cuadrada (psi) es una muy usada adecuadamente definida unidad. Entre otras unidades se incluyen las pulgadas de mercurio (in. Hg) y las pulgadas de agua (in. H₂O). Estas últimas medidas son normalmente usadas para tomar medidas de presión diferencial de rango bajo. Tomando en cuenta la última consideración y el origen de los equipos, E.E.U.U, se utilizaron las pulgadas de columna de agua (in. H₂O) como unidades estándar

Tipos de instrumentos para medir presión.



FIGURA: 2.12 MEDIDOR DE PRESIÓN

Fuente: Franklin Alcocer

Globalmente hablando, los instrumentos de medida de presión pueden ser divididos en tres categorías: los de tipo estándar, los manómetros mecánicos y los transductores electromecánicos. Los instrumentos del tipo estándar son usados para las calibraciones. El manómetro de columna de líquido que es el más común y potencialmente el más preciso de los estándares es usado para una variedad de aplicaciones, incluyendo las de campo. Los manómetros mecánicos son generalmente los menos costosos y los instrumentos de medida de presión comunes. De cualquier manera, los transductores electromecánicos representados en la figura 2.12 se han convertido en instrumentos cada vez menos costosos y de fácil uso.

2.1.9 MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD DEL AIRE.

El aire puede ser tratado como un fluido incompresible, y fórmulas simples dan resultados de suficiente precisión para resolver problemas de ingeniería. Se tienen los instrumentos para medir la velocidad del fluido con sus rangos de aplicación y precisión.

2.1.9.1 LOS ANEMÓMETROS

Anemómetro de aleta de deflexión

Consiste en una aleta pivotada encerrada en una caja. El aire supera la presión sobre la aleta para pasar a través del instrumento desde un punto a contra flujo a un punto abierto en el sentido del flujo. Una magneto resistencia capta la señal de movimiento de la aleta. El instrumento da medidas instantáneas de velocidad direccional en una escala indicada fig 2.13.



FIGURA: 2.13 ANEMÓMETRO

Fuente: Catálogos de Instrumentos de medición Testo pg.12

Anemómetro de aspas o aletas de impulsión

Estos aparatos se basan en una rueda de aspas que gira dentro de una envoltura tubular de acuerdo con la velocidad del aire. El aparato traduce la velocidad de giro de las paletas en velocidad del aire que cruza axialmente su carcasa, dando una lectura discreta de la velocidad.

2.1.10 EL RUIDO.

La diferencia entre sonido y ruido es subjetiva. Depende de la manera como se percibe. A unos puede molestar un sonido que encanta a otros, como cierto tipo de música.

En el terreno de las definiciones diremos que el sonido es la sensación que reciben los órganos auditivos debidas a las variaciones de presión del aire, provocadas por vibraciones de presión del aire, provocadas por vibraciones del mismo. Según la física por su intensidad (fuerte y débil), su tono (frecuencia, aguda o grave) y su timbre (debido a los armónicos de la onda fundamental, que permite distinguir el sonido de un piano del de un violín). Al tratar de la contaminación sónica solo atenderemos a la intensidad del sonido, que es la que revienta el oído. El ruido es un sonido que por sus características e intensidad, nos parece molesto.

2.1.10.1 MEDIDAS DEL SONIDO

Medir un sonido es medir su presión. La presión, fuerza por unidad de superficie, tiene diversas unidades con que expresarla: kp/cm^2 ; atmósfera; baria y el Pascal, Pa, que equivale a $1 \text{ N}/\text{m}^2$. De entre todas ellas se ha seleccionado el Pascal como la más conveniente para tratar temas de acústica. El oído humano es capaz de detectar 20 millonésimas de Pascal ($20 \mu\text{Pa}$.) y es capaz de soportar la sorprendente presión de 20 millones de veces más (20 Pa). Como referencia al orden de magnitud, señalaremos que $1\mu\text{Pa}$ es cinco mil millones de veces menor que una atmósfera industrial, $1\text{kp}/\text{cm}^2$.



FIGURA: 2.14 MEDIDOR DE RUIDO

Fuente: Catálogo Pacer Industries Medidor de Sonido SL 120

2.1.10.2 EL DECIBELIO

Si deseáramos medir una magnitud P entre su valor inferior, $20\mu\text{Pa}$, resultaría una escala con valores inmanejables. Por ello se recurre a la fórmula: NPS (Nivel de

Presión Sonora) Valor min. Umbral audición Valor máximo Umbral de dolor Esta compara el valor a medir P con el umbral de audición (20μPa). Se saca el logaritmo decimal y se multiplica por veinte. El resultado son los decibelios, dB, de tal presión P mucho más práctica ya que se reduce a solo 120 unidades. Por otra parte la escala en dB se acerca mucho más a la percepción humana del sonido ya que el oído reacciona a la proporción de cambio de nivel, el dB, mientras que no reacciona a los incrementos de cambio, presiones en (Pa) o potencias en (W). Un ruido de 40 μPa al pasar a un valor doble, 80μPa, proporciona la misma sensación de aumento que uno de 80μPa al pasar también al doble, 160 μPa. En ambos casos el aumento, medido en dB, es igual a 6 dB. Por otra parte hay que añadir que 1 dB es la variación más pequeña que puede apreciar el oído humano. Los valores de presión en μPa entre los umbrales de audición y de dolor y sus correspondientes en dB. Con unas siluetas se han ilustrado diferentes ejemplos de situaciones que produce un ruido aproximado al de la escala.

$$\text{NPS (Nivel de presión sonora)} = 20 \log \frac{P}{20} [dB]$$

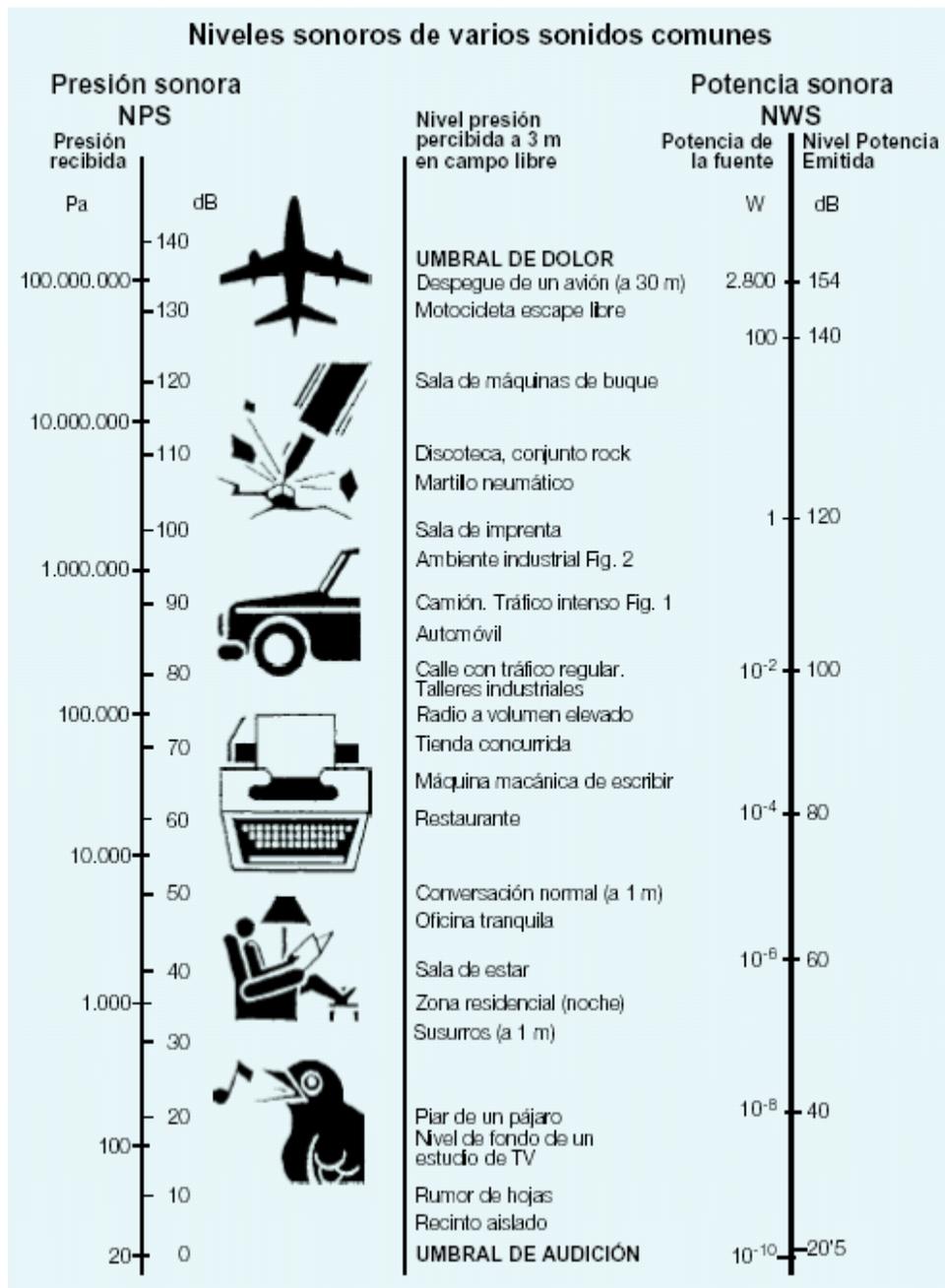
$$\text{Valor min.} = 20 \log \frac{20}{20} = 0 [dB] \text{ umbral de audición}$$

$$\text{Valor max.} = 20 \log \frac{20 \times 10^6}{20} = 120 [dB] \text{ umbral de dolor}$$

Esta compara el valor a medir P con el umbral de audición (20μPa). Se saca el logaritmo decimal y se multiplica por veinte. El resultado son los decibelios, dB, de tal presión P mucho más práctica ya que se reduce a solo 120 unidades. Por otra parte la escala en dB se acerca mucho más a la percepción humana del sonido ya que el oído reacciona a la proporción de cambio de nivel, el dB, mientras que no reacciona a los incrementos de cambio, presiones en (Pa) o potencias en (W). Un ruido de 40 μPa al pasar a un valor doble, 80μPa, proporciona la misma sensación de aumento que uno de 80μPa al pasar también al doble, 160 μPa. En ambos casos el aumento, medido en dB, es igual a 6 dB. Por otra parte hay que

añadir que 1 dB es la variación más pequeña que puede apreciar el oído humano. La escala de la izquierda de la figura 2.15 muestra los valores de presión en μPa entre los umbrales de audición y de dolor y sus correspondientes en dB. Con unas siluetas se han ilustrado diferentes ejemplos de situaciones que produce un ruido aproximado al de la escala.

FIGURA 2.15 NIVELES SONOROS COMUNES

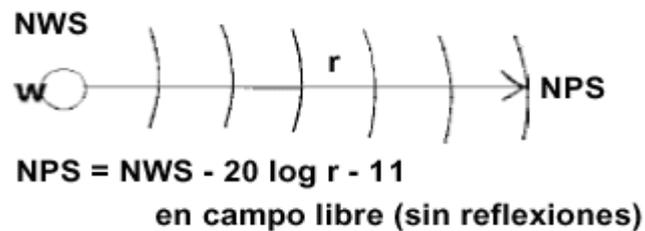


Fuente: Manual Práctico de Ventilación S&P.

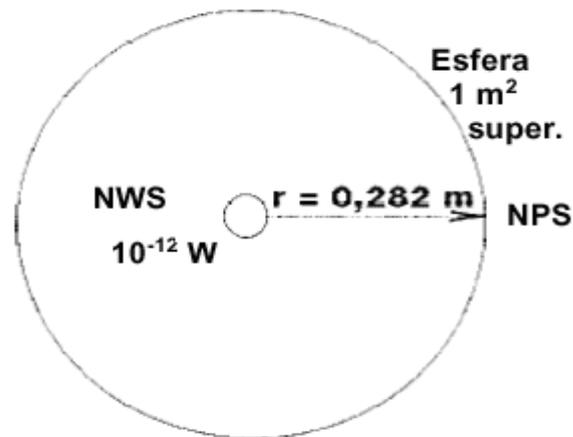
2.1.10.3 Ruido de un ventilador

Un ventilador es una fuente de ruido y por lo tanto vendrá caracterizado por una potencia sonora NWS, el nivel de esta potencia debe formar parte de los datos de catálogo del aparato como una característica más. Pero no es habitual encontrarlos y en su lugar aparecen los valores de presión sonora NPS a los que deben acompañar las condiciones con las que han sido determinadas Fig 2.16.

FIGURA 2.16 COMPARACIÓN ENTRE POTENCIA SONORA Y PRESIÓN SONORA.

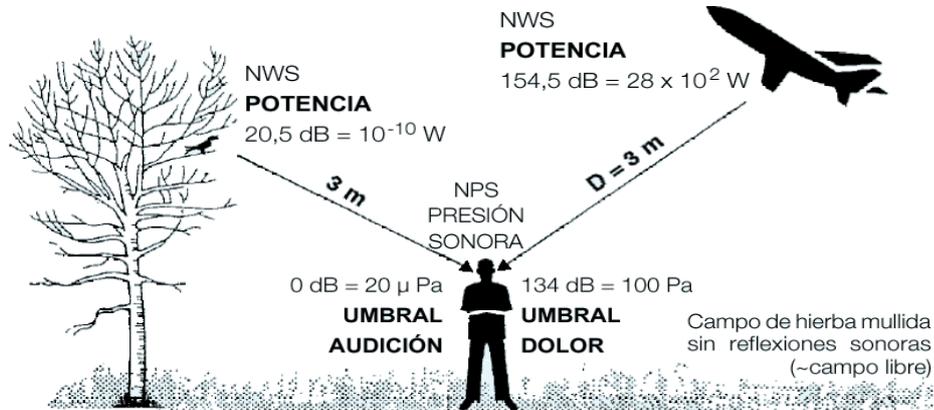


Valor de NWS de referencia, 10^{-12} W.



Fuente:ASHRAE. Fundamentals. 1ra edición, SL. 1997. pp 39-56

FIGURA 2.17 INCIDENCIA DE LA DISTANCIA EN LA POTENCIA SONORA.



En general, Potencia NWS = NPS + 20 log D + 11

Potencia Umbral Audición = 0 + 20 log 3 + 11 = 20,5 dB

Fig. 6 Potencia Umbral de Dolor = 134 + 20 log 3 + 11 = 154,5 dB

Fuente: Manual Práctico de Ventilación S&P.

2.1.11 MEDICIÓN DE TEMPERATURAS

Las características del instrumento que se utilizó para medir temperaturas de pared exterior es de fabricación Alemana marca testo modelo 845, utiliza un sistema de infrarrojo que recoge temperaturas desde una distancia máxima de 6m y una mínima de 1m.

El testo 845 es un termómetro compacto por infrarrojos para la medición sin contacto de la temperatura en superficies. Mediante la conexión de sondas adicionales externas, pueden efectuarse mediciones adicionales.

El producto se debe usar en las siguientes áreas:

- En áreas con riesgo de explosividad.
- Para diagnósticos médicos.

FIGURA 2.17 MEDIDOR DE TEMPERATURAS INFRARROJO



Fuente: Manual de Operación Testo 845 pg.10-18

2.1.12 MECÁNICA DE FLUIDOS.

2.1.12.1 Pérdidas de presión conductos y en accesorios típicos

El flujo del aire por un conducto absorbe energía del ventilador que lo impulsa/extrae debido al roce con las paredes, los cambios de dirección o los obstáculos que se hallan a su paso. La rentabilidad de una instalación exige que se minimice esta parte de energía consumida.

2.1.12.2 Cambios de presión en el sistema

Muestra los cambios de presión estática y dinámica en un sistema que consiste de un ventilador con ambos tipos de ductos, suministro y retorno. Además se muestran los gradientes de presión total y estática con referencia a la presión atmosférica. Para todas las secciones de área constante, las presiones totales y estáticas son iguales. En las diferentes transiciones, la presión dinámica decrece, la presión total absoluta también se reduce, y la presión estática absoluta puede aumentar. El incremento de la presión estática absoluta se conoce como recuperación estática. En las transiciones convergentes, la presión dinámica

aumenta en la dirección del flujo y las presiones estática y total absolutas se reducen. En la salida, las pérdidas de presión total dependen de la forma del accesorio y de las características del flujo. Los coeficientes de pérdida a la salida C_o pueden ser mayores que uno, menores que uno o iguales a uno. Note que para un coeficiente de pérdida menos a uno, la presión estática en contra flujo a la salida es menor a la, atmosférica (negativa).

La diferencia entre la presión a contra flujo, la cual es cero (presión atmosférica), y las perdidas a través de los accesorios. La presión estática del aire ambiente es cero; algunos diámetros en la dirección del flujo, en cambio es negativa, igual a la suma de la presión total (negativa) y la presión dinámica (siempre positiva). La resistencia del sistema al flujo es mostrada por la línea de grado de la presión por el efecto del ventilador en el sistema.

2.1.13 RESISTENCIA Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA DE LOS MATERIALES

Las pérdidas de un sistema de ductos son la irreversible transformación de la energía mecánica en calor. Los dos tipos de pérdidas son (1) por fricción y (2) dinámicas en la tabla 2.4 nos indica la rugosidad absoluta de los materiales estudiados.

TABLA 2.4 RUGOSIDAD DE MATERIALES Y CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

RUGOSIDAD DE MATERIALES		CONDUCTIVIDAD TÉRMICA
Material	ϵ (mm)	W/mk
Plástico (PE, PVC, Acrílicos)	0,0015	0.023
Hierro galvanizado	0,06-0,24	44.5

Fuente: Manual de Aire Acondicionado de Carrier

2.1.13.1 Pérdidas por fricción en materiales

Las pérdidas por fricción se producen debido a la viscosidad del fluido y son resultado del par o momento intercambiado entre las moléculas en un flujo laminar, y entre partículas individuales de capas de fluido adyacente que se mueven a diferentes velocidades en flujo turbulento. Las pérdidas por fricción ocurren a lo largo de toda la longitud del ducto.

Swim en 1978 condujo pruebas sobre recubrimientos de fibra, para ducto, de diferentes densidades. Como resultado general de estas pruebas, Swim recomienda para el diseño usar como factor de rugosidad 0.015(ft) para recubrimientos por spray, y 0.005(ft) para recubrimientos sobre una cara de material cementado en el lado donde pasa el aire. En ambos casos., el factor de rugosidad incluye la resistencia ofrecida por aceleradores mecánicos y se asumen buenas juntas. Recubrimientos cortados demasiado pequeños producen (1) pérdidas del desempeño térmico, (2) problemas por posible condensación, (3) daño potencial al recubrimiento (erosión del manto o desprendimientos de la superficie del ducto), y (4) la recolección de suciedad, escombros y la iniciación de problemas biológicos. La densidad del recubrimiento no influye significativamente la resistencia al flujo. Los datos de los constructores indican que la rugosidad absoluta para ductos flexibles no metálicos está en el rango de 0.00035 a 0.015(ft). Para ductos metálicos totalmente extendidos los rangos de rugosidad absoluta van de 0.0004 a 0.007 (ft).

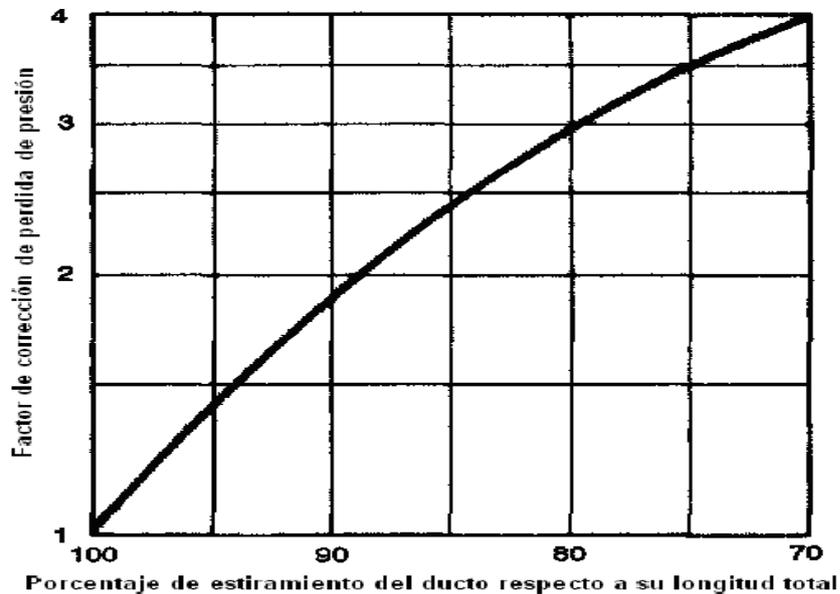
Este rango cubre al ducto flexible con la red de soporte expuesta al flujo o cubierta por el material. La gráfica 2.1 provee un factor de corrección para ducto flexible enderezado cuando no está extendido totalmente.

TABLA 2.5 FACTORES DE RUGOSIDAD

Material de ducto	Categoría De Rugosidad	Rugosidad Absoluta ϵ,(ft)
Acero al carbono no recubierto, limpio (Moody)(0.00015 ft) PVC tubería plástica (Swin 1892) (0.00003 a 0.00015 ft) Aluminio (Huchinson 1953) (0.000015 a 0.0002 ft)	Lizo	0.001
Acero galvanizado de costura longitudinal, juntas cada 4 ft (Griggs 1987) (0.00016 a 0.00032 ft) Acero galvanizado, de rolado continuo, costura espiral, juntas cada 10 ft (Jones 1979) (0.0002 a 0.0004 ft) Acero galvanizado de costura espiral con 1,2 y 3 fajas ,juntas cada 12 ft (Jones 1979) (0.0002 a 0.0004 ft)	Lisura Media	0.0003
Acero galvanizado de costura longitudinal, juntas cada 2.5 ft(Wright 1945) (0.0005ft)	Promedio	0.0005
Ducto de fibra de vidrio, rígida Revestimiento de fibra de vidrio, lado interior con la cara del material (Swim 1978)(0.005 ft)	Rugosidad Media	0.003
Revestimiento de fibra de vidrio, inferior recubierto con spray (Swim 1978)(0.015ft) Ducto flexible, metálico (0.004 a 0.007 ft cuando está totalmente extendido) Concreto (Moody 1944)(0.001 a 0.01 ft)	Rugoso	0.01

Fuente: Manual Práctico de Ventilación S&P.

GRAFICA 2.1 FACTOR DE CORRECCIÓN PARA DUCTO FLEXIBLE NO EXTENDIDO.



Fuente:ASHRAE. Fundamentals. 1ra edición, SL. 1997. pp 39-56

2.1.14 Ductos no circulares.

Un análisis de momento puede relacionar el promedio de la tensión sobre la pared con la caída de presión por unidad de longitud para un totalmente desarrollado flujo turbulento en un paso de forma arbitraria pero de área transversal uniforme a lo largo de la longitud. Este análisis conduce a la definición de diámetro hidráulico.

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

Donde:

D_h =diámetro hidráulico, (in)

A =área del ducto, (in)

P_e = perímetro de la sección transversal, (in)

Mientras el diámetro hidráulico es usado a menudo para correlacionar datos no circulares, las soluciones exactas para flujo laminar en pasos no circulares muestra que tal práctica causa algunas inconsistencias. No existe solución exacta para flujo turbulento. Pruebas sobre un limitado rango de flujo turbulento indicaron que la resistencia del fluido es la misma para iguales longitudes de ductos a una significativa velocidad de flujo igual si los ductos tienen el mismo radio de sección transversal al perímetro. De una serie de experimentos usando ductos redondos, cuadrados, y rectangulares que tienen esencialmente el mismo diámetro hidráulico, Huebscher (1948) encontró que, para la mayoría de propósitos, tenían la misma resistencia al flujo a iguales velocidades significativas. Las pruebas de Griggs y Khodabakhsh-Sharifabad (1992) además indicaron que los datos experimentales del ducto rectangular para el flujo de aire sobre el rango típico de los sistemas de aire acondicionado pueden ser correlacionados satisfactoriamente usando la ecuación de Colebrook junto con el diámetro hidráulico, particularmente cuando una incertidumbre realística experimental es aceptada. Estas pruebas se soportan usando el diámetro hidráulico para correlacionar los datos de un ducto no circular.

2.2.14.1 Ductos rectangulares

Huebscher (1948) desarrollo la relación entre ductos rectangulares y redondos que es usada para determinar el tamaño equivalente basado en el mismo flujo, resistencia, y longitud.

$$De = \frac{1.30(xy)^{0.625}}{(x + y)^{0.250}}$$

Donde:

De = diámetro equivalente para un ducto rectangular de igual longitud, resistencia al fluido, flujo de aire, (in)

x = longitud de un lado del ducto, (in)

y = longitud del lado adyacente del ducto, (in)

2.2.15 BANCOS DE DATOS DE ACCESORIOS

Debido a que los coeficientes de pérdidas (C) son encontrados de manera experimental, existe más de una organización que provee tablas con una gran variedad de accesorios y sus respectivos coeficientes de perdidas. Uno de los bancos (o tablas) de datos más usados en el ámbito de la ventilación es el desarrollado por ASHRAE, el cual incluye 228 tipos de accesorios de sección redonda y rectangular. Los datos de entrada para obtener los coeficientes de pérdida están relacionados con la geometría y a la velocidad del aire. Esta base de datos usa una numeración o código para identificar a los accesorios, de acuerdo a la tabla 2.6. Un ejemplo del uso de la tabla es la denominación del siguiente accesorio. ER3-1 es un accesorio de un sistema de extracción (E), de sección rectangular (R), categorizado como un codo (3), que ocupa el número (1) en la secuencia. En la figura 2.18 se observan los resultados que nos aporta la base de datos interactiva del ASHRAE, para el accesorio antes mencionado.

TABLA 2.6 CÓDIGOS DE ACCESORIOS PARA DUCTERÍA

Función del Accesorio	Geometría	Categoría	# de Secuencia
S: Inyección	D: Redondo (diámetro)	1. Entradas 2. Salidas 3. Codos	1,2,3....n
E: Extracción / Retorno	R: Rectangular	4. Transiciones 5. Juntas 6. Obstrucciones	
C: Ambos (inyección retorno)	O: Ovalado	7. Interacción Ventilador Sistema 8. Equipo Montado en el Ducto 9. Dampers 10. Campanas	

Fuente: ASHRAE Fundamentals 1997.

(ER3-1) Elbow, 90 Degree, Variable Inlet/Outlet Areas,
Exhaust / Return Systems (Idelchik 1986, Diagram 6-4)

INPUTS

OUTPUTS

Height (H, in.)	12,0	Velocity (Vo, fpm)	1800
Width (W0, in.)	10,0	Velocity (V1, fpm)	1800
Width (W1, in.)	10,0	Vel Pres at Vo (Pvo, in. wg)	0,20
Flow Rate (Q, cfm)	1500	Vel Pres at V1 (Pv1, in. wg)	0,20
		Loss Coefficient (Co)	1,07
		Loss Coefficient (C1)	1,07
		Pressure Loss (in. wg)	0,22

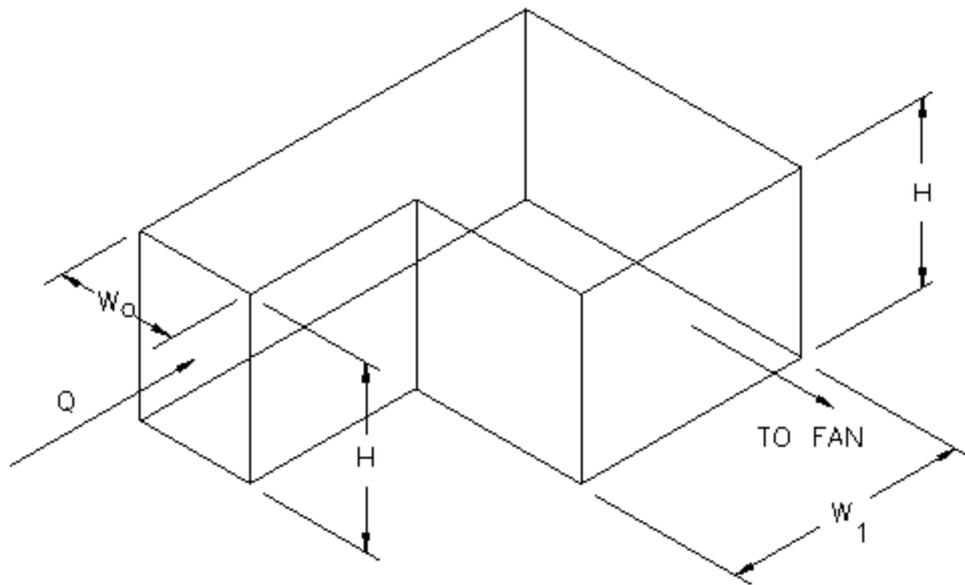


FIGURA 2.18 ACCESORIO ER-1 SEGÚN LA BASE DE DATOS DE ASHRAE

Pérdidas de presión en secciones uniformes.

Ecuación de Darcy-Weisbach. La pérdida de presión total en una sección de ducto es calculada combinando las ecuaciones de Darcy y la ecuación para el cálculo de pérdidas dinámicas en términos de ΔVP , donde ΣCP es la sumatoria local de coeficientes dentro del tramo de ducto de sección constante. Cada coeficiente de pérdida por accesorio debe estar referido a la presión dinámica en el tramo.

$$\Delta pf = \left(\frac{12fL}{Dh} + \sum CP \right) \rho \left(\frac{V}{1097} \right)^2$$

Donde:

Δp_f = Perdidas de presión en términos de presión total, H₂O

f = Factor de fricción (dimensional)

L = Longitud de ducto (ft)

D_h = Diámetro hidráulico (in)

CP = Coeficiente de perdidas por accesorios

V = Velocidad (ft/min)

ρ = densidad, ($lb / ft\ m^3$)

2.2 FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA

El desarrollo de este estudio está orientado al entendimiento de los parámetros físicos en banco de pruebas para aire acondicionado, la ventaja de utilizar material polímero en la construcción de ductos y como incide en el ahorro energético en el laboratorio de energía.

2.3 FUNDAMENTACIÓN LEGAL

2.3.1 Normas y certificaciones

El grupo de empresas que se dedican a la fabricación de ventiladores industriales cumplen normas que están estandarizadas de forma que los proveedores están capacitados para la entrega de los catálogos que son previamente analizados por organismos internacionales que se dedican a la inspección de calidad, esto conlleva al cumplimiento con el consumidor final, ya que las emisiones de ruido son un asunto de preocupación pública, la utilización de los instrumentos de medición y las temperaturas a las que se expondrán los estudiantes será necesario implementar normas de seguridad industrial para la construcción así mismo normas de construcción del ducto, colocación de bandas, poleas, y la potencia destinada hacia el ventilador las mismas que regulan, a estos organismos se suman las ordenanzas municipales que las controlan. Algunos de los organismos

certificadores de ruido producido por ventiladores más conocidos son: ISO, CEI, CEN, AMCA, ASHRAE entre otros. la certificación para la producción de estos equipos en su mayoría pasan pruebas rigurosas de seguridad y de funcionamiento.

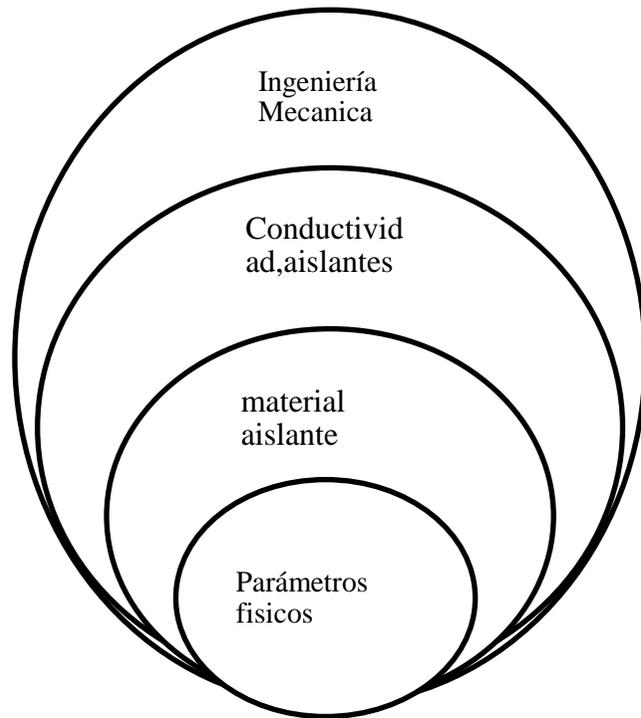
2.3.2 Manejo del medio ambiente

Ley de gestión ambiental (Ley No. 37. RO/ 245 de 30 de Julio de 1999)

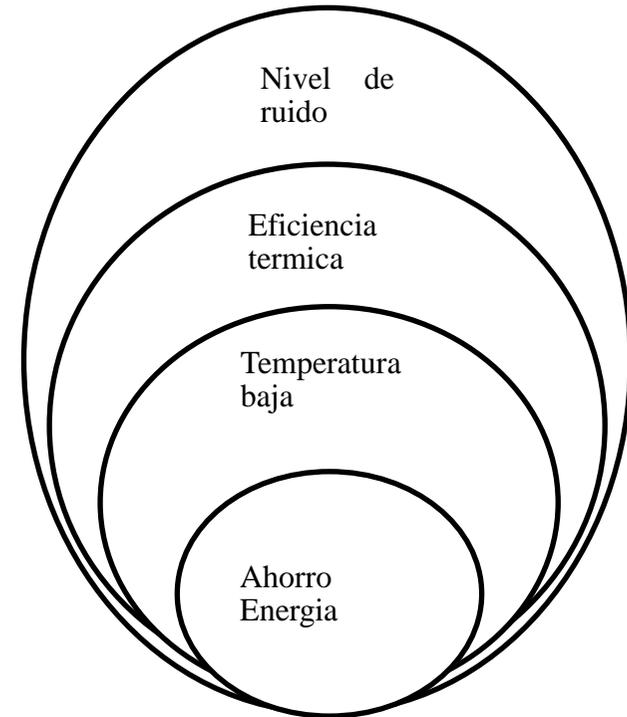
Reconoce a las personas, el derecho a vivir en un ambiente sano, ecológicamente equilibrado libre de ruido; declara de interés público la preservación del medio ambiente, la conservación de los ecosistemas, la biodiversidad y la integridad del patrimonio genético del país; establece un sistema nacional de áreas naturales protegidas y de esta manera garantiza un desarrollo sustentable.

2.4 CATEGORÍAS FUNDAMENTALES

Variable independiente



Variable dependiente



2.5.0 Hipótesis nula Ho

Se podría usar un material polímero alternativo para la construcción de ductos que no presente variaciones significativas en cuanto a caída de presión, nivel de ruido, temperaturas, que influyen en el ahorro energético.

2.5.1 Hipótesis nula H1

Se podría usar un material polímero alternativo para la construcción de ductos que existan variaciones significativas en cuanto a caída de presión, nivel de ruido, temperaturas, que influye en el ahorro energético.

2.6 SEÑALAMIENTO DE LAS VARIABLES

2.6.1 Variables

V.I Parámetros físicos

V.D Ahorro energético.

2.6.2 Términos de relación

Y su efecto.

CAPÍTULO III

2. METODOLOGÍA

3.1 MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN

Este proyecto abarca en su totalidad una investigación de laboratorio, que comprende parámetros físicos como temperaturas, presiones, porcentajes de humedad, niveles de ruido velocidades, en ductos de aire acondicionado ,entre otros esto en un banco de pruebas para realizar las respectivas mediciones, mediante la experimentación se podrá determinar los parámetros antes mencionados que permita nuestra interpretación. Se utilizara variables cualitativas ya que se utilizará tablas para comparar valores obtenidos.

3.1.1. Bibliográfica.

La investigación que se va a realizar es bibliográfica por qué se va a recurrir a información de varios libros, revistas y en el Internet para obtener información referente al tema de investigación.

3.1.2. Experimental.

La investigación que se realizó es experimental ya que es necesario analizar y comparar los resultados obtenidos y poder redactar las conclusiones.

3.2 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN.

3.2.1 Exploratoria.

En este estudio se utilizará la investigación exploratoria ya que consiste en tener un conocimiento general o aproximativo de la realidad de cómo afecta los parámetros físicos en ductos de aire acondicionado sobre el ahorro energético.

3.2.2. Descriptiva.

Mediante este tipo de investigación, que utiliza el método de análisis, se logra mejorar los conocimientos académicos para una relación teórico práctico así obtener ciertos criterios sobre el tema a investigar.

3.2.3 Correlacional

En esta parte la estructura del proyecto a realizar deberá depender de variables aleatorias y relacionar Temperaturas, Porcentajes de Humedad, Presión, Velocidad, Niveles de Ruido vs. Tiempo

3.3 POBLACIÓN Y MUESTRA

3.3.1 Población

La recepción de datos de temperaturas, presiones, velocidad, porcentajes de humedad niveles de ruido se realizó en un banco de pruebas de aire acondicionado en ductos de sección rectangular.

3.3.2 Muestra

Se refiere a ductos metálicos y no metálicos de sección cuadrada sin accesorios de acero galvanizado y plásticos acrílicos, para determinar el tamaño de la muestra en poblaciones de tamaño infinito se usó las fórmulas planteadas por Santiago Valderrama 1ra edición, DR. 2004. pp 180-185

$$n = \frac{P*Q}{E^2}$$

Dónde:

n=Número de elementos a realizarse

P=Probabilidad a favor (0.50)

E=Error de estimación (1%=0.01)

Q=Probabilidad a favor (0.50)

$$n = \frac{P*Q}{E^2} \quad \text{sustituyendo}$$

$$n = \frac{P*Q}{E^2} = \frac{0.5*0.5}{0.01^2} = 100 \quad \text{con un error del } 1\% \quad \frac{0.25}{0.01} = 25 \text{ mediciones.}$$

Luego se tomarán 30 mediciones de temperaturas, presión, porcentajes de humedad, velocidad, niveles de ruido y en diferentes intervalos de tiempo.

3.4 OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

TEMA: Estudio de parámetros físicos en banco de pruebas de aire acondicionado y su efecto sobre el ahorro energético en la Facultad de Ingeniería civil y Mecánica

HIPÓTESIS: El estudio de parámetros físicos en banco de pruebas tales como materiales, velocidad, caudal, temperaturas, ruido permitirá tener mayor eficiencia sobre el ahorro de energía en sistemas de aire acondicionado.

Variable independiente: Parámetros físicos.

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e Instrumentos
Parámetros físicos son materiales a estudiarse tales como el comportamiento en polímeros y otros tipos de ducto.	Rugosidad.	Alta Baja	¿Qué porcentaje de rugosidad fina y máxima se podrá determinar?	Fuente Observación Cuaderno de notas.
	Conductividad térmica	Alta conductividad Baja conductividad	¿Qué tipo de aislante térmico se necesitara para determinar los tipos de conductividad?	Observación Fuente

Variable dependiente: Ahorro energético

Conceptualización	Dimensiones	Indicadores	Ítems	Técnicas e instrumentos
El ahorro energético en sistemas de aire acondicionado es necesario optimizar ventilando con el caudal correcto en función de la contaminación que se genere en el interior de la vivienda con sistemas de recuperación de calor y frío.	<p>Temperaturas superficiales</p> <p>Temperaturas del fluido</p> <p>Presión</p>	<p>Ductos</p> <p>Ventiladores</p> <p>Ruido</p>	<p>¿De qué manera influirá la eficiencia térmica en el ahorro de energía?</p> <p>¿La propagación de ruido en los ventiladores afecta a la caída de presión?</p>	<p>Observación</p> <p>Fuente</p> <p>Observación</p> <p>Instrumentación</p> <p>Fuente</p> <p>Observación</p> <p>Instrumentación</p>

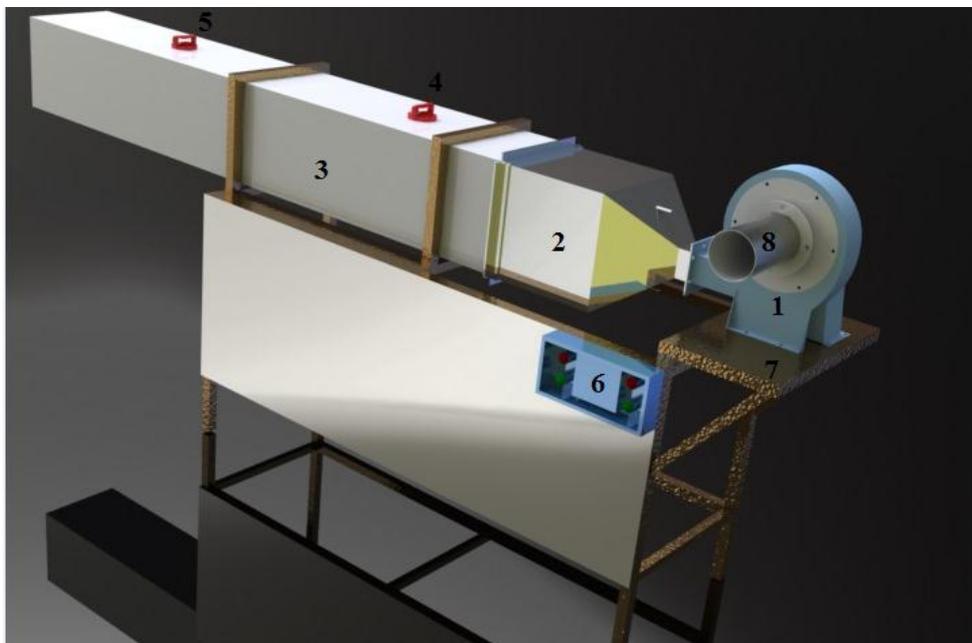
3.5 PLAN DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN

Los datos obtenidos como temperaturas, presión, velocidad, niveles de ruido se tomaron durante 1h:30 minutos cada 15 minutos hasta que se estabiliza el funcionamiento en cuanto a caudal por los ductos de acero galvanizado y acrílico opaco en puntos 0.40 y 1.40 usando instrumentos de medición tales como:

Medidor de temperaturas infrarrojo. Anemómetro de paletas, medidor de presión digital, medidor de decibelios en un prototipo para calefacción.

Para el análisis de estadística inferencial, los valores fueron tomados en días cercanos en horarios entre 9:00 a 10:15 evitando tener desviaciones provocadas por la hora diaria de esta forma los 30 datos obtenidos se utilizaran con estadístico t.

FIGURA 3.1 PROTOTIPO DE BANCO DE PRUEBAS PARA AIRE ACONDICIONADO



FUENTE: Franklin Alcocer

MATERIALES	ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DIMENSIONES
1. Ventilador centrifugo (Anexo 4)	CST-B
2. Caja de resistencias	110 V
3. Tramos de ducto de acrílico opaco y acero galvanizado	L=2m Sección=30cmx30cm e=0.9mm

4. Punto de medición numero 1	∅=30mm
5. Punto de medición numero 2	∅=30mm
6. Caja de control.	Monofásica
7. Mesa soporte de ventilador y ductos	
8. Malla de protección de seguridad	

TABLA 3.1: COSTO DE MATERIALES PARA LA CONSTRUCCIÓN DEL PROTOTIPO PARA CALEFACCIÓN.

DENOMINACIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (USD)	PRECIO TOTAL (USD)
Plancha de acero galvanizado e=0.9mm	2	32.00	64.00
Ventilador centrífugo CST-B	1	590.00	590.00
Tubo cuadrado de 25x25x2mm	3	12.00	36.00
Resistencia eléctrica de 110V 6A	1	22.00	22.00
Medidor de ruido SOUND-LEVEL	1	250.00	250.00
Juego de ruedas	1	20.00	20.00
Plancha de acrílico opaco e=0.9mm	1	18.00	18.00
Plancha de acero galvanizado e=0.5	1	30.00	30.00
Electrodos (3Kg)	3	19.00	19.00
Cable eléctrico N° 12 (10m)	1	12.00	12.00
Pernos 9/16	12	10.00	10.00
Otros		100.00	100.00
TOTAL			1171.00

FUENTE: Franklin Alcocer

TABLA 3.2 COSTO DE RECURSOS MATERIALES

DENOMINACIÓN	COSTOS (USD)
Mano de obra para la construcción del banco	400
Mano de obra para la conexión del sistema eléctrico	250
TOTAL	650

FUENTE: Franklin Alcocer

TABLA 3.3 COSTO TOTAL DE RECURSOS MATERIALES

DENOMINACIÓN	COSTOS(USD)
Materiales y suministros de oficina	110.00
Materiales para la pruebas del laboratorio	100.00
Materiales para la construcción del equipo	1171.00
Varios	300.00
TOTAL	1681.00

FUENTE: Franklin Alcocer

TABLA 3.4 COSTO DE RECURSOS TOTALES

DENOMINACIÓN	COSTOS(USD)
Recursos Humanos	650.00
Recursos Materiales	1681.00
TOTAL	2331.00

FUENTE: Franklin Alcocer

3.6 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN

Para el procesamiento de la información se utilizó estadística inferencial, estadística descriptiva, diagramas, graficas.

Análisis obtenido como temperaturas externas e internas en diferentes puntos del ducto de acero galvanizado y acrílico opaco.

Análisis obtenido como presión, velocidad, porcentajes de humedad y niveles de ruido puntos del ducto de acero galvanizado y acrílico opaco.

Representación gráfica de los datos y resultados obtenidos del estudio en ductos en diferentes puntos y comparaciones.

Analizar e interpretar los datos del estudio en el banco de pruebas de aire acondicionado.

CAPÍTULO IV

4 ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

En el presente capítulo se presentan los resultados obtenidos del estudio de parámetros físicos en banco de pruebas de aire acondicionado representado en tablas y gráficas correspondientes a: temperaturas, humedad, presión interna, velocidad del aire y niveles de ruido en ductos de plástico y acero galvanizado.

4.2 INTERPRETACIÓN DE DATOS

4.2.1 Representación en tablas

TABLA 4.1 REPRESENTACIÓN DE TABLAS PARA PRUEBA T

N°MUESTRA	DUCTO ACRILICO OPACO			DUCTO ACERO GALVANIZADO		
	T°C int.	T°C ext.	(Db)	T°C int.	T°C ext.	(Db)
1	22.8	21.5	87.00	21.90	14.80	89.00
2	22.7	21.3	89.00	22.90	19.90	91.00
3	23.2	22.4	90.00	22.80	22.40	90.00
4	24.2	21.8	89.00	23.20	14.40	90.00
5	24.2	22.8	89.00	23.40	15.00	91.00
6	24.3	22.6	87.00	23.60	20.00	93.00
7	22.9	21.8	86.00	23.30	15.00	93.00
8	22.6	19.5	86.00	23.40	17.70	92.00
9	22.8	19.9	86.00	23.70	13.70	91.00
10	23.2	20.1	87.00	23.20	14.30	91.00
11	23.9	20.9	84.00	24.10	15.10	92.00
12	24.1	20.6	86.00	24.30	16.10	91.00
13	23.1	19.7	89.00	22.20	13.70	91.00
14	26.4	20.8	89.00	23.00	13.10	92.00
15	23.8	20.9	89.00	23.40	13.80	91.00
16	23.4	20.8	86.00	24.00	19.00	91.00
17	22.8	20.7	87.00	24.10	19.20	91.00
18	24.5	21.4	86.00	21.70	19.20	91.00
19	22.8	24.0	86.00	23.70	14.40	90.00
20	22.3	18.9	87.00	23.80	14.90	91.00
21	23.5	18.9	87.00	24.90	14.80	91.00
22	24.4	19.5	86.00	25.00	15.40	91.00
23	24.3	19.4	86.00	24.90	15.50	91.00
24	25.0	20.9	86.00	23.30	14.00	91.00
25	24.2	22.2	87.00	24.20	16.00	91.00
26	24.3	22.3	87.00	24.10	15.10	91.00
27	23.9	22.7	85.00	23.40	15.00	91.00
28	24.7	22.9	88.00	24.50	19.00	92.00
29	24.2	21.9	87.00	24.20	18.00	91.00
30	25.0	23.0	87.00	25.20	20.00	87.00

FUENTE: Franklin Alcocer

TABLA 4.1.1 PRUEBAS DUCTO ACRÍLICO OPACO

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO EN BANCO DE AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCION DUCTO DE ACRÍLICO OPACO											
HORA DE TOMA DE MUESTRA: 9:00AM HASTA 10:30											
TIEMPO DE DURACION:10 DIAS Y 6 MUESTRAS /DIA											
HORA	(T°C) PARED EXTERIOR		(T°C) PARED INTERIOR		VELOCIDAD (m/s)	HUMEDAD(%)		PRESION (PSI)		NIVEL DE RUIDO (Db)	
	X=0.40	X=1.40	X=0.40	X=1.40	X=2.0	X=0.40	X=1.40	X=0.40	X=1.40	X=0.40	X=1.40
DIA 1 9:00:00	22.7	21.5	22.8	22.5	2.2	36.2	37.1	10.738	10.739	88.00	87.00
9:15	22.8	21.3	22.7	23	2.2	32.6	33.4	10.732	10.735	89.00	89.00
9:30	23.0	22.4	23.2	23.1	2.2	32.6	30.0	10.730	10.734	89.00	90.00
9:45	24.0	21.8	24.2	23.5	2.2	36.9	35.3	10.728	10.732	86.00	89.00
10:00	24.0	22.8	24.2	23.9	2.2	27.6	28.6	10.727	10.730	89.00	89.00
10:15	23.9	22.6	24.3	24.2	2.3	29.5	27.9	10.723	10.727	86.00	87.00
DIA 2 9:00:00	22.8	21.8	22.9	22.0	2.2	48.1	41.7	10.713	10.718	89.00	86.00
9:15	22.5	19.5	22.6	21.9	2.2	31.6	32.2	10.713	10.715	89.00	86.00
9:30	22.7	19.9	22.8	21.7	2.4	31.6	31.7	10.706	10.711	89.00	86.00
9:45	23.0	20.1	23.2	22.6	2.1	30.3	29.8	10.705	10.708	88.00	87.00
10:00	23.6	20.9	23.9	23.4	2.2	26.8	27.2	10.706	10.707	85.00	84.00
10:15	23.5	20.6	24.1	23.9	2.1	25.9	26.5	10.704	10.705	85.00	86.00
DIA 3 9:00:00	23.0	19.7	23.1	21.6	2.2	41.2	41.2	10.720	10.724	89.00	89.00
9:15	23.4	20.8	26.4	22.8	2.2	36.9	37.8	10.719	10.722	89.00	89.00
9:30	23.6	20.9	23.8	23.7	2.1	32.6	34.0	10.718	10.719	88.00	89.00
9:45	23.0	20.8	23.4	22.6	2.2	32.2	34.3	10.718	10.721	86.00	86.00
10:00	22.0	20.7	22.8	22.8	2.2	32.7	32.7	10.720	10.722	87.00	87.00
10:15	24.0	21.4	24.5	23.4	2.2	26.5	27.5	10.715	10.719	86.00	86.00
DIA 4 9:00:00	22.6	24.0	22.8	21.0	2.3	26.3	34.3	10.717	10.719	86.00	86.00
9:15	22.2	18.9	22.3	22.3	2.2	32.4	33.4	10.717	10.714	87.00	87.00
9:30	22.4	18.9	23.5	23.0	2.2	36.4	31.3	10.717	10.720	87.00	87.00
9:45	22.7	19.5	24.4	23.8	2.2	24.4	30.2	10.717	10.722	86.00	86.00
10:00	23.0	19.4	24.3	23.8	2.2	28.5	29.3	10.717	10.722	86.00	86.00
10:15	23.8	20.9	25.0	24.3	2.2	26.5	27.8	10.718	10.723	87.00	86.00
DIA 5 9:00:00	23.9	22.2	24.2	23.3	2.1	39.2	27.7	10.719	10.722	87.00	87.00
9:15	23.8	22.3	24.3	23.5	2.2	26.9	26.5	10.719	10.723	86.00	87.00
9:30	23.9	22.7	23.9	23.1	2.2	32.2	36.2	10.720	10.723	86.00	85.00
9:45	24.0	22.9	24.7	23.7	2.2	26.9	27.9	10.719	10.723	88.00	88.00
10:00	23.7	21.9	24.2	23.0	2.1	27.1	31.3	10.719	10.722	88.00	87.00
10:15	23.9	23.0	25.0	24.7	2.2	28.2	29.9	10.118	10.723	86.00	87.00

Fuente: Franklin Alcocer

TABLA 4.1.2 PRUEBAS DUCTO DE ACERO GALVANIZADO

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO EN BANCO DE AIRE ACONDICIONADO Y CALEFACCION DUCTO DE ACERO GALVANIZADO											
HORA DE TOMA DE MUESTRA:		9:00AM HASTA 10:30									
TIEMPO DE DURACION:		10 DIAS Y 6 MUESTRAS / DIA									
HORA	(T°C) PARED EXTERIOR		(T°C) PARED INTERIOR		VELOCIDAD (m/s)	HUMEDAD (%)		PRESION (PSI)		NIVEL DE RUIDO (Db)	
	X=0.40	X=1.40	X=0.40	X=1.40	X=2.0	X=0.40	X=1.40	X=0.40	X=1.40	X=0.40	X=1.40
DIA 1 9:00:00	19.4	14.80	21.90	21.70	2.1	41.00	42.1	10.718	10.721	90.00	89.00
9:15	21.0	19.90	22.90	22.30	2.1	42.50	42.3	10.718	10.722	91.00	91.00
9:30	21.7	14.40	22.80	22.40	2.1	42.90	46.1	10.720	10.722	91.00	90.00
9:45	22.9	15.00	23.20	22.70	2.1	44.10	46.2	10.720	10.722	90.00	90.00
10:00	22.9	20.00	23.40	22.70	2.1	45.00	46.4	10.721	10.724	92.00	91.00
10:15	23.5	22.40	23.60	22.90	2.2	49.00	48.4	10.721	10.724	92.00	93.00
DIA 2 9:00:00	23.0	15.00	23.30	21.50	2.1	45.70	47.8	10.721	10.722	92.00	93.00
9:15	23.0	17.70	23.40	22.70	2.1	42.10	44.3	10.727	10.730	92.00	92.00
9:30	20.2	13.70	23.70	23.20	2.1	41.10	42.6	10.727	10.730	92.00	91.00
9:45	18.1	14.30	23.20	23.00	2.1	41.70	42.4	10.727	10.730	92.00	91.00
10:00	22.8	15.10	24.10	23.70	2.1	40.20	41.5	10.722	10.730	91.00	92.00
10:15	22.9	16.10	24.30	24.00	2.1	40.10	42.2	10.722	10.730	92.00	91.00
DIA 3 9:00:00	21.2	13.70	22.20	21.20	2.1	41.50	44.5	10.729	10.730	91.00	91.00
9:15	21.6	13.10	23.00	22.40	2.1	59.00	40.6	10.729	10.731	91.00	92.00
9:30	21.0	13.80	23.40	22.90	2.1	40.20	39.2	10.729	10.731	89.00	91.00
9:45	19.8	19.00	24.00	23.40	2.1	37.20	28.3	10.729	10.730	90.00	91.00
10:00	20.1	19.20	24.10	23.90	2.1	42.90	42.5	10.719	10.730	91.00	91.00
10:15	20.1	19.20	21.70	22.50	2.1	45.30	47.6	10.735	10.737	91.00	91.00
DIA 4 9:00:00	22.6	14.40	23.70	22.50	2.1	42.50	44.6	10.730	10.737	91.00	90.00
9:15	22.7	14.90	23.80	23.50	2.1	41.50	42.8	10.730	10.737	91.00	91.00
9:30	23.1	14.80	24.90	23.90	2.1	39.70	41.6	10.729	10.733	91.00	91.00
9:45	23.6	15.40	25.00	24.20	2.1	38.60	40.2	10.730	10.733	91.00	91.00
10:00	22.7	15.50	24.90	23.90	2.1	39.00	37.1	10.723	10.733	91.00	91.00
10:15	21.2	14.00	23.30	22.90	2.1	40.20	39.2	10.729	10.731	90.00	91.00
DIA 5 9:00:00	23.9	16.00	24.20	23.30	2.1	39.20	42.5	10.719	10.722	91.00	91.00
9:15	22.8	15.10	24.10	23.70	2.1	40.20	41.5	10.723	10.730	91.00	91.00
9:30	20.1	15.00	23.40	22.70	2.1	42.90	42.5	10.718	10.722	91.00	91.00
9:45	24.0	19.00	24.50	22.00	2.2	32.00	33.2	10.719	10.723	90.00	92.00
10:00	23.7	18.00	24.20	23.00	2.1	27.10	31.3	10.719	10.722	92.00	91.00
10:15	24.4	20.00	25.20	24.70	2.2	28.20	29.9	10.118	10.723	86.00	87.00

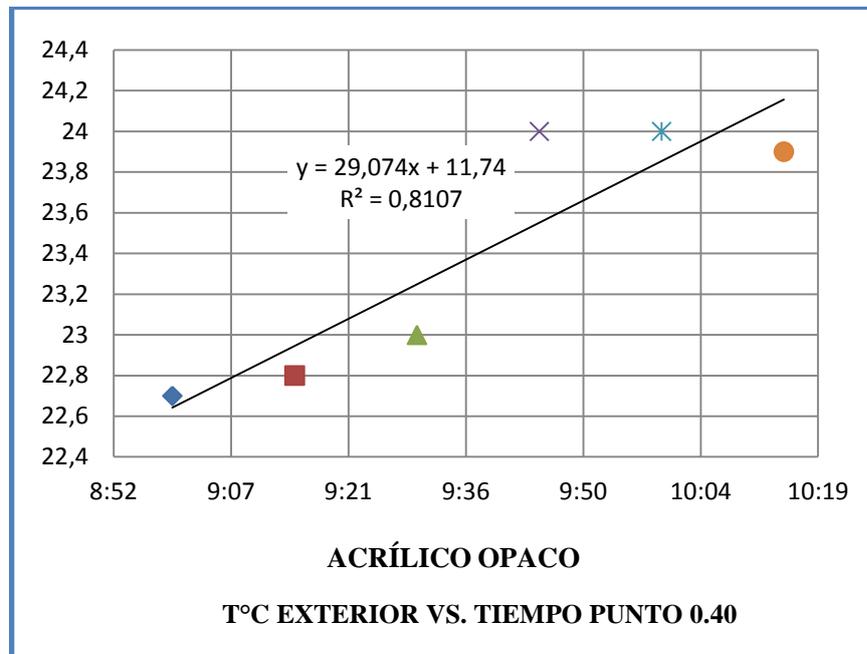
Fuente: Franklin Alcocer

En la tabla 4.1.1 y 4.1.2 se muestran los datos tomados como: temperaturas exteriores e interiores, velocidad, porcentajes de humedad, presión, niveles de ruido para diversas posiciones en los ductos tanto para material de acero galvanizado como acrílico opaco.

Para el análisis estadístico inferencial, los valores tomados en días cercanos en horarios de 9:00 a 10:00 por cuanto evitando tener desviaciones provocadas por la hora diaria, de esta forma los 30 datos obtenidos se utilizaron con estadístico t tabla 4.1

El primer día se escoge para el análisis por haber una variación significativa.

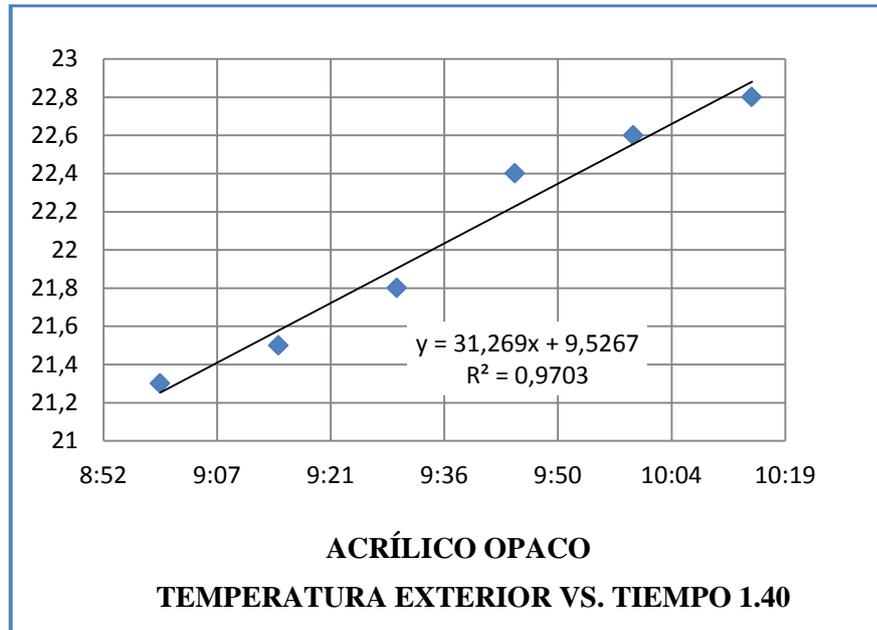
4.2.2 Representación de gráficas



Gráfica 4.1 Temperatura exterior-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

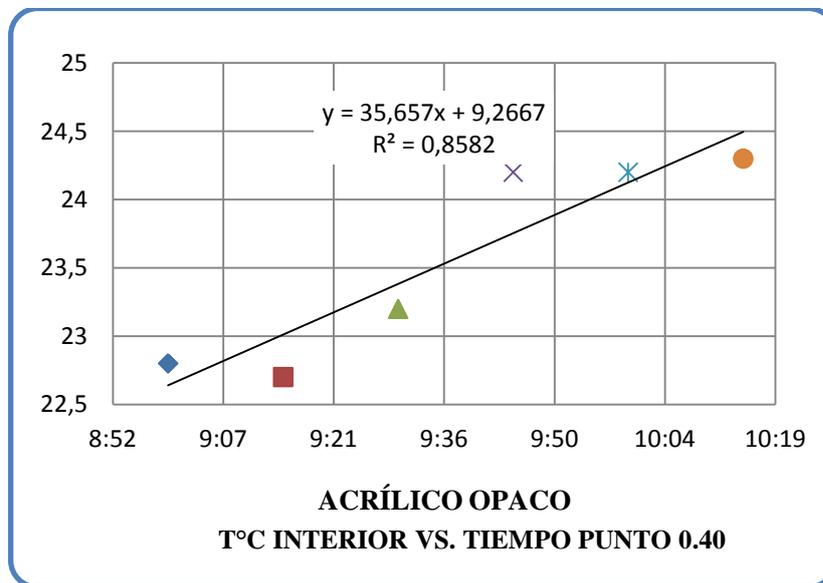
Análisis de la temperatura exterior en el punto 0.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X). Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.81 en ducto de material plástico.



Gráfica 4.2 Temperatura exterior-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

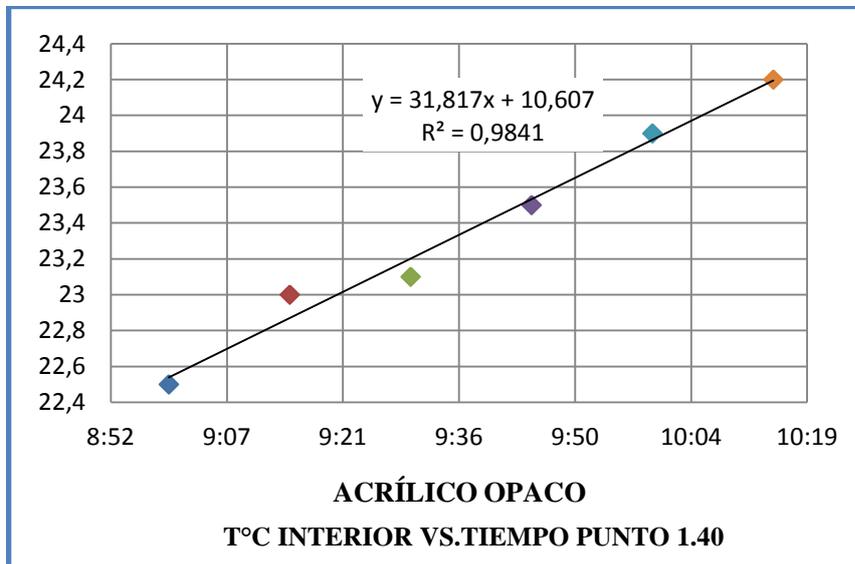
Análisis de la temperatura exterior en el punto 1.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X). Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.97 en ducto de material plástico.



Gráfica 4.3 Temperatura interior-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

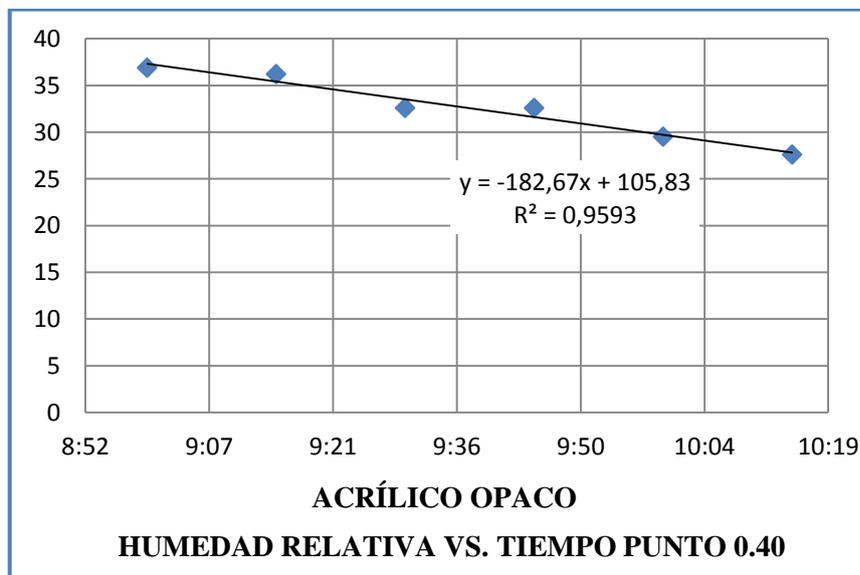
Análisis de la temperatura interior en el punto 0.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X). Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.85 en ducto de material plástico.



Gráfica 4.4 Temperatura interior-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

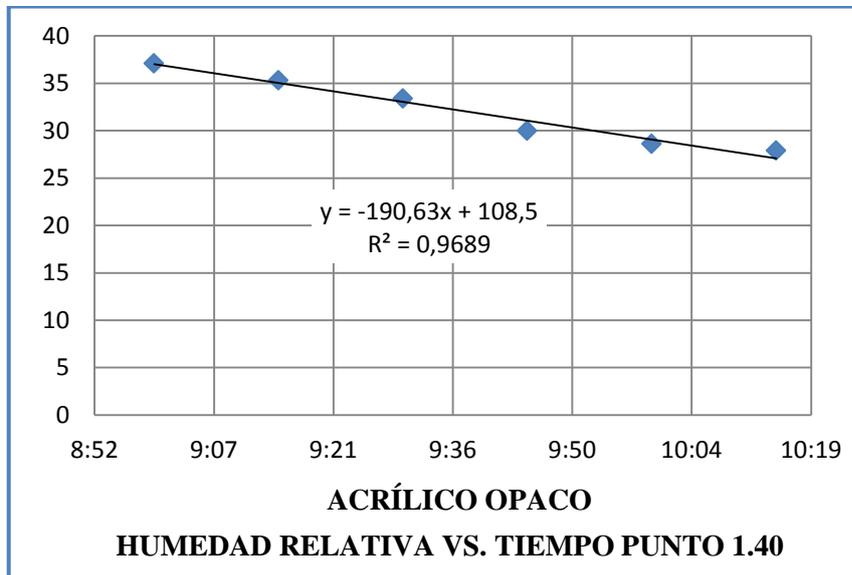
Análisis de la temperatura interior en el punto 1.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X). Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.98 en ducto de material plástico.



Gráfica 4.5 Humedad relativa-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

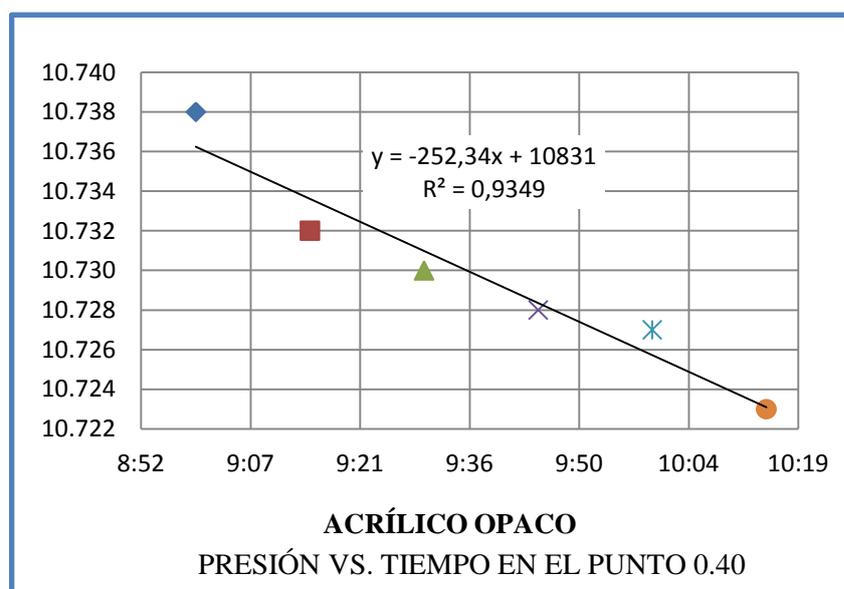
Análisis de la Humedad relativa en el punto 0.40 en (Y) tiene una tendencia decreciente lineal con respecto al tiempo (X).Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.95 en ducto de material plástico.



Gráfica 4.6 Humedad relativa-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

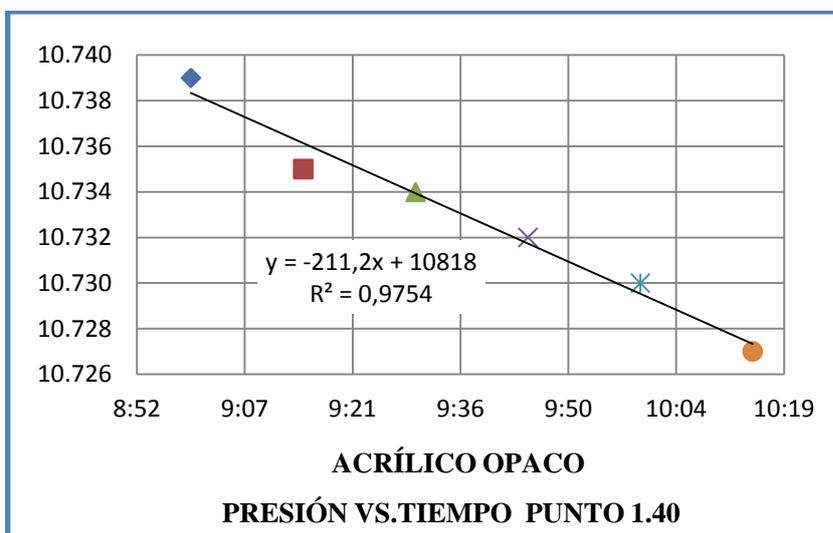
Análisis de la Humedad relativa en el punto 1.40 en (Y) tiene una tendencia decreciente lineal con respecto al tiempo (X).Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.96 en ducto de material plástico.



Gráfica 4.7 Presión-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

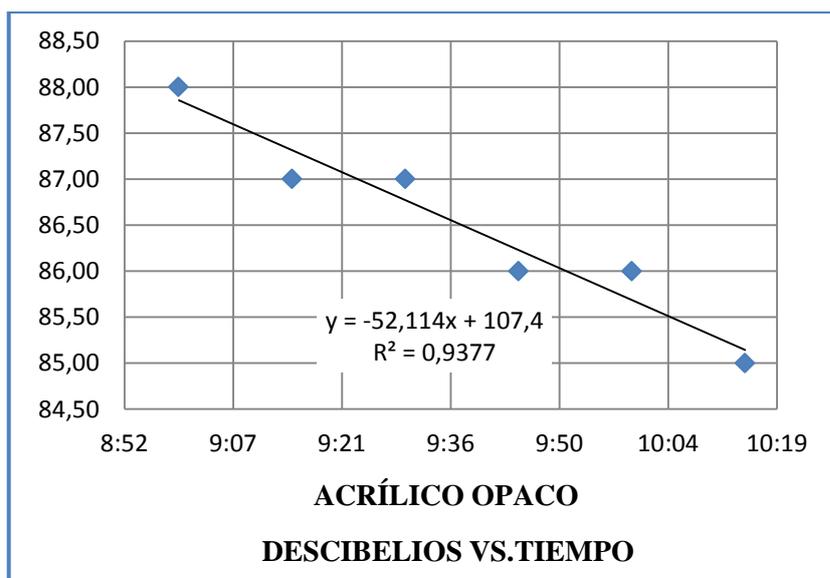
Análisis de la presión en el punto 0.40 (Y) tiene una tendencia decreciente lineal con respecto al tiempo (X).Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.93 en ducto de material plástico.



Gráfica 4.8 Presión-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

Análisis de la presión en el punto 1.40 (Y) tiene una tendencia decreciente lineal con respecto al tiempo (X).Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.97 en ducto de material plástico.



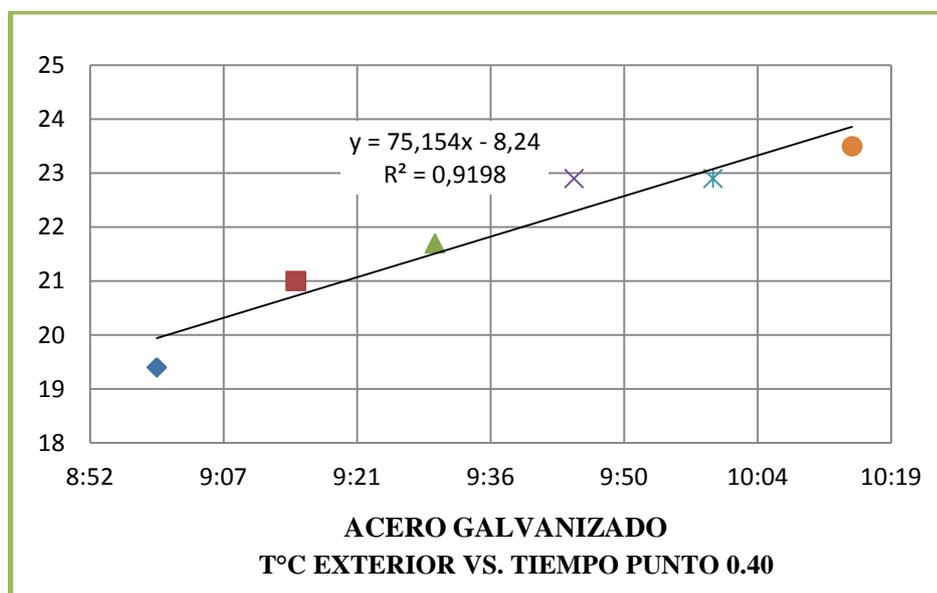
Gráfica 4.9 decibelios-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

Análisis del nivel sonoro en (Y) tiene una tendencia decreciente lineal con respecto al tiempo (X). Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.93 en ducto de material plástico.

4.2.3 INTERPRETACIÓN DE DATOS DIFERENTE MATERIAL

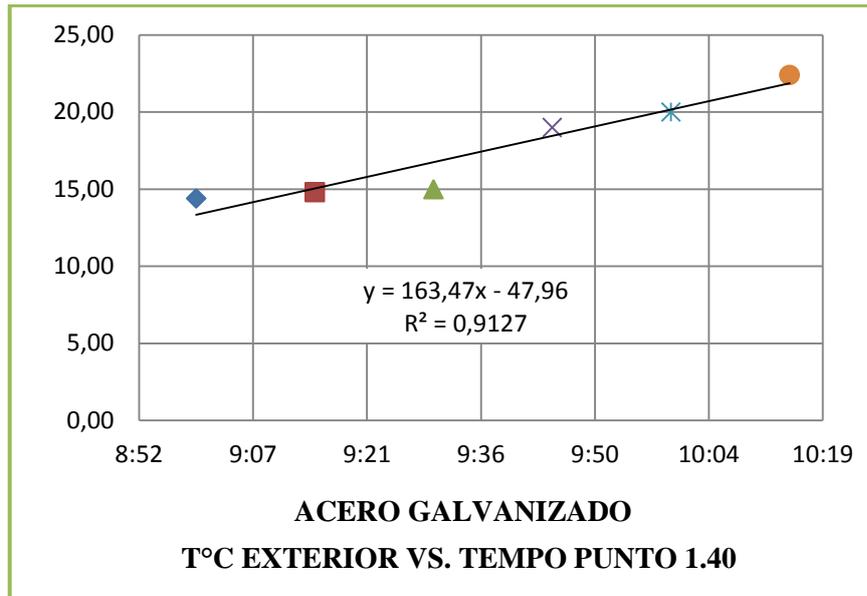
Con base de los valores obtenidos en la tabla 4.1 obtención de datos se procede a realizar las gráficas con material acero galvanizado.



Gráfica 4.10 Temperatura-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

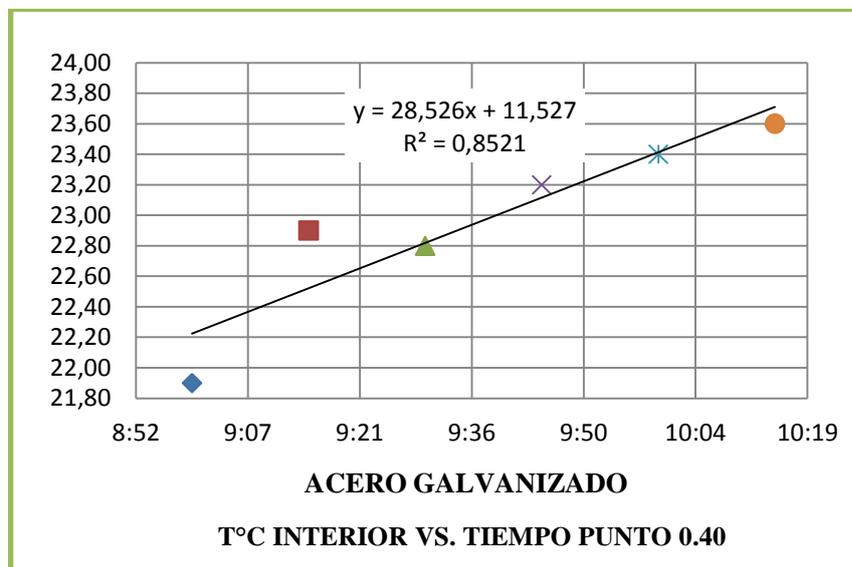
Análisis de la temperatura exterior en el punto 0.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X). Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.91 en ducto de material acero galvanizado.



Gráfica 4.11 Temperatura-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

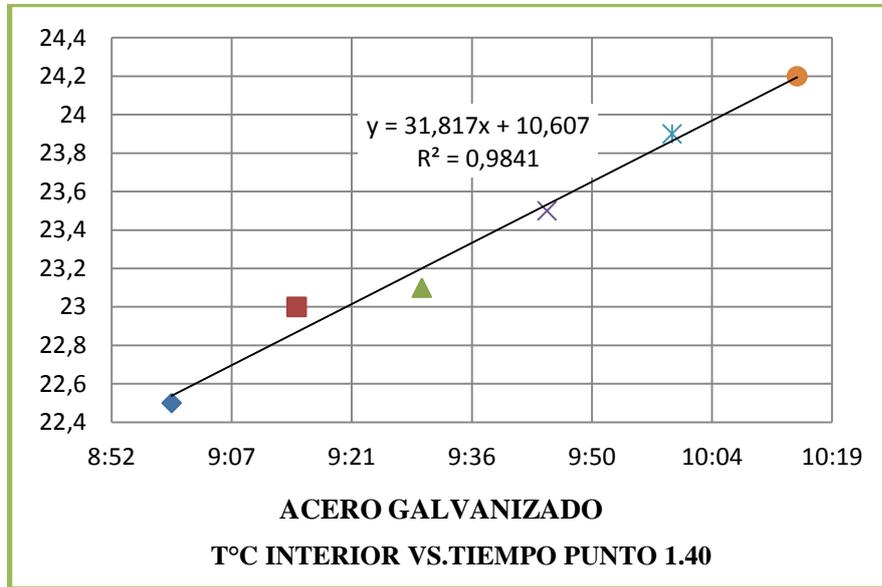
Análisis de la temperatura exterior en el punto 1.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X). Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.91 en ducto de material acero galvanizado.



Gráfica 4.12 Temperatura-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

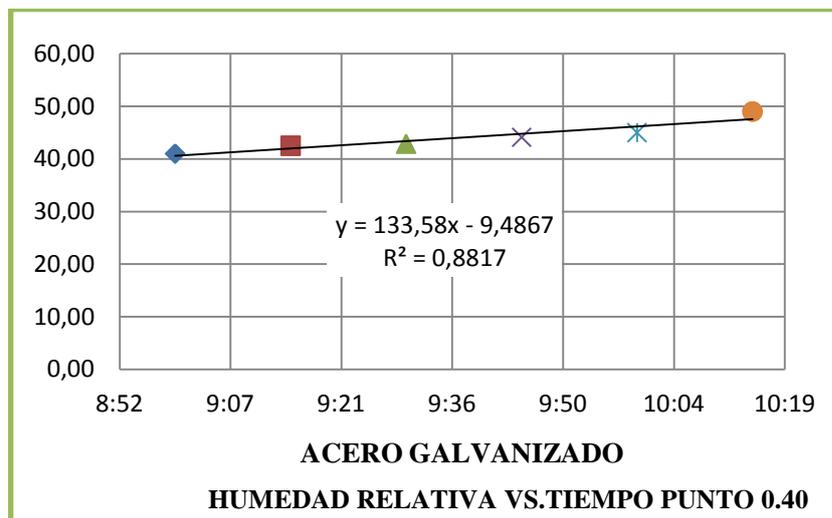
Análisis de la temperatura interior en el punto 0.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X).Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.85 en ducto de material acero galvanizado.



Gráfica 4.13 Temperatura-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

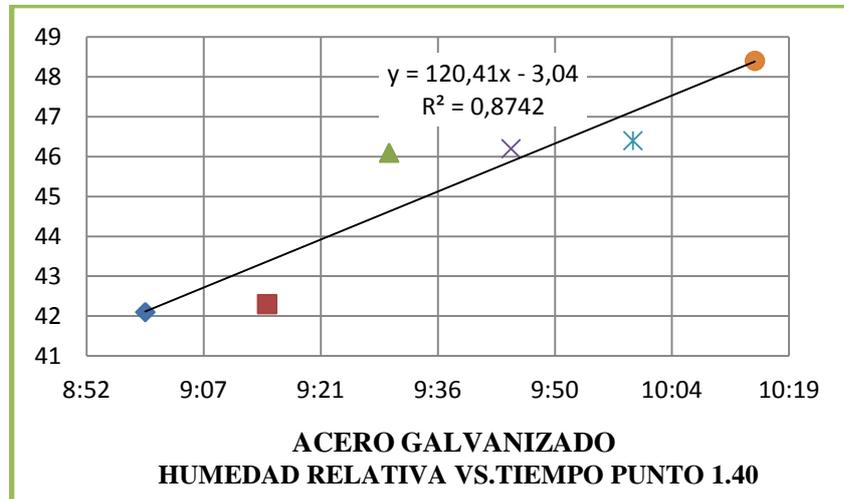
Análisis de la temperatura interior en el punto 1.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X).Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.98 en ducto de material acero galvanizado.



Gráfica 4.14 Humedad relativa-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

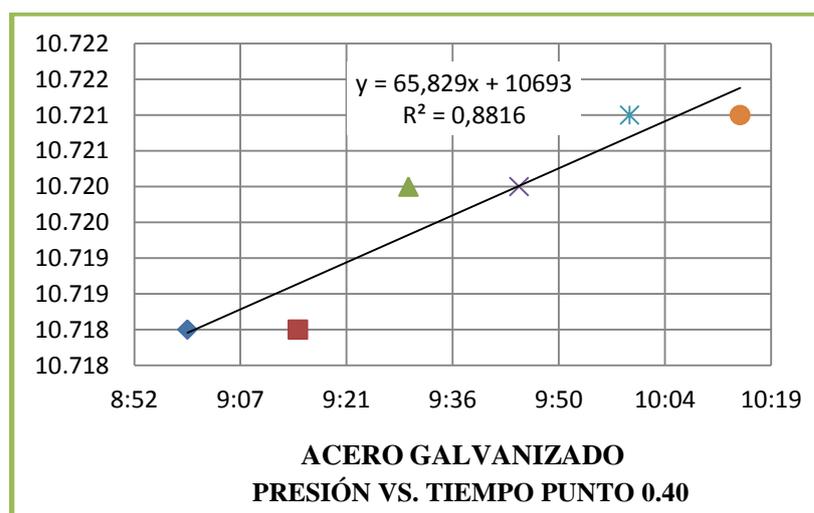
Análisis de humedad relativa en el punto 1.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X).Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.88 en ducto de material acero galvanizado.



Gráfica 4.15 Humedad relativa-tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

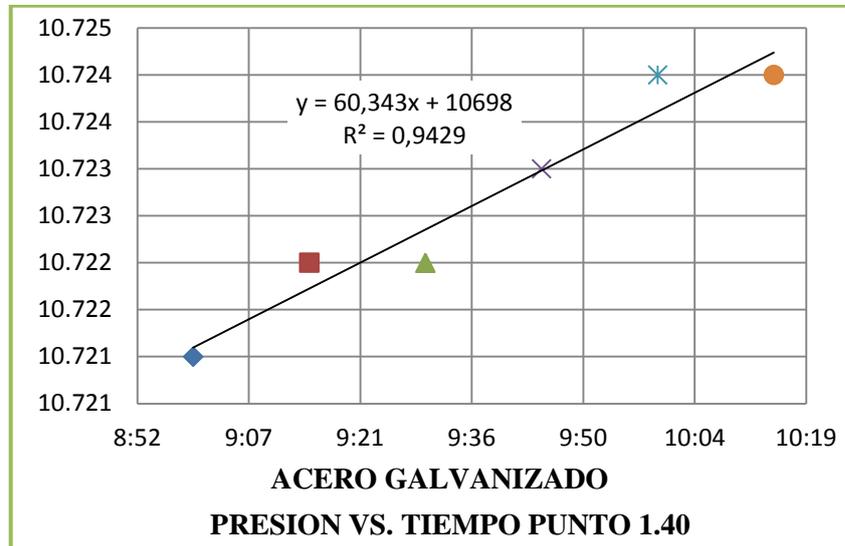
Análisis de humedad relativa en el punto 1.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X).Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.87 en ducto de material acero galvanizado.



Gráfica 4.16 Presión -tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

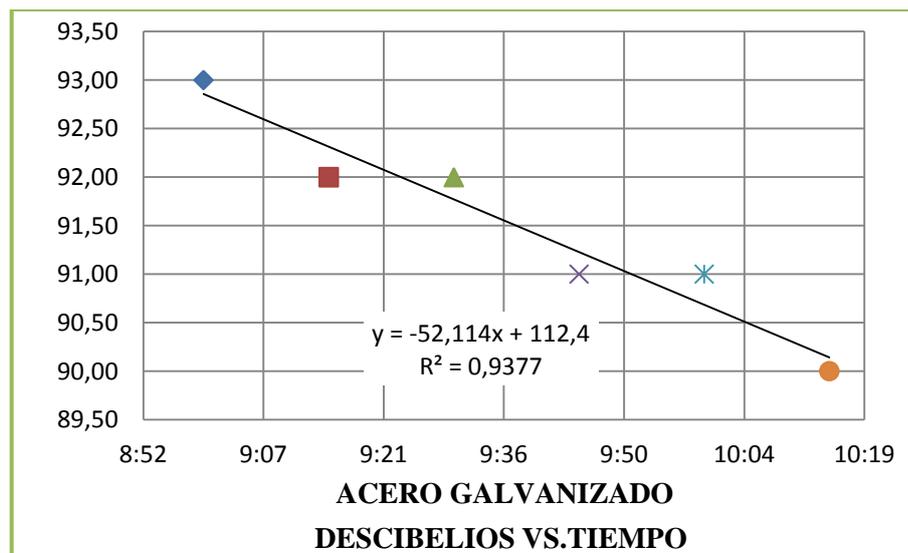
Análisis de la presión en el punto 0.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X).Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.88 en ducto de material acero galvanizado.



Gráfica 4.17 Presión -tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

Análisis de la presión en el punto 1.40 en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X).Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.94 en ducto de material acero galvanizado.



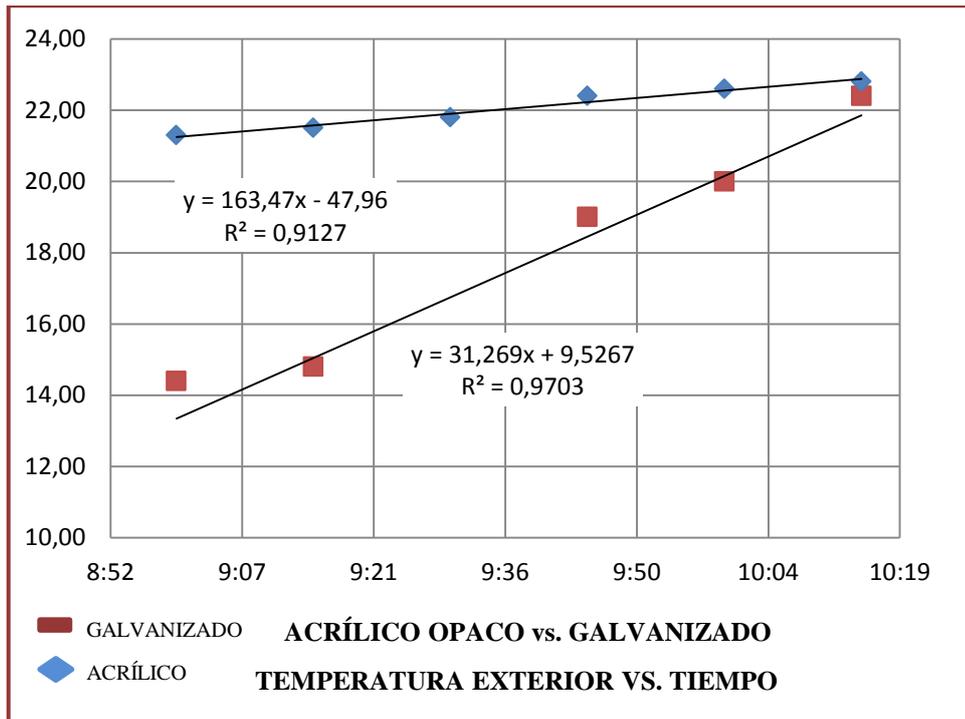
Gráfica 4.17 decibelios -tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

Análisis del nivel sonoro en (Y) tiene una tendencia creciente lineal con respecto al tiempo (X). Las variables guardan un coeficiente de determinación del 0.84 en ducto de material acero galvanizado.

4.2.4 Comparación de gráficas

a) **Temperaturas Exteriores.**-Las temperaturas son de una sola posición, se han escogido las más relevantes dadas en el punto 1.40

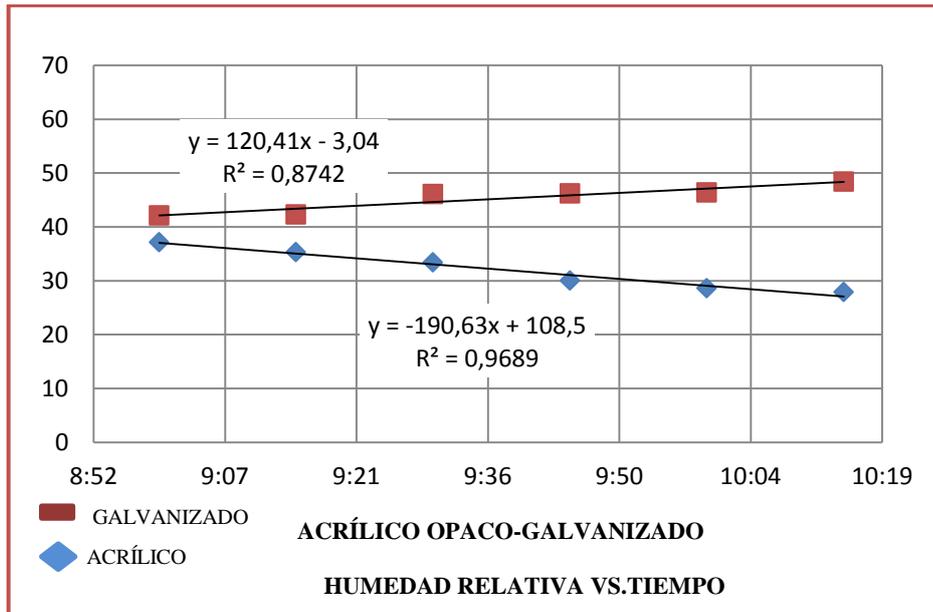


Gráfica 4.18 Temperatura -tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

En el mismo tiempo tiene la mayor desviación de temperatura exterior en ductos comparado con el de plástico debido a la conductividad térmica. La línea de tendencia con puntos de color marrón corresponde al material galvanizado y línea con puntos de color azul relaciona al material acrílico opaco.

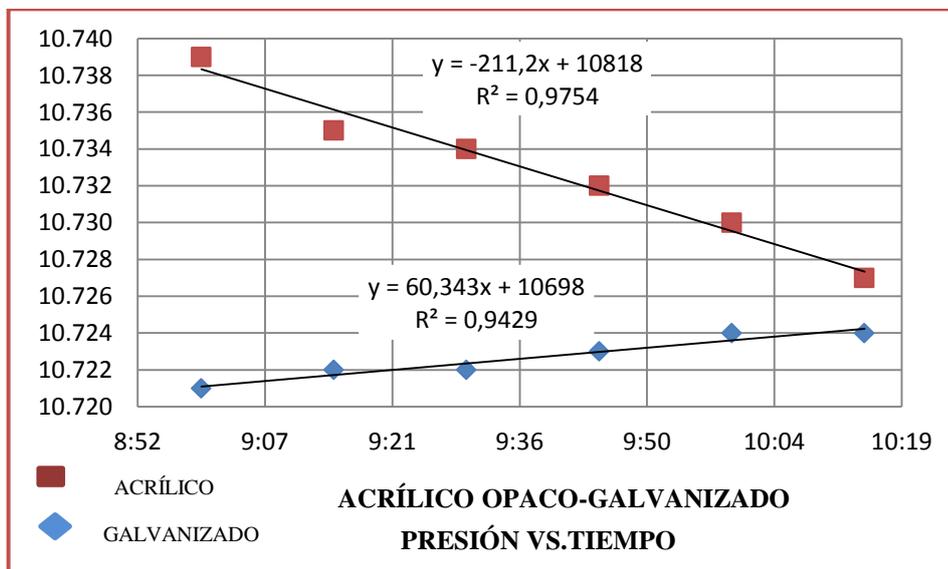
b) **Humedad Relativa.**-Se tomaron datos de porcentajes de humedad en un mismo tiempo de una sola posición, se han escogido las más relevantes dadas en el punto 1.40



Gráfica 4.19 humedad -tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

El porcentaje de humedad en el acero galvanizado crece con respecto al tiempo, mientras que en el acrílico opaco decrece. La línea de tendencia con puntos de color marrón corresponde al material galvanizado, y línea con puntos de color azul relaciona al material acrílico opaco.

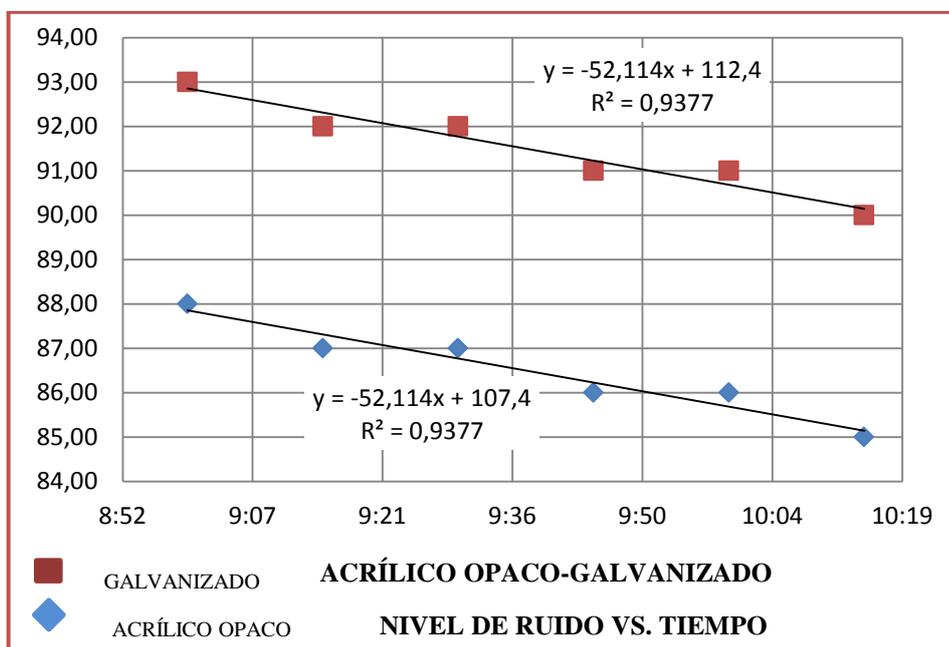


Gráfica 4.20 presión -tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

c) **Presión.**-Se tomaron datos presión en un mismo tiempo de una sola posición, se han escogido las más relevantes dadas en el punto 1.40

En el ducto de acrílico opaco la presión decrece y en el acero galvanizado crece con relación al tiempo La línea de tendencia con puntos de color marrón corresponde al material plástico y línea con puntos de color azul relaciona al material acero galvanizado.



Gráfica 4.21 Nivel de ruido -tiempo

FUENTE: Franklin Alcocer

d) **Nivel de ruido.**-Se tomaron datos de ruido en un mismo tiempo de una sola posición, se han escogido las más relevantes dadas en el punto 1.40

En el ducto de acero galvanizado el nivel de ruido crece y en acrílico opaco decrece con relación al tiempo La línea de tendencia con puntos de color marrón corresponde al material acero galvanizado, y línea con puntos de color azul relaciona al material plástico.

4.3. VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS:

4.3.1 Hipótesis nula H0

Se podría usar un material polímero alternativo para la construcción de ductos que no presente variaciones significativas en cuanto a nivel de ruido, temperaturas exteriores, que influyen en el ahorro energético.

4.3.2 Hipótesis nula H1

Se podría usar un material polímero alternativo para la construcción de ductos que existan variaciones significativas en cuanto a nivel de ruido, temperaturas exteriores, que influye en el ahorro energético.

4.3.3 Comprobación de la hipótesis prueba t

Mediante la utilización del método de comprobación de prueba t ,datos tomados de la tabla 4.1 para diferentes temperaturas internas en ductos de acero galvanizado y acrílico opaco se ha encontrado que no existe diferencias significativas al 5% como al 1% por lo tanto se rechaza la H1 y se acepta la Ho.

TABLA 4.2 PRUEBA T AL 1% Y 5% EN TEMPERATURAS INTERNAS

TEMPERATURAS INTERNAS	T°C 22.8	T°C 21.9
Media	23.81724138	23.70689655
Varianza	0.820049261	0.652807882
Observaciones	29	29
Coeficiente de correlación de Pearson	0.150173577	
Diferencia hipotética de las medias	0	
Grados de libertad	28	
Estadístico t	0.530832515	
P(T<=t) una cola	0.299860242	
Valor crítico de t (una cola)	1.701130908	
P(T<=t) dos colas	0.599720484	
Valor crítico de t (dos colas)	2.048407115	

FUENTE: Franklin Alcocer

Mediante la utilización del método de comprobación de prueba t para niveles de ruido en ductos de diferente material se ha encontrado que si existe diferencias significativas al 5% como al 1% por lo tanto se rechaza la H_0 y se acepta la H_1 .

TABLA 4.3 PRUEBA T CON NIVEL DE RUIDO

NIVELES DE RUIDO (db)	87	89
Media	87.03448276	91.03448276
Varianza	2.034482759	1.10591133
Observaciones	29	29
Coefficiente de correlación de Pearson	-0.167489265	
Diferencia hipotética de las medias	0	
Grados de libertad	28	
Estadístico t	-11.28594476	
P(T<=t) una cola	3.12209E-12	
Valor crítico de t (una cola)	1.701130908	
P(T<=t) dos colas	6.24419E-12	
Valor crítico de t (dos colas)	2.048407115	

FUENTE: Franklin Alcocer

Mediante la utilización del método de comprobación de prueba t para temperaturas externas en ductos de diferente material se ha encontrado que si existe diferencias significativas al 5% como al 1% por lo tanto se rechaza la H_0 y se acepta la H_1 .

TABLA 4.4 TEMPERATURAS EXTERNAS

TEMPERATURAS EXTERNAS	T°C	T°C
Media	21.20333333	16.28333333
Varianza	1.782402299	6.079367816
Observaciones	30	30
Coefficiente de correlación de Pearson	0.31375519	
Diferencia hipotética de las medias	0	
Grados de libertad	29	
Estadístico t	11.19325439	
P(T<=t) una cola	2.40939E-12	
Valor crítico de t (una cola)	2.46202135	
P(T<=t) dos colas	4.81878E-12	
Valor crítico de t (dos colas)	2.756385902	

FUENTE: Franklin Alcocer

Por medio del estudio realizado se ha tomado en cuenta los parámetros que más influyen para la comprobación de la hipótesis como son: las temperaturas internas, las temperaturas externas, y la influencia del nivel sonoro tanto así se ha rechazado la hipótesis nula H_0 y se acepta la H_1 .

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- ✓ Se analizó el comportamiento de las temperaturas externas e internas, en ductos de acero galvanizado y acrílico opaco en distintos puntos de medición en secciones de ductos y se determinó el incremento de temperaturas externas e internas con respecto al material acero galvanizado.
- ✓ Se ejecutó comparaciones de gráficas entre ductos de aire acondicionado en porcentajes de humedad dando como resultado el 87% con respecto a la línea de tendencia en material galvanizado y un 96 % en material acrílico opaco.
- ✓ Se analizó y se comparó las gráficas de los resultados obtenidos en nivel de ruido en secciones de ductos logrando obtener 92 (db) en acero galvanizado y 86 (db) en acrílico opaco.
- ✓ Con respecto a los niveles de ruido se midió de acuerdo a la norma 300/96 AMCA donde se determinó la variación significativa de decibeles en ductos de acero galvanizado y acrílico opaco.
- ✓ Los datos recogidos de temperaturas en un mismo tiempo determinado dieron como resultado en material acrílico opaco, un ahorro en consumo de energía dado que el tiempo de calentamiento en ducto plástico es menor con respecto al acero galvanizado, y en costos de materia prima.

5.2 RECOMENDACIONES

- ✓ Antes de construir el sistema de ventilación, analizar la forma más eficiente de obtener los datos requeridos en sección de ducto cuadrado.
- ✓ Antes de tomar la muestra y verificar que los instrumentos de medición estén correctamente calibrados, es importante que el ventilador y la caja de resistencias estén funcionando durante por lo menos 5 minutos.
- ✓ Realizar las mediciones de temperaturas externas a 50 cm del punto de contacto del ducto tanto en acrílico opaco como en acero galvanizado.
- ✓ Las mediciones de temperaturas internas, presión, velocidad, y porcentajes de humedad se las debe realizar en los puntos destinados cercanos al centro de gravedad de la sección cuadrada.
- ✓ Los niveles de ruido deben ser tomados a 1m de distancia del oído humano por cumplir con la norma de seguridad.
- ✓ En base a lo observado en el banco de pruebas se recomienda que en la ubicación del ventilador en la parte de la succión se utilice una malla de protección.

CAPÍTULO VI

PROPUESTA

6.1 DATOS INFORMATIVOS

TEMA:

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE DUCTOS PLÁSTICOS PARA CALEFACCIÓN EN EL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO.”

PERSONAL EJECUTORIO:	
Ejecutor:	Egdo.Franklin Alcocer
UBICACIÓN:	
Institución:	Universidad Técnica de Ambato. Campus Huachi.
Facultad:	Ingeniería Civil y Mecánica
Carrera:	Ingeniería Mecánica
Laboratorio:	Energía.
BENEFICIARIO:	
Facultad:	Ingeniería Civil y Mecánica
Carrera:	Ingeniería Mecánica

6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA

De la investigación previa al usar ductos de plástico se encontró resultados como: temperaturas de pared exterior más altas en un menor tiempo de funcionamiento del prototipo y niveles de ruido bajos.

6.3 JUSTIFICACIÓN

Los beneficios al utilizar ductos de material plástico en un sistema de calefacción se basa en el bajo costo de materia prima, el costo de energía que se utiliza en estos tipos de ductos es relativamente bajo con respecto al acero galvanizado dando como resultado un ahorro energético y una disminución de contaminación auditiva.

6.4 OBJETIVOS

- Realizar un balance de energía en el ducto
- Determinar los caudales principales del sistema de calefacción aplicable para el laboratorio de Energía de la FICM.
- Seleccionar una unidad manejadora de aire y accesorios para el sistema de calefacción.

6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD

6.5.1 Análisis Técnico

En el diseño del sistema de ductos de materiales plásticos para calefacción en el laboratorio de Energía de la FICM se propone un trazado de 50m de ducto para abastecer un área total de 238 m² entre Neumática, Electrónica, y Energía.

No se considera la línea de ducto de retorno por cuanto el laboratorio cuenta con el número de ventanas suficiente y de acuerdo a la actividad que se realiza no se requiere una renovación de aire específico.

6.5.2 Análisis Económico

Se consideró la ventaja económica de usar ducto plástico en lugar de ducto metálico galvanizado.

TABLA 6-3 COSTO DE MATERIALES Y MANO DE OBRA PARA DUCTOS DE PLÁSTICO

DENOMINACIÓN	CANTIDAD (U)	PRECIO UNITARIO (USD)	PRECIO TOTAL (USD)
Plancha de plástico opaco e=0.90mm 120m ² x 120m ²	65	18.00	1170
Mano de Obra	1	400	400
TOTAL			1570

FUENTE: Franklin Alcocer

TABLA 6-4 COSTO PROMEDIO DE FUNCIONAMIENTO DUCTO ACRÍLICO

DENOMINACIÓN	POTENCIA KW	COSTO (USD)/KWh	TIEMPO (h)	COSTO (USD) DÍA	COSTOS (USD) MES
Resistencia eléctrica	12	0.16	1	1.92	38.4
Motor Eléctrico Ventilador	0.373	0.16	1	0.06	1.20
TOTAL				1.98	39.60

FUENTE: Franklin Alcocer

En la tabla 6.4 podemos deducir de que este valor es de un día de pleno funcionamiento de 2 horas el cual el equipo se enciende por 15 minutos y se detiene por los otros 15 minutos siguientes durante 1 hora en la mañana y noche el cual el costo total $1.98 \text{ USD/día} \times 20 \text{ día} = 39.60 \text{ USD/mes} \times 12 \text{mes} = 475.20 \text{ USD/Año}$.

TABLA 6-6 COMPARACIÓN DE AHORRO ENERGÉTICO EN DUCTOS

DENOMINACIÓN	TIEMPO DÍA (HORAS)	CONSUMO KWh	COSTO (USD) DÍA	COSTO (USD) MES	COSTO (USD) AÑO
ACRÍLICO OPACO	1	0.160	1.98	39.60	475.20
GALVANIZADO	2	0.160	3.96	79.20	950.4

FUENTE: Franklin Alcocer

En la tabla 6-6 existe un ahorro en consumo energético de 475.20 USD en ductos de plástico con relación a ductos de acero galvanizado.

6.5.3 Inversión en ductos plásticos

Para el análisis económico se ha tomado la mano de obra, costo de materiales en ductos plásticos y el ahorro que se obtiene en un año de consumo con respecto a ductos de acero galvanizado a una tasa recomendada según Factor Riesgo País en Ecuador el 12% una tasa de descuento para proyectos de investigación, obteniendo una ganancia de (VAN) 143.0 USD y una tasa interna de retorno (TIR) del 15 % en 5 Años de inversión.

TABLA 6-7 INVERSIÓN Vs. AHORRO EN DUCTOS PLÁSTICOS

Inversión AÑOS	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5
AHORRO EN DUCTO PLÁSTICO \$	475.20	475.20	475.20	475.20	475.20

Mano de obra \$	1570
Tasa	12%
Van =	143.0
Tir =	15. %

FUENTE: Franklin Alcocer

6.6 FUNDAMENTACIÓN

6.6.1 Velocidades recomendadas y caudales

Existen dos modelos de instalaciones denominados de alta velocidad y de baja velocidad. Las primeras llevan velocidades por encima de los 10/12 m/s con presiones estáticas superiores a 50 mm c.d.a y requieren una serie de condiciones que las hacen particularmente especiales dependiendo su aplicación.

Las segundas instalaciones de baja velocidad son empleadas para climatización resueltas por equipos autónomos y su velocidad máxima no supera los 10/12 m/s y su presión máxima está entre 100/150 pascales a lo largo de recorrido del conducto.

TABLA 6.8 VELOCIDADES MÁXIMAS RECOMENDADAS

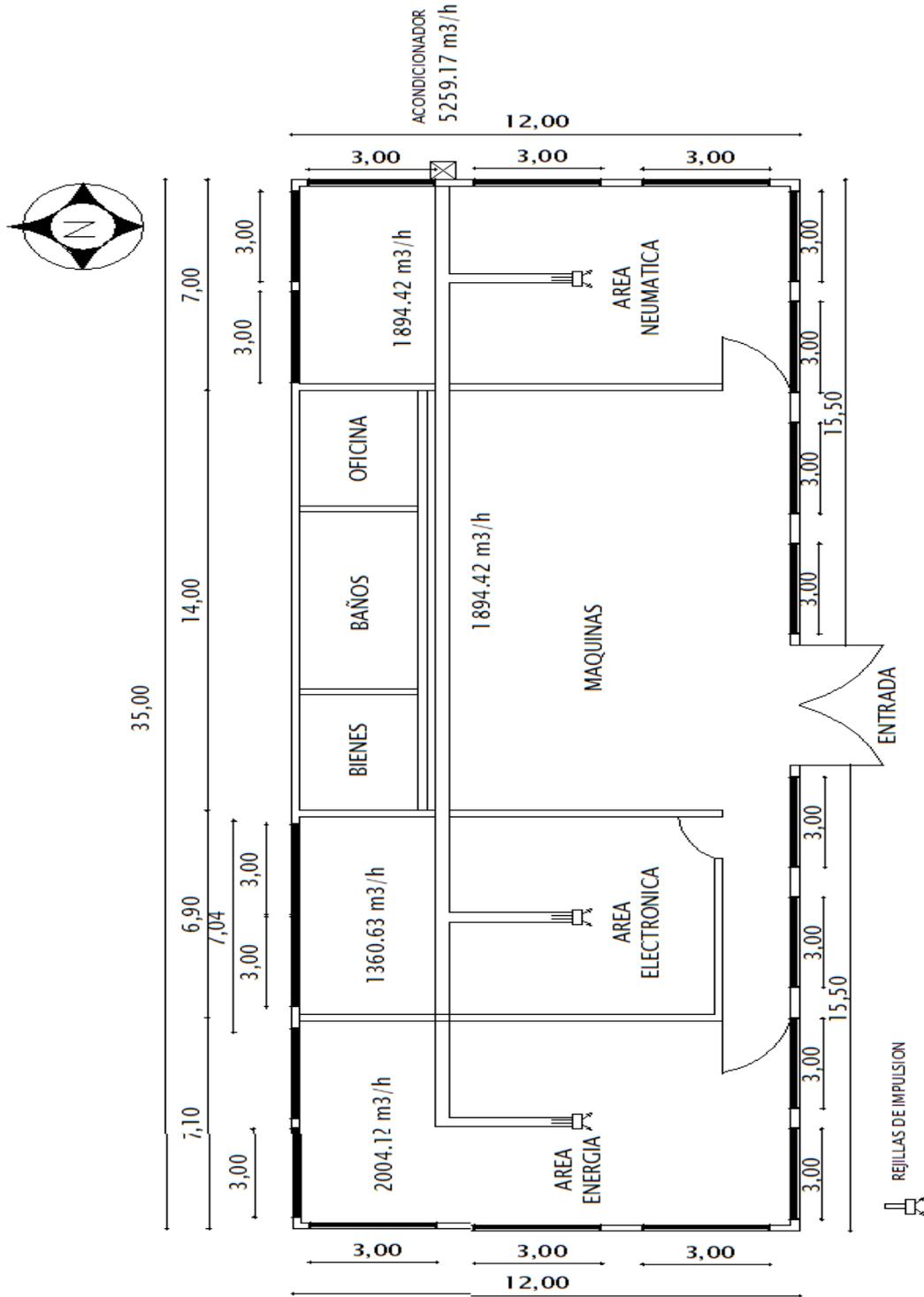
APLICACIÓN	VELOCIDAD MÁXIMA DEL AIRE EN CONDUCTOS (m/s)
Mansiones, salones regios	2,5 a 3
Viviendas, iglesias, oficinas	2,5 a 4
Dormitorios de hotel	2,5 a 4
Teatros	4
Cines	5
Grandes Almacenes	6 a 10

FUENTE: Manual de Carnicer Royo

En este caso la velocidad máxima requerida para el diseño de la calefacción se tomara un valor de 4m/s en tablas experimentales por acercarse a un local con algunas oficinas en funcionamiento.

El valor óptimo de la relación entre los lados es de 1:1 es decir de figura cuadrada debiendo ser (a) mayor o igual que (b)

FIGURA 6.1 CROQUIS DEL LABORATORIO DE INGENIERÍA MECÁNICA
 FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
 UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO



FUENTE: Franklin Alcocer

En el croquis de diseño (Laboratorio de Ingeniería Mecánica) podemos contemplar el área de descanso, ventanas de orientación NO S N y NE contabilizaremos las ventanas con orientación de más carga en este caso será la NO Y NE.

6.6.2 Cálculos de Carga Térmica

TABLA 6.9 CALCULO DE CAUDALES Y FRIGORÍAS

CÁLCULOS DE CAUDALES			
LABORATORIO DE INGENIERÍA MECÁNICA	ENERGÍA	ELECTRÓNICA	NEUMÁTICA
CALORES	Kcal/h	Kcal/h	Kcal/h
GANANCIA DE CALOR POR RADIACIÓN SOLAR			
VENTANAS N0 (27m2)	1614	0	1614
VENTANAS N=0	0	0	0
VENTANAS (48 m2)	322.8	0	0
PAREDES Y MUROS			
MUROS EXTERIORES e=25 cm	639.6	172.2	590.4
MUROS INTERIORES e=25cm	246	467.4	243.29
TECHO O TEJADO	629.46	516.48	617.35
PISO	629.46	516.48	617.35
PERSONAS Y VENTILACIÓN (60 personas)	3000	3000	3000
LAMPARAS Y EQUIPO ELÉCTRICO	206.4	275.2	206.4
PUERTAS Y ARCOS (PUERTAS ABIERTAS)	0	0	0
SUMA TOTAL Frig/h x 1.10	8016.492	5442.536	7577.67
CAUDAL EN m3/h x 0.25	2004.123	1360.634	1894.42

SUMA TOTAL Frig/h	21036.70
CAUDAL TOTAL m3/h	5259.17

FUENTE: Franklin Alcocer

Según Carnicer pag.100 es frecuente referirse a las cargas en términos de frigorías/hora o Kcal/h denominándose carga térmica a cualquier agente cuyo efecto sea el de modificar la temperatura, humedad absoluta del espacio acondicionado dando como resultado la suma total de 21036.70 frig/h = 21036.70 Kcal/h

Ganancia de calor por radiación solar

En el croquis podemos contemplar que el local tiene un área de ventanas de 6m² con orientación al NO tan solo se contabilizó las ventanas con mayor carga, multiplicado por el factor de uso 269. Las ventanas en el costado S 4m² por un factor de uso de 80.70 establecidas en la tabla 6.10.

Paredes y Muros

Se contabilizaron por separado los muros exteriores e interiores con un espesor de pared de 25cm y un total de 26m multiplicado por un factor de construcción de 24.60 para las 3 áreas de Energía, Electrónica, Neumática.

Techo o Tejado

Los pisos ocupados del local ingresamos con el área total 78m² multiplicado por un factor de aislamiento de 8.07 para techo y tejado.

Personas y Ventilación

El número de personas de 20 por laboratorio y por lo tanto será 60 multiplicado por un factor de 150.

Lámparas y equipo eléctrico en funcionamiento

Se evalúan 6 lámparas de 40w cada uno de los laboratorios multiplicado por un factor de carga de 0.86.

Puertas y Arcos

Se ha considerado puertas continuamente abiertas y un espacio no acondicionado.

Suma total y carga de enfriamiento

Se suman los resultados en Kcal/h obtenidos para los laboratorios de Energía Neumática Electrónica, y aplicando un factor de corrección de 1.10 el total es:
21036.70 frig/h = 21036.70 Kcal/h

Caudal Máximo

Se obtiene de la igualdad:

$$\text{Caudal m}^3/\text{h} = \text{Frigorías/h} \times 0.25$$

$$21036.70 \text{ Kcal/h} \times 0.25 = 5259.17\text{m}^3/\text{h} \text{ datos de la tabla 6.9}$$

**TABLA 6.10 CÁLCULO DE CARGA DE ENFRIAMIENTO PARA
ACONDICIONADORES DE AIRE DE VENTANA Y CONSOLA**

Apartado	Dimension	Factor				Carga de enfriamiento frigorías x hora dimensión x hora
		Uso de día			Uso de noche solamente	
1.VENTANAS: Ganancia del calor del sol usar solamente la orientacion con mayor carga	Metros cuadrados	No Sombreados	Sombreados o con cortinas	Con Toldos exteriores		
a)Nordeste-----		161.40	67.25	53.80	0	Indicar sólo una
b)Este-----		269.00	107.60	67.25	0	
c)Sudeste-----		201.75	80.70	53.80	0	
d)Sur-----		201.75	94.15	53.80	0	
e)Sudoeste-----		295.90	121.05	80.70	0	
f)Oeste-----		403.50	174.85	121.06	0	
g)Noroeste-----		322.80	134.50	94.15	0	
h)Norte-----		0.00	0.00	0.00	0	
2.VENTANAS: Transmision de calor Ganancia Total de las ventanas no incluidas en 1	Metros cuadrados					
a)Cristal sencillo		37,66			37,66	
b)Doble cristal o ladrillo de vidrio		18,96			18,83	
3.PAREDES -a)Exterior	Metros lineales	Ligera	Construcción	Pesada		
Orientado al Norte		16,40		24,60	24,60	
Otra orientación		24,60		49,20	24,60	
b)Interior Solamente cuando el local del otro lado de la pared no tiene acondicionamiento de aire		24,60			24,60	
4.TEJADO O TECHO (Usar uno solamente)	Metros cuadrados					
a)Tejado - No aislado			51,11		13,45	
b)Tejado-Aislado			21,52		8,07	
c)Techo-Bajo piso ocupado			8,07		8,07	
d)Techo-aislado-Bajo atico			13,45		10,76	
e)Techo-no aislado Bajo atico			32,28		18,83	
5.PISO (No usar cuando esta sobre el suelo o sótano)	Metros cuadrados	8,07			8,07	
6.PERSONAS Y VENTILACION (Numero de Personas)		150			150	
7.LAMPARAS Y EQUIPO ELECTRICO EN USO	Vatios	0,86			0,86	
8.PUERTAS Y ARCOS Continuamente abiertos a un espacio no acondicionado	Metros lineales	246			246	
9.SUMA TOTAL						
10.TOTAL CARGA DE ENFRIAMIENTO		(Apartado 9)x1.10 (factor de correccion)=				

FUENTE: Manual de Carnicer Royo

6.6.3 Cálculo de Caudales y Conductos de aire

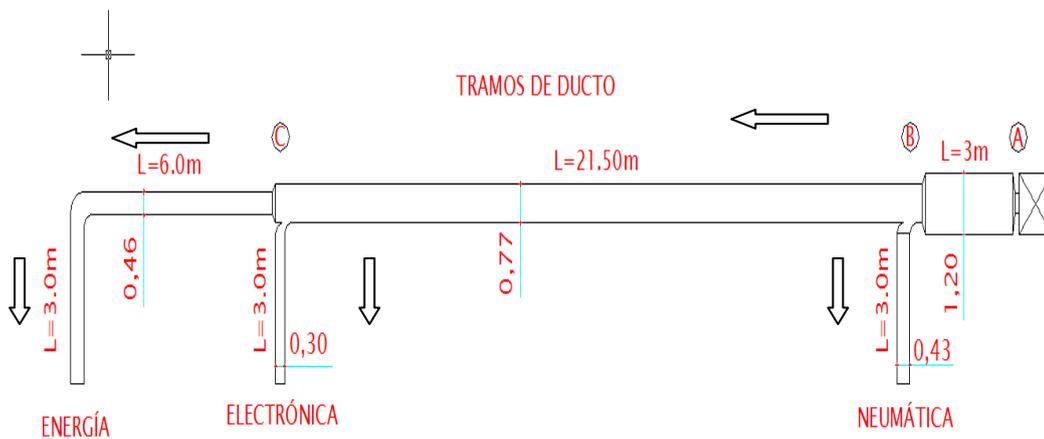
Este cálculo se basa en la determinación de la sección de conducciones y de la cantidad de aire que pasara por los mismos como se indica en la tabla 6.10

Dado los parámetros concernientes a la red de conductos establecemos:

Para un acercamiento al caudal de aire debemos repartir a cada dependencia unas vez localizadas las frigorías totales o parciales.

$$\text{Caudal m}^3/\text{h} = \text{Frig}/\text{h} \times 0.23$$

FIGURA 6.2 TRAMOS DE DUCTO



FUENTE: Franklin Alcocer

Uniformizamos la altura de los ductos a 30 cm con lo cual se obtienen los siguientes anchos de ducto en la tabla 6.11

TABLA 6.11 CÁLCULO DE ÁREAS Y SECCIONES EN CONDUCTOS DE AIRE

TRAMOS DE DUCTO	CARGA (Kcal/h)	CAUDAL (m ³ /h)	VELOCIDAD (m/s)	ÁREA (m ²)	DUCTO RECTANGULAR (m)
A-B	21036.70	5259.17	4	0.36	1.21
B NEUMÁTICA	7577.67	1894.42	4	0.13	0.43
B-C	13020.2	3364.75	4	0.23	0.77
C ELECTRÓNICA	5442.54	1360.63	4	0.094	0.30
C ENERGÍA	8016.49	2004.13	4	0.13	0.46

FUENTE: Franklin Alcocer

6.6.4 Cálculos de Calores

6.6.4.1 Calor perdido en paredes

k para acero galvanizado

$$k_{AC} = 1.5 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

k para plástico

$$k_{PL} = 0.06 \frac{W}{m \cdot ^\circ K}$$

Fuente: libro de Fundamentos de Transferencia de calor de Frank.Incropera pag.833 tabla A.3.

Con la finalidad de que los calores sean comparables a efectos de análisis se tomaran los siguientes gradientes de temperaturas a partir de las pruebas experimentales del Capítulo 4

Gradiente de Temperatura mínima en acero galvanizado $0.5^\circ C$ (Pruebas experimentales)

Gradiente de Temperatura máxima en plástico $4.4^\circ C$ (Pruebas experimentales)

Área $9m^2$.(corresponde a $L= 3m$ tramo A Neumática

$$q = (A) \frac{(T_{pi} - T_{pe})}{\frac{L}{K}} = KW$$

Reemplazando se obtiene:

$$q_{Ag} = (9m^2) \frac{0.5^\circ C}{\frac{0.001m}{1.5w/m^\circ K}} = 67500 W = 65.7 KW$$

$$q_{Pl} = (9m^2) \frac{4.4^\circ C}{\frac{0.001m}{0.06w/m^\circ K}} = 2376 W = 2.37 KW$$

6.6.4.2 Calor ganado por el aire

$Q_{plástico} < q_{acero\ galvanizado}$

Se justifica debido a que el plástico es usado comúnmente como aislamiento térmico.

ÁREA DEL TRAMO A

$$A = 1.20\text{m} \times 0.30 = 0.36 \text{ m}^2$$

$$V = 4 \text{ m/s}$$

$$P = 90\text{Kpa}$$

$$R = 0.287 \text{ KJ/Kg.}^\circ\text{K}$$

$$T = 296 \text{ K}$$

$$C_p = 1.005 \text{ KJ/Kg}$$

$$P \cdot A \cdot V = \dot{m} \cdot R \cdot T$$

$$m = \frac{P \cdot A \cdot V}{R \cdot T} = \frac{90(0.36)(4)}{0.287(296)} \text{ m} = 1.52 \text{ kg/s}$$

$$q = c_p (T_2 - T_1)$$

$$q = 1.005 \text{ KJ/Kg}(23-15)^\circ\text{C} = 8.04 \text{ KJ/Kg}$$

$$Q = \dot{m} \times q$$

$$Q = 1.52 \text{ kg/s} \times 8.04 \text{ KJ/Kg} = 12.22 \text{ Kw.}$$

6.6.5 Selección de la Unidad Manejadora de Aire

La selección del equipo está determinada de acuerdo al diseño planteado para este proyecto que va acorde con los parámetros anteriormente calculados como la capacidad energética, el caudal nominal y la potencia calorífica.

El caudal para la instalación es de 5259.17 m³/h para este proyecto se escogerá un modelo CJBC-3333-6M 1 de 5400 m³/h. de fabricación Chilena.

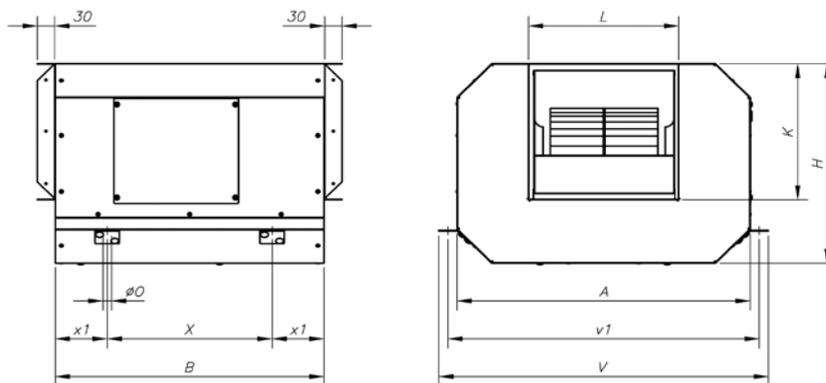


FIGURA 6.3 UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

FUENTE: Catálogo de Ventiladores de Baja Presión Sodeca pg.19

6.6.6 Selección del tipo de rejillas

El último paso en la distribución de aire acondicionado son las bocas de entrada y salida del mismo que recogen o entregan el aire al espacio acondicionado debiendo tener presente que el flujo sea uniforme en toda la superficie de descarga, la selección correcta de estos elementos de distribución de aire es de máxima importancia en el acondicionamiento para garantizar una adecuada proporción de bienestar en los espacios tratados.

Como regla general la velocidad del aire no tendría que superar el valor de 0.25m/s en sitios de normal ocupación, y una altura del suelo inferior a 2m, conforme a la norma IT.IC.02.4, por encima de estos valores se produce un efecto desagradable.

Y por debajo de 0.1 m/s se puede dar una sensación de ahogo, de falta de aire que ocasiona incomodidades y la sensación mas optima tendríamos al ampliar este valor a 0.15 m/s.

Se seleccionó rejillas de impulsión de la tabla 6.12

TABLA 6.12 SELECCIÓN RÁPIDA DE REJILLAS

REJILLAS DE IMPULSION					REJILLAS DE RETORNO			
Caudal aire m ³ /h	Dimensiones nominales	Ap m/m c.d.a.	Alcance m	dB (A)	Caudal aire m ³ /h	Dimensiones nominales	Ap m/m c.d.a.	dB (A)
200	200 X 100	1,5	4,8	18	200	250 X 100	2,2	27
250	250 X 100	1,5	5,6	20	250	300 X 100 200 X 150	2,2	31
300	300 X 100 200 X 150	1,4	6,4	21	300	350 X 100	2,2	31
350	350 X 100	1,3	6,8	23	350	400 X 100 250 X 150	2,2	31
400	400 X 100 250 X 150	1,3	7,2	25	400	450 X 100 300 X 150	2,2	32
450	450 X 100 300 X 150	1,2	7,6	25	500	600 X 100 400 X 150 300 X 200	1,7	32
500	500 X 100 350 X 150 250 X 200	1,1	7,6	24	600	700 X 100 450 X 150 350 X 200	2	32
550	500 X 100 350 X 150 250 X 200	1,3	8	27	700	500 X 150 400 X 200 300 X 250	2	35
600	600 X 100 400 X 150 300 X 200	1,2	8,4	24	800	600 X 150 450 X 200 350 X 250	2,2	35
650	600 X 100 400 X 150 300 X 200	1,3	9,6	26	900	700 X 150 500 X 200 400 X 250	2	36
700	700 X 100 450 X 150 350 X 200	1,1	9,6	27	1.000	800 X 150 600 X 200 500 X 250	1,7	35
750	700 X 100 450 X 150 350 X 200	1,2	10	28	1.200	700 X 200 450 X 300 400 X 350	2	36
800	800 X 100 500 X 150 400 X 200	1,2	10,4	28	1.400	700 X 250 500 X 300 500 X 350	1,1	36
900	800 X 100 500 X 150 400 X 200	1,3	11,6	31	1.600	800 X 250 700 X 300 600 X 350	1,4	36
1.000	800 X 150 450 X 200 350 X 250	1,3	12	31	1.800	1.000 X 250 800 X 300 700 X 350	1,1	35

FUENTE: Manual de Carnicer Royo

Se seleccionó 6 rejillas de impulsión de doble deflexión con aletas en sentido vertical y en horizontal, la ventaja de estos accesorios es que proporcionan una mejor distribución del aire, ya que es posible controlar la dirección del aire en los dos sentidos.



FIGURA 6.4 REJILLAS DE IMPULSIÓN

FUENTE: Difusión de aire no motorizada

TABLA 6.13 REJILLAS DE IMPULSIÓN

ÁREA	CAUDALm³/h	Dimensiones Nominales (mm)	Numero de Rejillas
Neumática	1894.42	400 x 200	2
Electrónica	1360.63	300 x 200	2
Energía	2004.13	350 x 250	2

FUENTE: Manual de Carnicer Royo

6.7 METODOLOGÍA

En base a la selección de los materiales se procedió a realizar el diseño de un sistema de ductos plásticos para calefacción en el laboratorio de energía de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

6.7.1 Parámetros para el diseño de la red de ductos

Se determinaron los parámetros de diseño como el tipo de material a utilizarse para la construcción de la red de ductos tipo plástico como una alternativa optima tanto en consumo de energía, costos de materia prima, nivel de ruido moderado.

6.7.2 Caudal del equipo acondicionador

Además se realizó los cálculos para determinar el caudal principal y los secundarios en ductos.

6.7.3 Secciones de ducto

Utilizando la distribución de los caudales se calculó las secciones para ductos plásticos.

6.7.4 Selección del equipo y accesorios

Se realizó la selección de la Unidad Manejadora de Aire de acuerdo con el caudal total calculado, y se revisó en catálogos las curvas de ventilación.

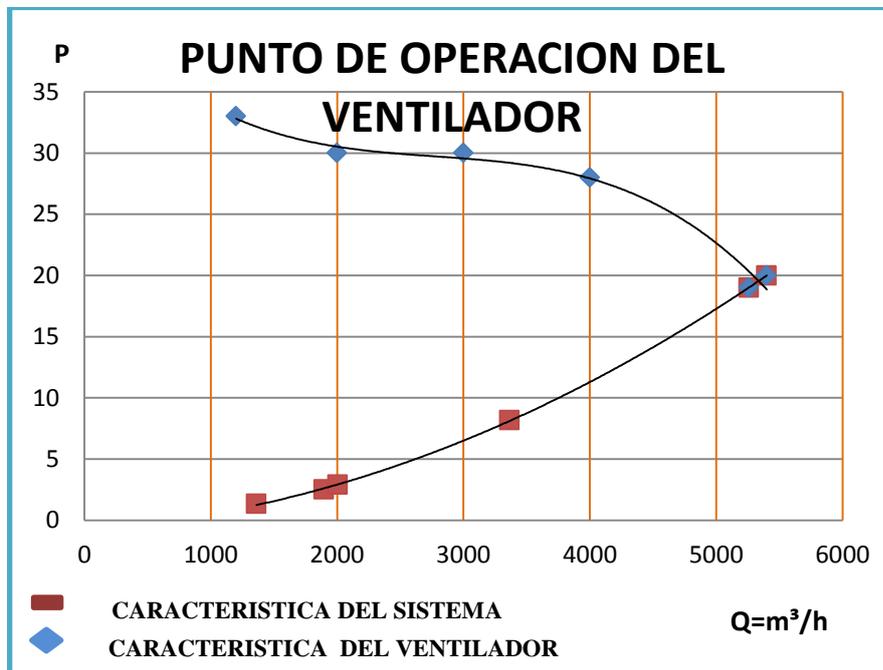
TABLA 6.14 PUNTO DE OPERACIÓN DEL VENTILADOR

PUNTO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA			
PÉRDIDA DE CARGA mm.c.a	Q m³/h	PÉRDIDA DE CARGA mm.c.a VENTILADOR	Q m³/h
1.33	1360.63	33	1200
2.5	1894.42	30	2000
2.9	2004.13	30	3000
8.18	3364.75	28	4000
19	5259.7	20	5400
20	5400	19	5259.7

Fuente: franklin Alcocer

Una vez ingresado los datos del sistema de ventilación y las características del ventilador, (punto real y curva de ventilación) procedemos a graficar el punto de operación dando como resultado la pérdida de carga y un Caudal cercano al escogido en catálogos. Ver Anexo 3.

GRAFICA 6.1 PUNTO DE OPERACIÓN DEL VENTILADOR



Fuente: Franklin Alcocer

Se puede comprobar que la pérdida de carga de una conducción varía proporcionalmente con el cuadrado del caudal según la ecuación 6.1

$$P_2 = P_1 \left[\frac{Q_1}{Q_2} \right]$$

6.1

P_2 = Perdida de carga

P_1 = Carga Inicial

Q_1 = Caudal determinado

Q_2 = Caudal asumido

Se seleccionó rejillas de impulsión para la buena distribución del aire de acuerdo con el manual de Aire acondicionado de Carnicer y en catálogos de fabricantes existentes en el mercado. Ver Anexo 2.

TABLA 6.15 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DEL EQUIPO MANEJADOR DE AIRE.

PARÁMETRO	VALOR
Potencia generada (kw)	0.75
Caudal máximo (m ³ /h)	5400
Nivel sonoro (db)	70
Velocidad (rpm)	900
Peso aproximado (kg)	38.3
Potencia generada de la resistencia (Kw)	12.2
Temperatura inicial (°C)	15
Temperatura final (°C)	23
Caudal máximo en rejillas de impulsión (m ³ /h)	900
Nivel sonoro en rejillas de impulsión (db)	36
Alcance de montaje de rejillas (m)	11.6
Velocidad del aire (m/s)	4

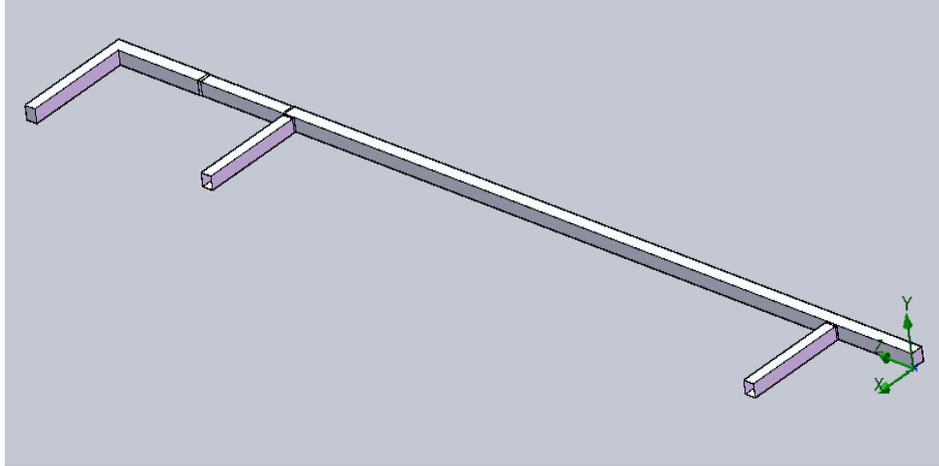
FUENTE: Franklin Alcocer

6.7.5 Modelación del sistema de ductos

Se procede a dibujar cada uno de los tramos de ducto con sus respectivas dimensiones y normas técnicas para el diseño correspondiente.

- a) **Ductos.-** Los ductos están diseñados con material plástico con un espesor de 0.9 mm con tres diferentes secciones según lo calculado.

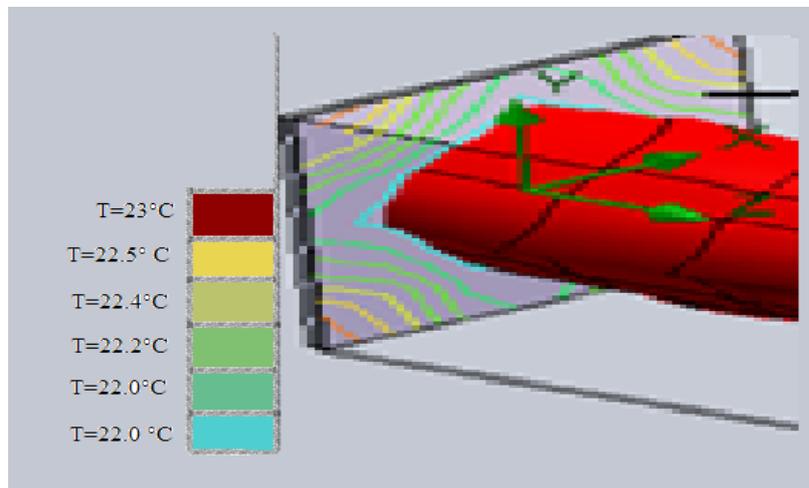
FIGURA 6.5 SISTEMA DE DUCTOS



FUENTE: Franklin Alcocer

La sección de ducto para el área de Energía es de 0.37 m x 0.40 m y una longitud de 6.50 m.

FIGURA 6.6 DETALLE DE LA DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURAS



FUENTE: Franklin Alcocer

La sección del ducto para el área de electrónica es de 0.31 m x 0.35 m con una longitud de 9.60 m.

La sección del ducto para el área de neumática es de 0.36 m x 0.40 m y una longitud de 24 m.

- b) **Unidad manejadora de aire.**-El equipo calefactor tiene las siguientes dimensiones 760 mm de ancho x 535 mm de altura y una sección de boca de 379 mm.

6.7.6 Costo total del sistema con ductos plásticos

TABLA 6-15 COSTO DE RECURSOS HUMANOS

DENOMINACIÓN	COSTOS (USD)
Mano de obra para la construcción de ductos	1000
Mano de obra para la conexión del sistema eléctrico	250
TOTAL	1250

FUENTE: Franklin Alcocer

TABLA 6-16: COSTO TOTAL DE MATERIALES PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE CALEFACCIÓN

DENOMINACIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (USD)	PRECIO TOTAL (USD)
Plancha de plástico opaco e=0.90mm 120m ² x 120m ²	65	18.00	1170
Equipo de ventilación modelo CJBC-3333-6M	1	700.00	700.00
Resistencia eléctrica 12kw	1	50	50.00
Codos 90° en plástico	3	10	30.00
Rejillas de impulsión	3	40.00	120.00
Soportes, remaches, pintura			150.00
Otros		100.00	100.00
TOTAL			2320.00

FUENTE: Franklin Alcocer

TABLA 6-17 COSTO DE RECURSOS TOTALES

DENOMINACIÓN	COSTOS(USD)
Recursos Humanos	1250.00
Recursos Materiales	2320.00
TOTAL	3570.00

FUENTE: Franklin Alcocer

6.8 ADMINISTRACIÓN

Los técnicos o ayudantes de los laboratorios de Ingeniería Mecánica en las áreas de: Neumática, Electrónica y Energía tienen la responsabilidad de administrar los bienes de los laboratorios y destinar los instrumentos de medición, herramientas, dispositivos, necesarios tanto a profesores como estudiantes para el desarrollo de proyectos de investigación

6.8.1 Plan de Mantenimiento

El Mantenimiento que se realizará en la unidad manejadora de aire es de tipo preventivo.

Se realizará la verificación de sonido.

Se colocará grasa o aceite en el eje del ventilador

Se verificará el estado de la carcasa de la unidad manejadora de aire

Se revisará la caja de control eléctrico.

6.9 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN

En este ítem se incorporó el plan de operación y mantenimiento de un sistema de ductos plásticos para calefacción en el laboratorio de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad técnica de Ambato.

6.9.1 Guía de Operación

Arranque para la operación diaria

Un arranque exitoso requiere de la preparación adecuada por parte del encargado o ayudante de laboratorio:

- La caja de control
- La rejillas
- Ductos

El equipo calefactor se encenderá en las mañanas y en las tardes en intervalos de 15 minutos con un tiempo de duración total por día de 2 horas.

Inspección previa al encendido de la unidad manejadora de aire

- Camine alrededor del equipo acondicionador y verifique su integridad física, los accesorios, y ductos.
- Verifique que las rejillas no estén llenas de polvo.
- Regule apropiadamente la temperatura de calefacción según el estado del tiempo.

Encendido

Determine el tipo de arranque requerido con una conexión bifásica para el funcionamiento del equipo.

Limpieza de rejillas

Un adecuado mantenimiento y limpieza de impurezas se realizara cada tres meses desde la instalación del sistema de calefacción.

Limpieza de ductos

Se retiraran la rejillas y se encienden la ventilación.

6.9.2 Programa de Mantenimiento

Mantenimiento Trimestral

- Comprobar las instalaciones eléctricas del equipo tomando en cuenta las características del equipo en pleno funcionamiento.
- Verificar que no existan fugas de aire por los conductos y verificar el nivel sonoro.
- Tomar en consideración la posición de las rejillas y su instalación con respecto a la generación de ruido.

Conclusiones de la propuesta

- Los costos de materia prima para la construcción de ductos plásticos con respecto a ductos de acero galvanizado son relativamente bajos.
- La cantidad de tiempo necesario para el funcionamiento de de la unidad manejadora en ductos de acero galvanizado es el doble para calentar ductos plásticos.
- El nivel sonoro en ductos plásticos tiende a disminuir debido a su intervención como aislante.
- En la actualidad accesorios como: rejillas, soportes, filtros, etc. son fabricados de material plástico que soportan temperaturas promedio a los 60 °C.
- La temperatura máxima del sistema de calefacción en ductos es de 26°C.

Recomendaciones

- Se recomienda realizar las instalaciones del equipo en un lugar apropiado para evitar emisiones de ruido.
- Es recomendable colocar el número apropiado de rejillas de impulsión de aire para evitar momentos desagradables.
- Verificar el caudal de aire necesario para climatizar todo el sistema en el laboratorio.
- Comprobar que el sistema de ductos no tengan averías.
- Realizar el mantenimiento preventivo.

BIBLIOGRAFÍA.

-CARNICER, – ROYO, (1998), “Manual de Aire Acondicionado”, Cuarta edición, Editado e impreso por: EEUU

University Press Harla, Wisconsin S.A. de C.V.

-ROSELLO, III. (1995), “Manual Práctico de ventilación”, (SALVADOR ESCODA S.A), Segunda Edición Barcelona España.

-ÇENGEL, Yunus A.(2004) “Transferencia de Calor”, Segunda edición impreso en México por McGRAW-HILL / INTERAMERICANA EDITORES, S.A DE C.V.

-ÇENGEL, Yunus A. - **BOLES**, Michael A. (2009), “Termodinámica”, Sexta edición impreso en México por McGRAW-HILL / INTERAMERICANA EDITORES, S.A DE C.V.

-ASHRAE Handbook HVAC Applications, (2007). Energy Related Applications Solar Energy Use. Capítulo 33 Edición Sistema Internacional de Unidades.

- **ANSI /ASHRAE 93**, (1986- RA91). Methods of Testing to Determinate the Thermal Performance of Solar Collectors. Atlanta-Georgia-USA.

-INEN-CPE 003, (1989). Código de Dibujo Técnico-Mecánico. Quito-Ecuador. Norma Técnica Obligatoria.

-FRANK M. WHITE (2004). Mecánica de Fluidos.5ª Edición. **Mc. Graw- Hill**. España

-ROBERT L. MOTT (2006). Mecánica de Fluidos. 6ª Edición. **Pearson**

-NARANJO, GALO (2004) Tutoría de la Investigación Científica 4º Edición. Gráficas Corona Quito.

PÁGINAS WEB

Sodeca (Catálogo de ventilación centrífugo de baja presión) disponible en:
www.sodeca.com

Airzone (Catálogo de Difusión de aire no motorizado) disponible en:
www.airzone.com

Manual de Ventilación Salvador Escoda 2^oda Edición (Barcelona España)
disponible en: www.escoda.com

Mega Frío (Catálogo de Extractores centrífugos S&P Modelo CST-B) disponibles
en: www.Megafrío.com

Testo (Manual de operación), instrumento de medición por infrarrojo modelo 845
disponible en: www.testo.com

Pacer Industries (Catalogo de instrumentos de medición de sonido Soud Level
Indicator 120db) disponible en: www.PacerIndustries.com

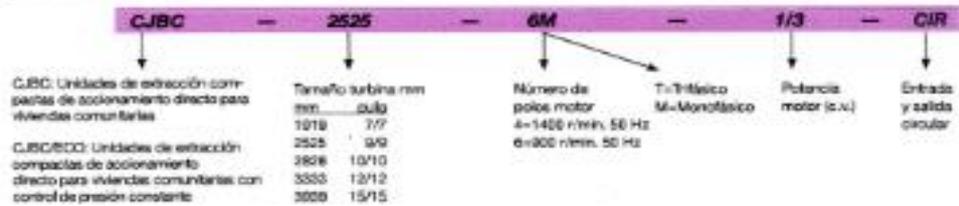
ASHRAE.(Normas de instalación de ductos) Fundamentals. 1ra edición, SL.
1997. pp 39-56 disponibles en: www.ASHRAE.com

ANEXOS

Anexo 1. Selección del equipo

CJBC CJBC/ECO

Código de pedido



Características técnicas

Modelo	Velocidad (r/min)	Equivalencia Pulgadas	Intensidad máxima admisible (A) 230V 400V	Potencia incluida (kW)	Caudal máximo (m³/h)	Nivel sonoro dB(A)	Peso aprox. (Kg)
CJBC-1018-4M 1/5	1230	7/7	1,75	0,15	1368	58	15,7
CJBC-1018-6M 1/10	820	7/7	0,95	0,07	1107	55	15,7
CJBC-2525-4M 3/4	1310	9/8	4,50	0,55	3240	70	23,3
CJBC-2525-6M 1/2	830	9/8	2,40	0,25	2430	61	23,3
CJBC-3808-4M 3/4	1310	10/10	4,50	0,55	3888	70*	27,3
CJBC-3808-6M 1/2	830	10/10	2,40	0,25	2880	61	25,2
CJBC-3333-6M 1	890	12/12	6,30	0,75	3400	70	38,3
CJBC-3008-6T 1 1/2	900	12/12	6,80	0,80	7020	74	34,7
CJBC-3008-6T 3	900	15/15	10,90	0,30	10710	74	58,0
CJBC/ECO-3333-6T 1 1/2	900	12/12	6,9	0,8	7020	74	40,8
CJBC/ECO-3008-6T 3	900	15/15	10,9	0,3	10710	74	60,0

Características acústicas

Los valores indicados se determinan mediante mediciones de potencia sonora en dB(A) obtenidas en campo libre a una distancia equivalente a dos veces la envergadura del ventilador más el diámetro de la turbina, con un mínimo de 1,5m.

Espectro de potencia sonora Lw(A) en dB(A) por banda de frecuencia en Hz. Intensidad máxima

Modelo	50	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Modelo	50	125	250	500	1000	2000	4000	8000
CJBC-1018-4M 1/5	41	34	30	27	24	22	21	20	CJBC-3008-6T 1 1/2	65	58	52	47	42	37	32	31
CJBC-1018-6M 1/10	38	31	27	24	21	19	18	17	CJBC/ECO-3333-6T 1 1/2	62	55	49	44	39	34	29	28
CJBC-2525-4M 3/4	55	48	42	37	32	27	25	24	CJBC/ECO-3008-6T 3	61	54	48	43	38	33	28	27
CJBC-2525-6M 1/2	52	45	40	35	30	25	23	22									
CJBC-3808-4M 3/4	62	55	49	44	39	34	32	31									
CJBC-3808-6M 1/2	59	52	46	41	36	31	29	28									
CJBC-3333-6M 1	60	53	47	42	37	32	30	29									
CJBC-3008-6T 1 1/2	63	56	50	45	40	35	33	32									
CJBC-3008-6T 3	61	54	48	43	38	33	31	30									



Versión con entrada y salida circular

SODECA

19

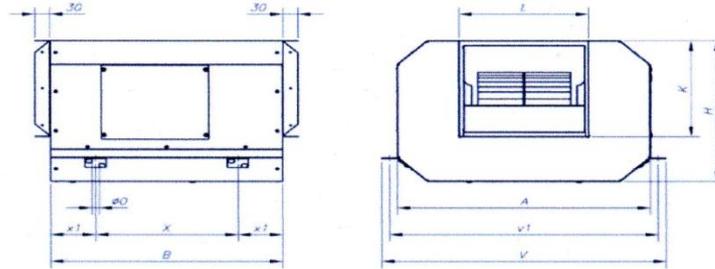
Anexo 2. Dimensiones del Equipo

CJBC CJBC/ECO



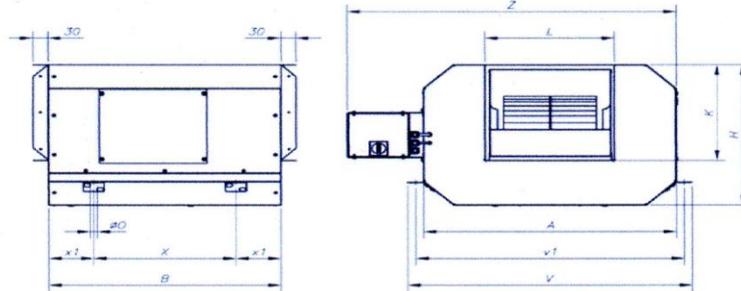
Dimensiones mm

CJBC



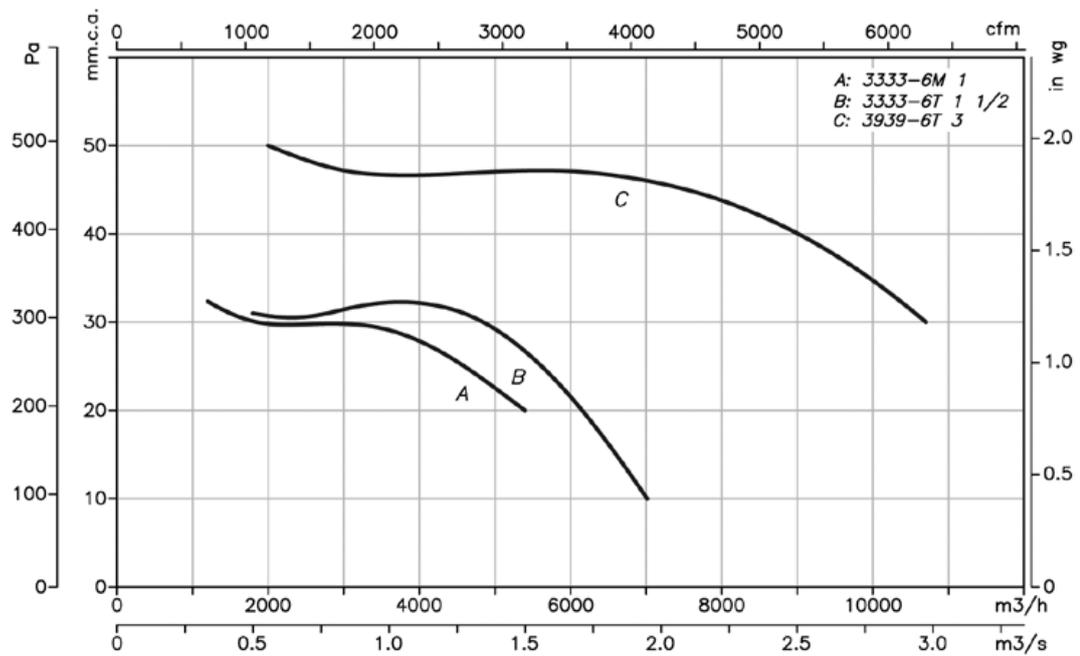
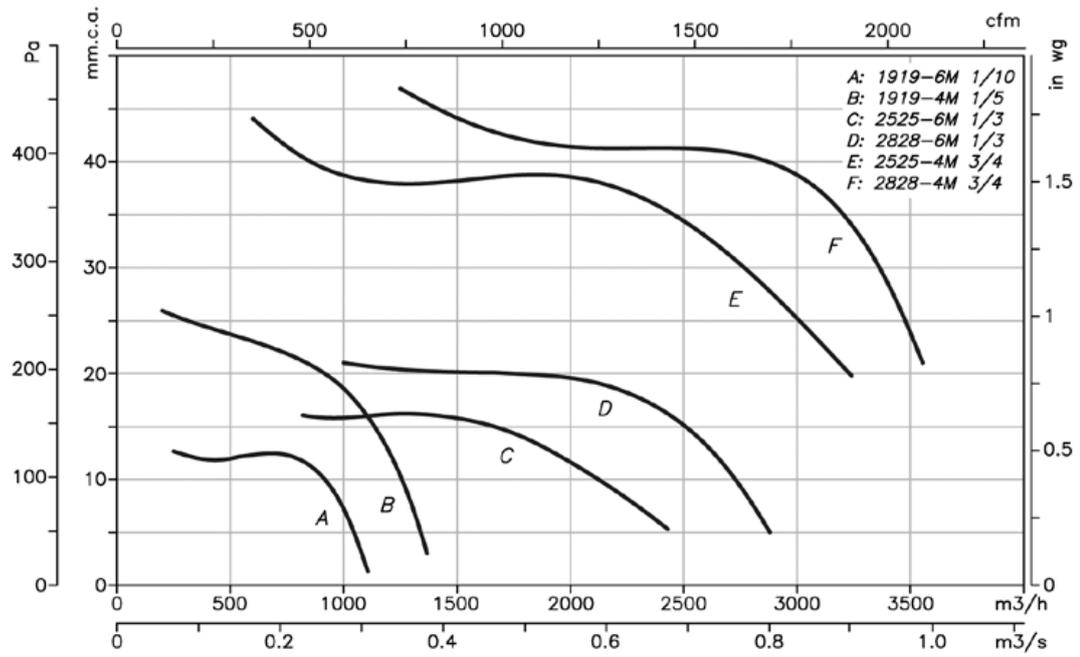
Modelo	A	B	H	K	L	øO	V	v1	X	x1
CJBC-1919-4M-1/5	480	440	340	210	225	15	540	510	270	85
CJBC-1919-6M-1/10	480	440	340	210	225	15	540	510	270	85
CJBC-2525-4M-3/4	630	575	405	265	291	15	690	660	375	100
CJBC-2525-6M-1/3	630	575	405	265	291	15	690	660	375	100
CJBC-2828-4M-3/4	696	645	460	290	320	15	755	725	445	100
CJBC-2828-6M-1/3	696	645	460	290	320	15	755	725	445	100
CJBC-3333-6M-1	825	760	535	345	379	15	885	855	510	125
CJBC-3333-6T-1 1/2	825	760	535	345	379	15	885	855	510	125
CJBC-3939-6T-3	910	900	636	405	467	15	970	940	650	125

CJBC/ECO



Modelo	A	B	H	K	L	øO	V	v1	X	x1	Z
CJBC/ECO-3333-6T-1 1/2	825	760	535	345	379	15	885	855	510	125	1080
CJBC/ECO-3939-6T-3	910	900	636	405	467	15	970	940	650	125	1200

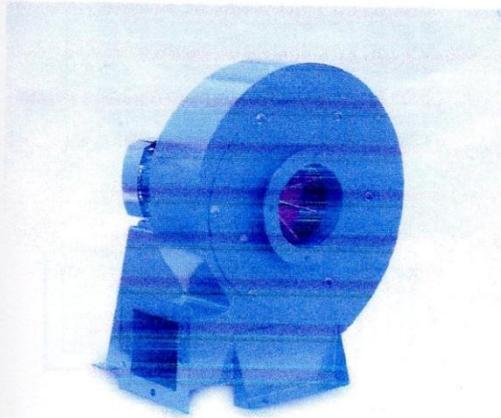
Anexo 3. Curvas Características del Ventilador



Anexo 4. Extractores Centrífugos S&P

CST-B

EXTRACTORES CENTRIFUGOS S&P
300, 400, 800, 1300, 2000, 2600 y 3500 m³/h



La serie CS de extractores de tipo centrífugo con turbina de alabes rectos radiales, cuenta con siete tamaños cuyas prestaciones cubren un amplio rango de caudal manejando presiones medias.

Su construcción robusta y a la vez compacta, permite su adaptación a cualquier tipo de instalación.

Características Principales

Carcasa en acero electrosoldada, rotor de alabes rectos radiales fabricado en fundición de Al, acabado en pintura en polvo poliéster horneada color gris martillado con gran resistencia a la corrosión. Motor acopiado directamente a la turbina.

Aplicaciones

Cámaras de pintura, secadores, manejo de humo, polvo, presurización en procesos industriales, etc.

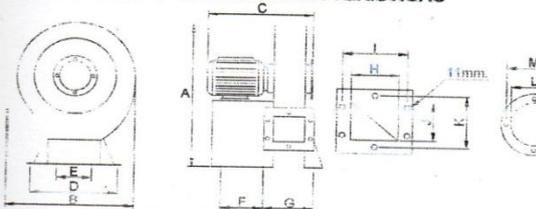
* Todos los modelos de línea son rotación derecha.

CARACTERISTICAS TECNICAS

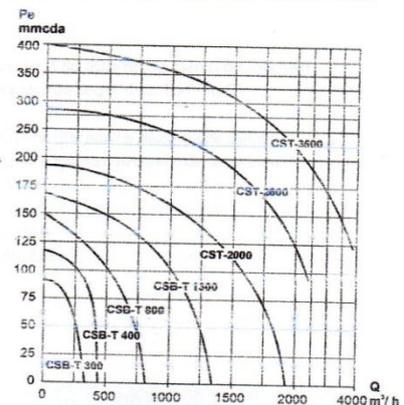
Modelo	Velocidad RPM	Potencia HP	Intensidad máxima (A)			Caudal descarga libre m ³ /hr	Nivel Sonoro dB(A)*	Peso aprox. Kg
			440	220	127			
CSB-300	3450	1/4	-	-	6.2	300	71	13
CSB-400	3455	1/2	-	-	9.4	400	73	17
CST-400	3460	1/2	1.1	2.2	-	400	73	17
CSB-800	3555	3/4	-	6.3	12.3	800	75	21
CST-800	3555	3/4	1.5	3	-	800	75	21
CSB-1300	3300	1	-	8	14.7	1300	82	24
CST-1300	3300	1	1.9	3.9	-	1300	82	24
CST-2000	3560	1.5	2.4	4.8	-	2000	84	37
CST-2600	3400	2	5	10	-	2600	85	41
CST-3500	3500	5	7.4	14.8	-	3500	90	66

* Nivel sonoro medido de acuerdo a norma 300/96 AMCA y 301/96.

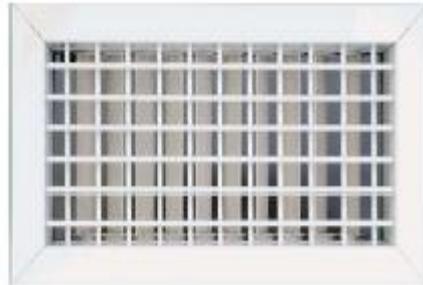
DIMENSIONES Y CURVAS CARACTERISTICAS



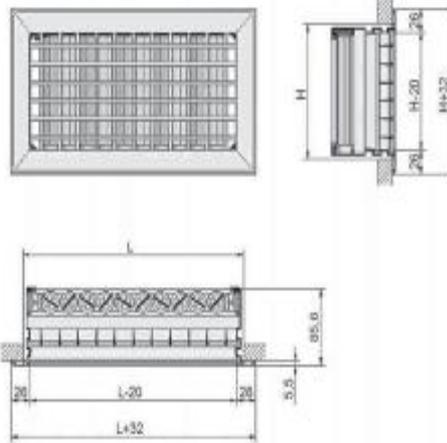
Modelo	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
CSB-300	392	312	310	213	68	90	110	60	91	50	77	111	147
CSB-T 400	415	360	310	230	69	90	110	60	91	70	101	114	147
CSB-T 800	495	427	345	266	110	90	152	80	116	109	139	125	163
CSB-T 1300	555	427	375	263	110	90	170	100	132	120	150	140	175
CST 2000	625	540	415	315	142	118	196	118	153	126	161	166	190
CST-2600	625	540	425	315	142	118	195	118	153	125	161	166	190
CST-3500	725	620	585	400	150	120	201	120	155	142	178	181	218



Anexo 5. Tipos de Rejillas



RTHV



RTHV

Rejilla doble deflexión horizontal-vertical de impulsión con regulación de caudal incorporada.

Elemento de difusión de aire tipo rejilla diseñada para su instalación en red de conductos en sistemas de aire acondicionado, calefacción y ventilación, que favorece la impulsión del flujo de aire en 4 sentidos con regulación de caudal integrada en un mismo elemento, accionable por medio de tornillo de regulación.

CLASIFICACIÓN

RTHV triple. Rejilla impulsión doble deflexión con lamas móviles horizontales delante, paralelas a la cota de dimensión mayor y verticales detrás, paralelas a la cota de menor dimensión con compuerta de regulación de caudal integrada accionable manualmente por medio de tornillo. Rejilla con perfil de menos de 9cm que integra la deflexión de lamas y regulación de caudal en un mismo elemento más ligero y de fácil instalación.

MATERIAL

Aluminio extrusionado.

ACABADOS

Anodizado (AL): color plata mate.
Blanco (BL): color blanco Ral 9010.
Otros Ral: consultar.

MEDIDAS DE FABRICACIÓN

Con regulación incorporada:
longitud máxima 800mm / altura máxima 200mm.

SISTEMAS DE FIJACIÓN

Fijación estándar. Clip (K). Precisa marco de montaje.
Fijación mecánica de seguridad. Tornillo (T).

* Airzone prescribe que para el montaje de rejillas en techo, se utilice fijación mecánica de seguridad.

OPCIONALES / ACCESORIOS COMPATIBLES

Marco de montaje.
Plenums rejilla PREJ.

Anexo 6. Especificaciones Técnicas de rejillas de impulsión

RTHV

Rejilla doble deflexión horizontal-
vertical de impulsión con
regulación de caudal incorporada.

AK (dm ²)	L x H (mm)	QV (m ³ /h)																		
		150		200		300		400		500		700		900		1200		1500		
1,05	200x100	•	4,3	16,0	5,8	27,0	8,2													
		4,0	10,0	5,3	17,0	8,0	38,0													
1,52	300x100 200x150	•	3,6	15,0	4,7	20,0	6,1	27,0	9,6											
		2,7	4,8	3,7	7,6	5,5	18,0	6,2	32,0											
2,28	400x100 450x100 300x1 200x200			•	3,9	16,0	5,9	19,0	7,8	24,0	9,8									
				2,4	3,8	3,6	7,6	4,8	14,0	6,1	22,0									
2,85	500x100 250x200					-	5,3	15,0	6,3	20,0	8,7	28,0	13,0							
						2,8	4,8	3,9	10,0	4,8	14,0	6,8	28,0							
3,8	600x100 400x150 300x2							•	6,0	16,0	7,8	22,0	11,0	28,0	14,0					
								2,9	4,8	3,7	7,6	5,1	16,0	6,5	26,0					
4,66	500x150 400x200							-	5,5	-	6,8	18,0	9,6	24,0	13,0	30,0	17,0			
								2,4	3,8	2,9	5,7	4,2	10,0	5,4	17,0	7,1	30,0			
5,7	600x150 500x200									•	6,2	14,0	8,6	20,0	12,0	21,0	15,0	32,0	19,0	
										2,4	3,8	3,4	6,7	4,4	11,0	5,8	21,0	7,2	32,0	
7,41	600x200										•	7,8	15,0	9,7	22,0	13,0	28,0	16,0		
											2,8	3,8	3,4	6,7	4,5	12,0	5,8	19,0		

NR	Lt	NR: Nivel sonoro en dBA	Lt: Alcance en metros
Vk	Pa	Vk: Velocidad en m/s (Metros por segundo)	Pa: Presión en Pa (Pascales)

Resultados obtenidos mediante simulación software.

Anexo 7. Dimensiones de rejillas de impulsión



RSDV

Rejilla simple deflexión vertical de retorno.

Elemento de difusión de aire tipo rejilla diseñada para su instalación en red de conductos en sistemas de aire acondicionado, calefacción y ventilación, que favorece el retorno del flujo de aire en sentido lateral.

CLASIFICACIÓN

RSDV

Rejilla retorno con lama móvil paralela a la cota de dimensión menor.

RSDV+R

Rejilla retorno con lama móvil paralela a la cota de dimensión menor con compuerta de regulación de caudal manual accionable por palanca.

MATERIAL

Aluminio extrusionado.

ACABADOS

Anodizado (AL): color plata mate.

Blanco (BL): color blanco Ral 9010.

Otros Ral: consultar.

MEDIDAS

Sin regulación caudal:

longitud máxima 1.000mm / altura máxima 600mm.

Con regulación caudal:

longitud máxima 1.000mm / altura máxima 450mm.

Otras medidas especiales: consultar.

SISTEMAS DE FIJACIÓN

Fijación estándar: clip (K). Precisa marco de montaje.

Fijación mecánica de seguridad: pestillo (P). Precisa marco de montaje.

Fijación mecánica de seguridad: tornillo (T).

* Airzone prescribe que para el montaje de rejillas en techo, se utilice fijación mecánica de seguridad.

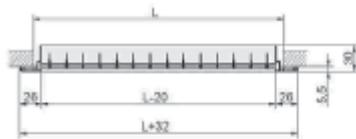
OPCIONALES / ACCESORIOS COMPATIBLES

Marco de montaje.

Regulación de caudal manual.

Plenums rejilla PREJ.

RSDV



COMPUERTA REGULACIÓN CAUDAL MANUAL

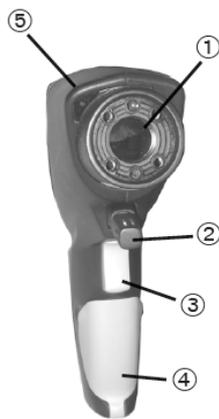


3. Descripción del producto

Este capítulo ofrece una visión general de los componentes individuales del producto y sus funciones.

3.1 Visualizador y elementos de función

Descripción



- ① Sensor de infrarrojos
- ② Módulo de humedad (de serie en el 0563 8451; instalable en el 0563 8450)
- ③ Tecla inicio de medición
- ④ Compartimento de las pilas
- ⑤ Emisor IR para impresora
- ⑥ Visualizador
- ⑦ Interruptor deslizante
- ⑧ Teclas de funcionamiento
- ⑨ Zócalo para sonda
- ⑩ Interface USB

Funciones de las teclas

Tecla	Función
	Cambiar la configuración
	Impresión de los valores en la impresora Testo IR Configuración del instrumento: activar ajustes
	Almacenar un protocolo de medición Menú de medición y configuración del instrumento: aplicar valores y pasar al siguiente menú de configuración
	Cambiar entre las diferentes posibilidades de visualización
	Menú de medición y configuración del instrumento: cambiar los valores de ajuste



Anexo 10. Calores Específicos de los Gases

906

Tablas de propiedades, figuras y diagramas (unidades SI)

TABLA A-2

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (continuación)

b) A diversas temperaturas

Temperatura, K	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k	c_p	c_v	k
	kJ/kg · K	kJ/kg · K		kJ/kg · K	kJ/kg · K		kJ/kg · K	kJ/kg · K	
	<i>Aire</i>			<i>Dióxido de carbono, CO₂</i>			<i>Monóxido de carbono, CO</i>		
250	1.003	0.716	1.401	0.791	0.602	1.314	1.039	0.743	1.400
300	1.005	0.718	1.400	0.846	0.657	1.288	1.040	0.744	1.399
350	1.008	0.721	1.398	0.895	0.706	1.268	1.043	0.746	1.398
400	1.013	0.726	1.395	0.939	0.750	1.252	1.047	0.751	1.395
450	1.020	0.733	1.391	0.978	0.790	1.239	1.054	0.757	1.392
500	1.029	0.742	1.387	1.014	0.825	1.229	1.063	0.767	1.387
550	1.040	0.753	1.381	1.046	0.857	1.220	1.075	0.778	1.382
600	1.051	0.764	1.376	1.075	0.886	1.213	1.087	0.790	1.376
650	1.063	0.776	1.370	1.102	0.913	1.207	1.100	0.803	1.370
700	1.075	0.788	1.364	1.126	0.937	1.202	1.113	0.816	1.364
750	1.087	0.800	1.359	1.148	0.959	1.197	1.126	0.829	1.358
800	1.099	0.812	1.354	1.169	0.980	1.193	1.139	0.842	1.353
900	1.121	0.834	1.344	1.204	1.015	1.186	1.163	0.866	1.343
1000	1.142	0.855	1.336	1.234	1.045	1.181	1.185	0.888	1.335
	<i>Hidrógeno, H₂</i>			<i>Nitrógeno, N₂</i>			<i>Oxígeno, O₂</i>		
250	14.051	9.927	1.416	1.039	0.742	1.400	0.913	0.653	1.398
300	14.307	10.183	1.405	1.039	0.743	1.400	0.918	0.658	1.395
350	14.427	10.302	1.400	1.041	0.744	1.399	0.928	0.668	1.389
400	14.476	10.352	1.398	1.044	0.747	1.397	0.941	0.681	1.382
450	14.501	10.377	1.398	1.049	0.752	1.395	0.956	0.696	1.373
500	14.513	10.389	1.397	1.056	0.759	1.391	0.972	0.712	1.365
550	14.530	10.405	1.396	1.065	0.768	1.387	0.988	0.728	1.358
600	14.546	10.422	1.396	1.075	0.778	1.382	1.003	0.743	1.350
650	14.571	10.447	1.395	1.086	0.789	1.376	1.017	0.758	1.343
700	14.604	10.480	1.394	1.098	0.801	1.371	1.031	0.771	1.337
750	14.645	10.521	1.392	1.110	0.813	1.365	1.043	0.783	1.332
800	14.695	10.570	1.390	1.121	0.825	1.360	1.054	0.794	1.327
900	14.822	10.698	1.385	1.145	0.849	1.349	1.074	0.814	1.319
1000	14.983	10.859	1.380	1.167	0.870	1.341	1.090	0.830	1.313

Fuente: Kenneth Wark, *Thermodynamics*, 4a. ed., Nueva York, McGraw-Hill, 1983, p. 783, Tabla A-4M. Publicada originalmente en *Tables of Thermal Properties of Gases*, NBS Circular 564, 1955.

Anexo 11. Conclusión de Calores Específicos

TABLA A-2

Calores específicos de gas ideal de varios gases comunes (conclusión)

c) Como una función de la temperatura

$$\bar{c}_p = a + bT + cT^2 + dT^3$$

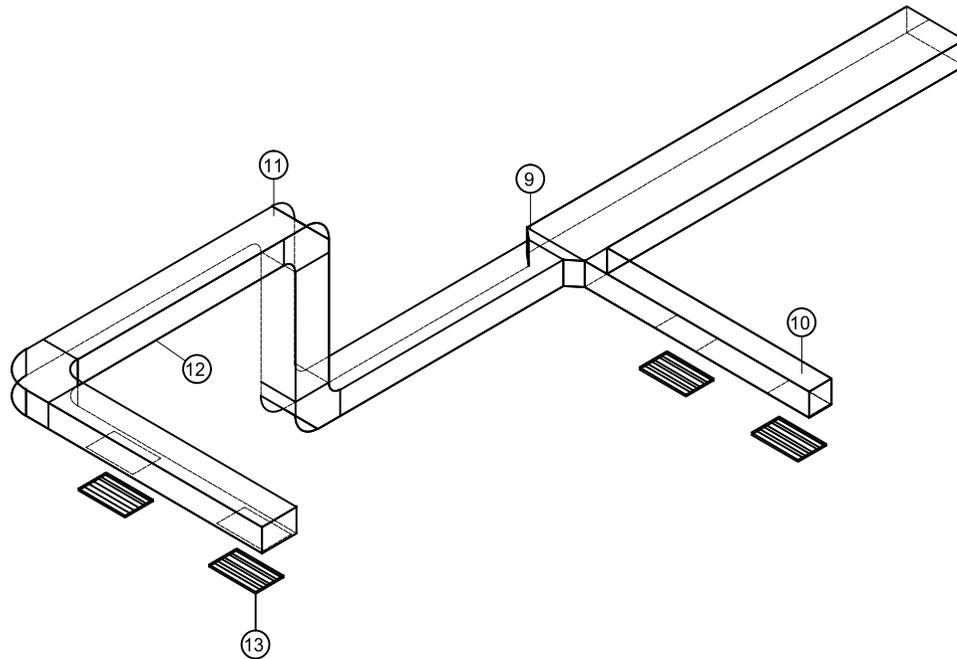
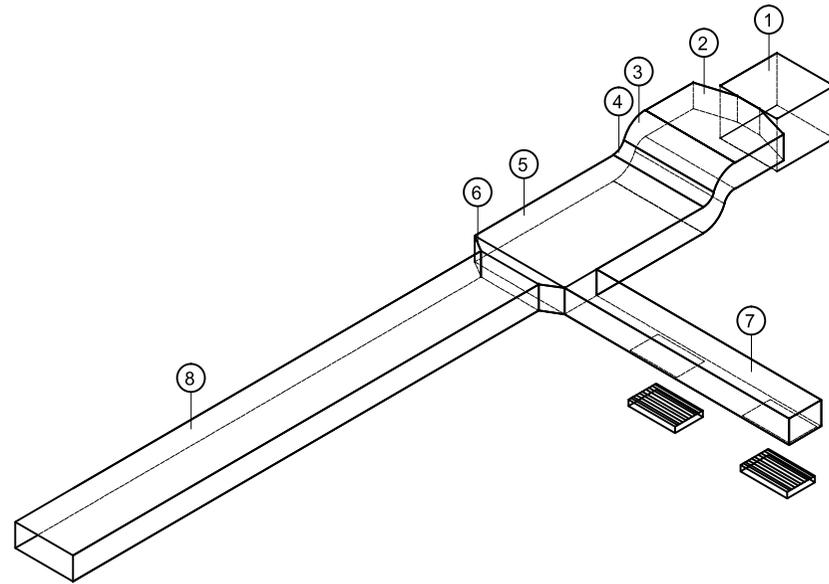
(T en K, c_p en kJ/kmol · K)

Sustancia	Fórmula	a	b	c	d	Rango de temp., K	% de error	
							Máx.	Prom.
Acetileno	C ₂ H ₂	21.8	9.2143 × 10 ⁻²	-6.527 × 10 ⁻⁵	18.21 × 10 ⁻⁹	273-1500	1.46	0.59
Aire	—	28.11	0.1967 × 10 ⁻²	0.4802 × 10 ⁻⁵	-1.966 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.72	0.33
Amoniaco	NH ₃	27.568	2.5630 × 10 ⁻²	0.99072 × 10 ⁻⁵	-6.6909 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.91	0.36
Azufre	S ₂	27.21	2.218 × 10 ⁻²	-1.628 × 10 ⁻⁵	3.986 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.99	0.38
Benceno	C ₆ H ₆	-36.22	48.475 × 10 ⁻²	-31.57 × 10 ⁻⁵	77.62 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.34	0.20
i-Butano	C ₄ H ₁₀	-7.913	41.60 × 10 ⁻²	-23.01 × 10 ⁻⁵	49.91 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.25	0.13
n-Butano	C ₄ H ₁₀	3.96	37.15 × 10 ⁻²	-18.34 × 10 ⁻⁵	35.00 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.54	0.24
Cloruro de hidrógeno	HCl	30.33	-0.7620 × 10 ⁻²	1.327 × 10 ⁻⁵	-4.338 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.22	0.08
Dióxido de azufre	SO ₂	25.78	5.795 × 10 ⁻²	-3.812 × 10 ⁻⁵	8.612 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.45	0.24
Dióxido de carbono	CO ₂	22.26	5.981 × 10 ⁻²	-3.501 × 10 ⁻⁵	7.469 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.67	0.22
Dióxido de nitrógeno	NO ₂	22.9	5.715 × 10 ⁻²	-3.52 × 10 ⁻⁵	7.87 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.46	0.18
Etano	C ₂ H ₆	6.900	17.27 × 10 ⁻²	-6.406 × 10 ⁻⁵	7.285 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.83	0.28
Etolol	C ₂ H ₅ O	19.9	20.96 × 10 ⁻²	-10.38 × 10 ⁻⁵	20.05 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.40	0.22
Etileno	C ₂ H ₄	3.95	15.64 × 10 ⁻²	-8.344 × 10 ⁻⁵	17.67 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.54	0.13
n-Hexano	C ₆ H ₁₄	6.938	55.22 × 10 ⁻²	-28.65 × 10 ⁻⁵	57.69 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.72	0.20
Hidrógeno	H ₂	29.11	-0.1916 × 10 ⁻²	0.4003 × 10 ⁻⁵	-0.8704 × 10 ⁻⁹	273-1800	1.01	0.26
Metano	CH ₄	19.89	5.024 × 10 ⁻²	1.269 × 10 ⁻⁵	-11.01 × 10 ⁻⁹	273-1500	1.33	0.57
Metanol	CH ₃ O	19.0	9.152 × 10 ⁻²	-1.22 × 10 ⁻⁵	-8.039 × 10 ⁻⁹	273-1000	0.18	0.08
Monóxido de carbono	CO	28.16	0.1675 × 10 ⁻²	0.5372 × 10 ⁻⁵	-2.222 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.89	0.37
Nitrógeno	N ₂	28.90	-0.1571 × 10 ⁻²	0.8081 × 10 ⁻⁵	-2.873 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.59	0.34
Óxido nítrico	NO	29.34	-0.09395 × 10 ⁻²	0.9747 × 10 ⁻⁵	-4.187 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.97	0.36
Óxido nitroso	N ₂ O	24.11	5.8632 × 10 ⁻²	-3.562 × 10 ⁻⁵	10.58 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.59	0.26
Oxígeno	O ₂	25.48	1.520 × 10 ⁻²	-0.7155 × 10 ⁻⁵	1.312 × 10 ⁻⁹	273-1800	1.19	0.28
n-Pentano	C ₅ H ₁₂	6.774	45.43 × 10 ⁻²	-22.46 × 10 ⁻⁵	42.29 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.56	0.21
Propano	C ₃ H ₈	-4.04	30.48 × 10 ⁻²	-15.72 × 10 ⁻⁵	31.74 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.40	0.12
Propileno	C ₃ H ₆	3.15	23.83 × 10 ⁻²	-12.18 × 10 ⁻⁵	24.62 × 10 ⁻⁹	273-1500	0.73	0.17
Tríóxido de azufre	SO ₃	16.40	14.58 × 10 ⁻²	-11.20 × 10 ⁻⁵	32.42 × 10 ⁻⁹	273-1300	0.29	0.13
Agua (vapor)	H ₂ O	32.24	0.1923 × 10 ⁻²	1.055 × 10 ⁻⁵	-3.595 × 10 ⁻⁹	273-1800	0.53	0.24

Fuente: B. G. Kyle, *Chemical and Process Thermodynamics*, Englewood Cliffs, Nueva Jersey, Prentice Hall, 1984. Usada con permiso.

CARACTERÍSTICAS FÍSICAS DE LA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE

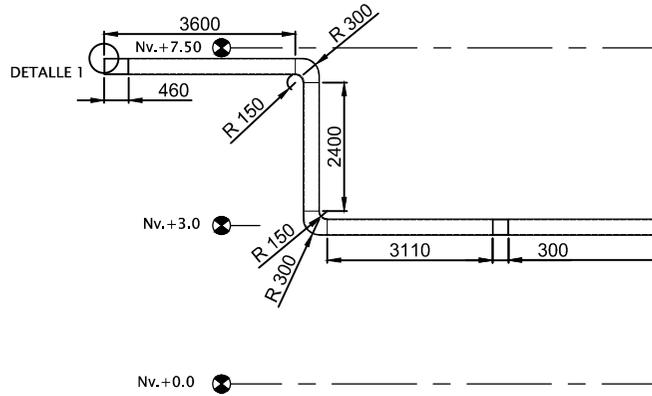
PARAMETRO	VALOR
Potencia generada (kw)	0.75
Caudal máximo (m3/h)	5400
Nivel sonoro (db)	70
Velocidad (rpm)	900
Peso aproximado (kg)	38.3
Potencia generada de la resistencia (Kw)	12.2
Temperatura inicial (°C)	15
Temperatura final (°C)	23
Caudal máximo en rejillas de impulsión (m3/h)	900
Nivel sonoro en rejillas de impulsión (db)	36
Alcance de montaje de rejillas (m)	11.6
Velocidad del aire (m/s)	4



No. de pieza	Denominación	Material	No. del Dibujo	No. Piezas	Peso, kg/pieza	Observaciones
13	Rejillas de impulsión	ACRÍLICO OPACO		6		
12	Ducto L= 9m	ACRÍLICO OPACO		4	0.46m x 0.30m e=1mm	
11	Codo 90°	ACRÍLICO OPACO		3		
10	Ducto L= 3m	ACRÍLICO OPACO		1	0.30m x 0.30m e=1mm	
9	Tramo C Reducción	ACRÍLICO OPACO		1	0.77m x 0.46m e=1mm	
8	Ducto L= 21.50 m	ACRÍLICO OPACO		1	0.77m x 0.30m e=1mm	
7	Ducto L= 3 m	ACRÍLICO OPACO		1	0.43m x 0.30m e=1mm	
6	Tramo BC Transiciones	ACRÍLICO OPACO		1	1.20m x 0.77m e=1mm	
5	Tramo BC Ducto L=3m	ACRÍLICO OPACO		1	1.20m x 0.43m e=1mm	
4	Codo 90°	ACRÍLICO OPACO		1		
3	Codo 90°	ACRÍLICO OPACO		1		
2	Tramo A Ampliación	ACRÍLICO OPACO		1	D=1,20m x 0.30 e=1mm	
1	Equipo Calefactor modelo CJBC-3333 6M-1	CHAPA DE ACERO GALVANIZADO		1	Chapa Acero e= 1/8	

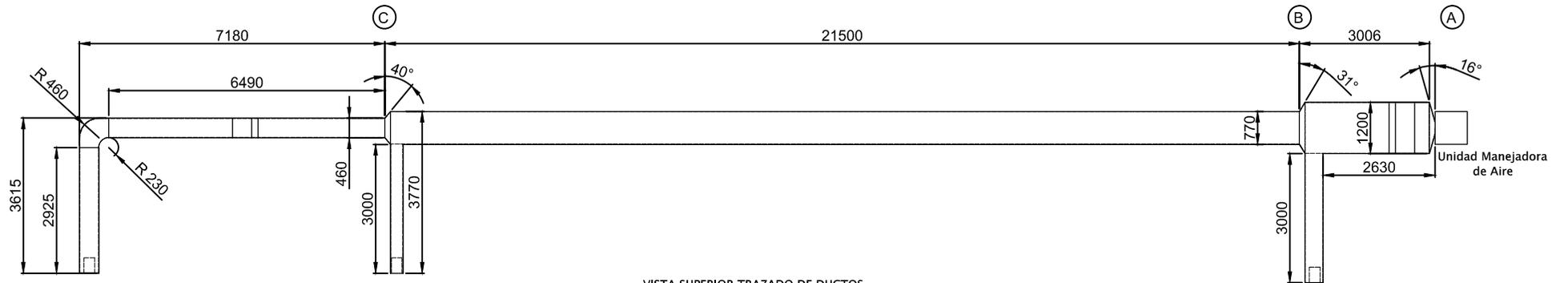
No. de pieza				Denominación	Material	No. del Dibujo	No. Piezas	Peso, kg/pieza	Observaciones
				Tolerancia	(Peso)	Materiales: ACRÍLICO OPACO DIN 308			
				±0,1	50 Kg				
				Fecha	Nombre	Denominación: PLANOS ISOMÉTRICOS			
				Dibujó 06/12/12	Franklin Alcocer	Escala: 1:100			
				Revisó 06/12/12	Ing. S.Cabrera				
				Aprobó 06/12/12	Ing. S.Cabrera				
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 01			
						(Sustitución)			





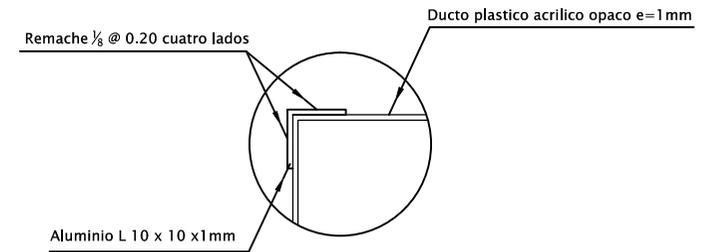
VISTA FRONTAL TRAZADO DE DUCTOS

ESCALA -----:1:100



VISTA SUPERIOR TRAZADO DE DUCTOS

ESCALA -----:1:100

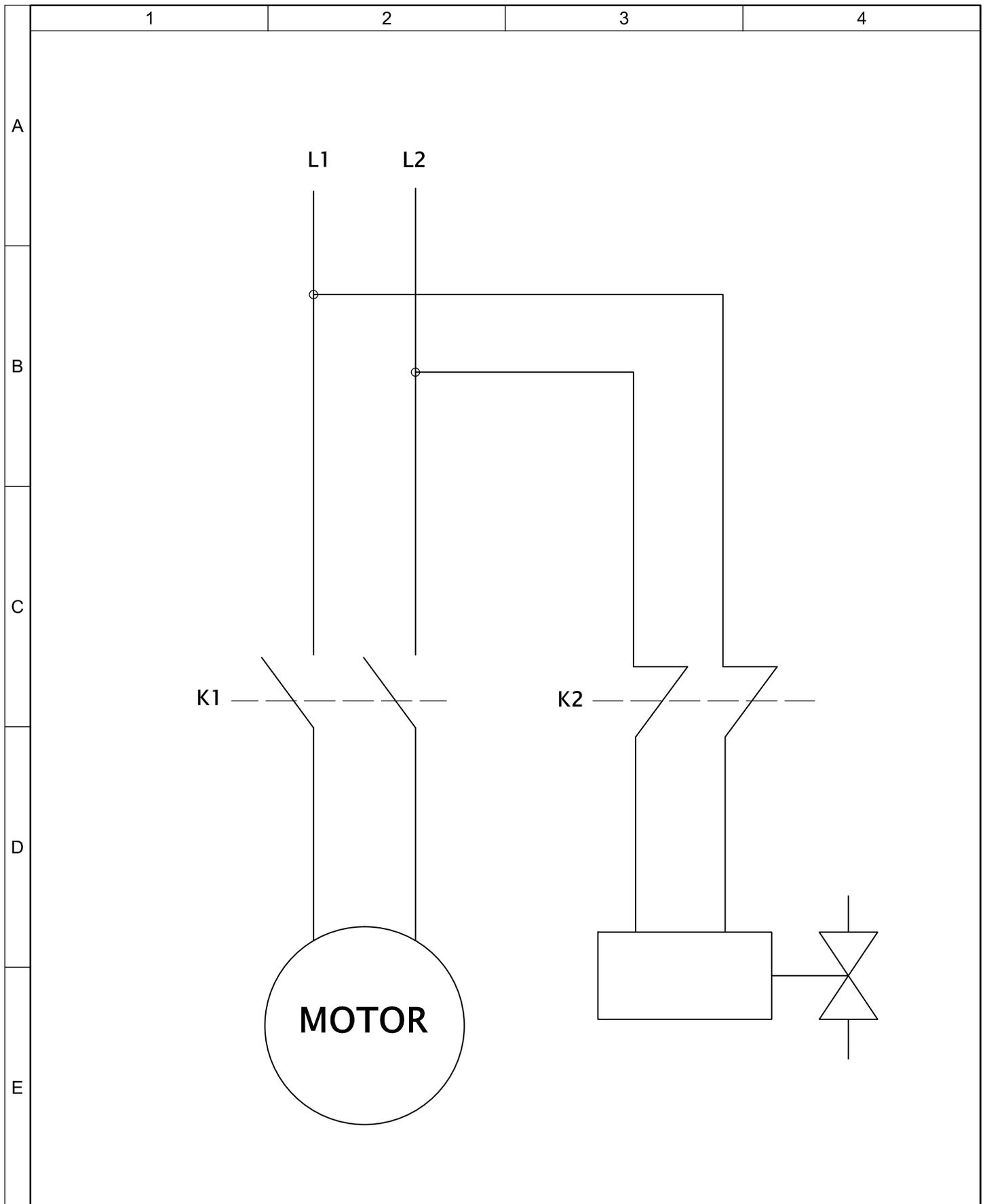


DETALLE 1 ARMADO DE DUCTOS

ESCALA -----:1:1

TRAMOS DUCTOS PLASTICOS	SECCIÓN DE DUCTO mm		SOPORTES mm			TRANSICIONES			CODOS 90°	
	a	b	a	b	c	a	b		a	b <'
A-B	1200	300	1202	302	25	302	1202	16	2(1202)	2(452)
B NEUMÁTICA	430	300	432	302	25					
B-C	770	300	772	302	25	772	1202	31		
C ELECTRÓNICA	300	300	302	302	25	462	772	40	462	452
C ENERGÍA	460	300	462	302	25				462	452

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,1	Kg	ACRÍLICO OPACO			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 06/12/12	Franklin Alcocer			VISTAS	1:10
				Revisó: 06/12/12	Ing. S.Cabrera				
				Aprobó: 06/12/12	Ing. S.Cabrera				
				UTA		Número del dibujo:	02		
				Ing. Mecánica		(Sustitución)			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre						



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				Fecha	Nombre	Denominación: PLANO ELÉCTRICO DE FUERZA DEL MOTOR	Escala:
				06/12/12	Franklin Alcocer		
				06/12/12	Ing. S.Cabrera		
				06/12/12	Ing. S.Cabrera		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 03	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	