



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

Proyecto de Investigación previo a la
obtención del título de Ingeniero
Mecánico

Título de proyecto de Investigación

“DISEÑO DE UN SISTEMA DE VENTILACIÓN EN EL ÁREA DE ENSACADO
PARA UNA FÁBRICA DE BALANCEADO”

Autor:

Pérez Oñate Álvaro Javier

Director de proyecto de investigación

Ing. Omar Cevallos Muñoz

Quevedo-Los Ríos- Ecuador

2020



DECLARACIÓN DE AUDITORÍA Y CESIÓN DE DERECHOS

Yo, **Pérez Oñate Álvaro Javier**, declaro que la investigación aquí descrita es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Universidad Técnica Estatal de Quevedo, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este documento, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

f. _____

Pérez Oñate Álvaro Javier

C.I. 0504253055



CERTIFICACIÓN DE CULMINACIÓN DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

El suscrito, **Ing. Omar Cevallos Muñoz**, Docente de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, certifica que la estudiante Pérez Oñate Álvaro Javier, realizó el Proyecto de Investigación de grado titulado “**DISEÑO DE UN SISTEMA DE VENTILACIÓN EN EL ÁREA DE ENSACADO PARA UNA FÁBRICA DE BALANCEADO**”, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, bajo mi dirección, habiendo cumplido con las disposiciones reglamentarias establecidas para el efecto.

Ing. Omar Cevallos Muñoz

DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN



REPORTE DE LA HERRAMIENTA DE PREVENCIÓN DE COINCIDENCIA Y/O PLAGIO ACADÉMICO

El suscrito, Ing. Omar Cevallos Muñoz, mediante el presente cumpla en presentar a usted, el informe del proyecto de investigación cuyo tema es **“DISEÑO DE UN SISTEMA DE VENTILACIÓN EN EL ÁREA DE ENSACADO PARA UNA FÁBRICA DE BALANCEADO”** presentado por la estudiante PÉREZ OÑATE ÁLVARO JAVIER egresado de la carrera de Ingeniería Mecánica, que fue revisado bajo mi dirección según resolución del Consejo Académico de la Facultad Ciencias de la Ingeniería, que se ha desarrollado de acuerdo al Reglamento de la Unidad de Titulación Especial de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo y cumple con el requerimiento de análisis de URKUND, tengo a bien certificar la siguiente información sobre el informe del sistema anti plagio con un porcentaje de 7%.



Urkund Analysis Result

Analysed Document:	PROYECTO DE TITULACION PEREZ OÑATE_URKUND.pdf (D63594364)
Submitted:	2/7/2020 2:54:00 PM
Submitted By:	`\${Xml.Encode(Model.Document.Submitter.Email)}`
Significance:	7 %

Ing. Omar Cevallos Muñoz

DIRECTOR DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN



UNIVERSIDAD TÉCNICA ESTATAL DE QUEVEDO

FACULTAD DE CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA

PROYECTO DE INVESTIGACION

Título:

“Diseño de un sistema de ventilación en el área de ensacado para una fábrica de balanceado”

Presentado a la Comisión Académica como requisito previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

Aprobado por:

PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

Ing. Gabriel Arellano Msc.

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Rodger Salazar Msc.

MIEMBRO DEL TRIBUNAL

Ing. Yusumit Zamora Msc.

QUEVEDO- LOS RÍOS- ECUADOR

2020

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por su constante compañía, por encaminar mi vida hacia las ciencias exactas y por permitirme crecer en el seno de una familia de la cual me siento orgulloso de pertenecer.

En especial a mis padres: Vicente Pérez y Virginia Oñate, quienes con infinito amor han dedicado su vida a sus hijos, formándolos como personas de bien. Admiro su constancia y aprecio profundamente su amor incondicional.

A mis hermanos: Christian y Diana, por ser unos buenos compañeros de vida, siempre me sentiré orgulloso por todo lo que obtengamos en nuestras vidas.

A mi novia Kenya Guerra quien me acompañó toda mi vida universitaria, de quien guardo preciados recuerdos, quien me escuchaba a diario obteniendo por respuesta palabra de ánimo, agradezco cada gesto de amor y cada instante de tiempo compartido.

A los docentes de mí amada carrera Ingeniería Mecánica por compartir sus conocimientos y experiencias. Por la búsqueda de mejorar constantemente la calidad de los profesionales que culminan con éxito sus estudios.

Pérez Oñate Álvaro Javier

DEDICATORIA

Dedico todo éxito a mi amada madre, por ser quien siempre está a mi lado para fortalecerme, a mi admirable y respetable padre por su constancia. A mis hermanos por ser mis grandes amigos y finalmente pero no menos importante a mi novia por su amor e inteligente compañía.

A la memoria de: mi abuelita Delia María Oñate López quien con su frase: “siempre triunfantes” inspira cada día de mi vida y de mi eterno “padrino” Juan Franco.

Pérez Oñate Álvaro Javier

RESUMEN

Las diversas actividades que realizan los trabajadores en una industria, acompañado de la arquitectura, las maquinarias y equipos del lugar en donde se desarrollan dichas actividades son las variables que generan un incremento de temperatura. Por ende, un incremento de calor en todo el local. El presente trabajo de investigación pretende diseñar un sistema de ventilación en el área de ensacado de una fábrica de balanceados en donde se encuentran presentes las variables antes mencionadas, por tal motivo se ha escogido la ventilación mecánica como la mejor opción. Para diseñar el sistema de ventilación en la fábrica de balanceados, fue necesario calcular la carga térmica total del local; por lo tanto, se tuvo que realizar un análisis detallado de las distintas ganancias de calor, como lo son: ganancia térmica solar por muros y cubierta, ganancia térmica por ocupantes, ganancia térmica por iluminación. Cabe recalcar que para realizar estos cálculos se utilizó como referencia el Manual de Carrier y las normas ASHRAE para obtener la cantidad de cfm (pies cúbicos por minuto), que se necesitan en el área a ventilar. Una vez obtenida la cantidad de ventilación necesaria se procedió a seleccionar y ubicar dentro de la fábrica de balanceados los distintos equipos de ventilación como lo son: ventilador, conductos, filtros y louvers. Para determinar las condiciones óptimas de trabajo de los obreros se recurrió al Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo (Decreto ejecutivo 2393), donde se especifica las condiciones de confort térmico. A fin de determinar el costo del sistema de ventilación, se realizó un análisis económico en base a costos de equipos y mano de obra.

Palabras clave: Ventilación, temperatura, confort, calor.

ABSTRACT

The various activities carried out by workers in an industry, accompanied by the architecture, machinery and equipment of the place where these activities are carried out are the variables that generate an increase in temperature, therefore an increase in heat throughout the premises. The present research work aims to design a ventilation system in the bagging area of a balanced factory where the aforementioned variables are present, for this reason mechanical ventilation has been chosen as the best option. To design the ventilation system in the balancing plant, it was necessary to calculate the total thermal load of the premises; therefore, a detailed analysis of the different heat gains had to be performed, such as: solar thermal gain by walls and roof, thermal gain by occupants, thermal gain by lighting. It should be noted that to carry out these calculations the Carrier Manual and the ASHRAE standards were used as a reference to obtain the amount of cfm (cubic feet per minute), which are needed in the area to be ventilated. Once the necessary amount of ventilation was obtained, the different ventilation equipment were selected and placed inside the balancing factory, such as: fan, ducts, filters and louvers. To determine the optimal working conditions of the workers, Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo (Decreto ejecutivo 2393). In order to determine the cost of the ventilation system, an economic analysis was carried out based on equipment and labor costs.

Keywords: Ventilation, temperature, confort, heat.

TABLA DE CONTENIDO

Portada

Declaración de auditoría y cesión de derechos	i
Certificación de culminación del proyecto de investigación.....	ii
Reporte de la herramienta de prevención de coincidencia y/o plagio académico	iii
Agradecimiento.....	ii
Dedicatoria.....	iii
Resumen	iv
Abstract	v
Código dublín	xiv
Introducción.....	1

CAPÍTULO I.

CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Problema de la investigación.....	2
1.1.1. Planteamiento del problema.	2
1.1.2. Formulación del problema.	3
1.1.3. Sistematización del problema.....	3
1.2. Objetivos.	4
1.2.1. Objetivo general.	4
1.2.2. Objetivos específicos.	4
1.3. Justificación.....	5

CAPÍTULO II.

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN

2.1. Marco teórico.....	7
2.1.1. Condiciones de temperatura y humedad.	7
2.1.1.1. Humedad absoluta.....	7
2.1.1.2. Humedad relativa.....	8
2.1.1.3. Calor generado por el cuerpo humano.....	8
2.1.1.4. Confort térmico.....	9
2.1.1.5. Condiciones ambientales.....	10
2.1.2. Sistemas de ventilación.....	11
2.1.2.1. Pies por minuto.....	11
2.1.2.2. Pies cúbicos por minuto.	11

2.1.2.3. Presión estática.	12
2.1.2.4. Presión de velocidad.	12
2.1.2.5. Presión total.	12
2.1.2.6. Registros.....	12
2.1.2.7. Difusores.	12
2.1.3. Ventiladores.....	12
2.1.3.1. Lista de verificación para la instalación de ventiladores.	14
2.1.4. Sistema de conductos.....	16
2.1.4.1. Teorema de Bernoulli.	17
2.1.4.2. Número de Reynolds.....	18
2.1.4.3. Ecuaciones para calcular la pérdida de energía.	19
2.1.5. Cargas térmicas.....	21
2.1.5.1. Ganancia de calor por envoltura.	22
2.1.5.2. Coeficiente global de transferencia de calor.	22
2.1.5.3. Ganancias de calor por ocupantes.....	23
2.1.5.4. Ganancias de calor iluminación.....	24
2.1.6. Sistema de control automático.....	26
2.1.6.1. Variable de control y señal de control o variable de control.....	26
2.1.6.2. Planta.....	26
2.1.6.3. Procesos.....	26
2.1.6.4. Sistemas.....	26
2.1.6.5. Perturbaciones.	27
2.1.6.6. Control de retroalimentación.....	27
2.2. Marco referencial.	28

CAPÍTULO III.

MÉTODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1. Localización.	30
3.1.1. Ubicación política.	30
3.1.2. Ubicación geográfica.	30
3.2. Tipo de investigación.	31
3.2.1. Investigación descriptiva.....	31
3.2.2. Investigación documental.....	31
3.3. Métodos de investigación.....	31
3.4. Fuentes de recopilación de información.	31

3.5.	Diseño de la investigación.....	32
3.5.1.	Diseño no experimental.	32
3.6.	Recursos humanos y materiales.....	32
3.6.1.	Recursos humanos.	32
3.6.2.	Recursos materiales.	33
3.6.2.1.	Materiales de oficina.....	33
3.6.2.1.	Materiales (hardware).	33
3.6.2.1.	Materiales (software).	33

CAPÍTULO IV.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1.	Resultados.	35
4.2.	Datos de campo para el diseño del sistema de ventilación.	35
4.3.	Componentes del sistema de ventilación.	36
4.4.	Cálculo de carga térmica.	36
4.4.1.	Ganancia de calor debido a radiación solar en paredes.	36
4.4.2.	Ganancia de calor debido a radiación solar en puertas.	39
4.4.3.	Ganancia de calor debido a la cubierta o techo.	40
4.4.4.	Ganancia de calor por ocupantes.	40
4.4.5.	Ganancia de calor por iluminación.	41
4.4.6.	Resumen de balance de carga térmica.	42
4.5.	Cálculo de ventilación necesaria basada en incrementos de calor.	42
4.6.	Equipos para el sistema de ventilación	44
4.6.1.	Cálculo para conductos de aire.....	44
4.6.2.	Selección del ventilador	47
4.7.	Sistema de control.....	48
4.7.1.	Selección del controlador de temperatura.	48
4.7.2.	Selección del sensor de temperatura.	49
4.7.3.	Selección del Breaker.	50
4.7.	Análisis de costos.	52
4.7.1.	Costos directos.....	52
4.7.2.	Costos indirectos.....	54
4.7.3.	Costos totales.....	55

CAPÍTULO V.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones.....	57
5.2. Recomendaciones.	57

CAPÍTULO VI.

BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía.....	60
-------------------	----

CAPÍTULO VII.

ANEXOS.....	62
-------------	----

Índice de Figuras

Figura 1. Carta de control de confort.	9
Figura 2 Ventiladores de jaula de ardilla.	13
Figura 3. Ventilador axial.....	13
Figura 4. Posición correcta de los ventiladores.	15
Figura 5. Espesor de chapa de acero sin recubrimiento.	17
Figura 6. Diagrama de Moody.....	19
Figura 7. Perdida en codos.	20
Figura 8. Persianas.	21
Figura 9. Filtro de aire.....	21
Figura 10. Conversión de la energía eléctrica en calor.	25
Figura 11. Elementos de un sistema de control.	27
Figura 12. Ubicación geográfica del Quevedo.	30
Figura 13. Componentes de un sistema de ventilación.	36
Figura 14. Sistema de ventilación.....	44
Figura 15. Caída de presión a lo largo de la salida H1	47
Figura 16. Controlador PID TCN4s.....	49
Figura 17. Sensor de temperatura ambiental WTR 190.....	50
Figura 18. Breaker TQD22150.....	50
Figura 19. Diagrama eléctrico sobre escrito en el controlador de temperatura TCN 4S	51
Figura 20. Costos de instalación.....	53
Figura 21. Costos directos.....	53
Figura 22. Costos indirectos	55

Índice de Tablas

Tabla 1. Tabla de valores de la curva de tensión de vapor.....	8
Tabla 2. Valores óptimos de velocidad del aire según el de trabajo en pies/min y (m/s).....	10
Tabla 3. Carga estática total de un ventilador centrífugo.....	14
Tabla 4. Ganancias debidas a ocupantes.	24
Tabla 5. Ganancias debido al alumbrado.	25
Tabla 6. Requerimientos de Hardware.....	33
Tabla 7. Requerimientos de software.....	33
Tabla 8. Áreas para determinar la carga térmica.	35
Tabla 9. Variables de para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor a través de paredes.	37
Tabla 10. Variables de para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor a través de puertas.....	39
Tabla 11. Detalle de luminarias.	41
Tabla 12. Resumen de balance de carga térmica.	42
Tabla 13. Cálculo del factor de escala	43
Tabla 14. Nuevo resumen de balance de carga térmica	43
Tabla 15. Longitudes de tramos.....	45
Tabla 16. Selección de conducto principal.....	45
Tabla 17. Selección de conductos secundarios.....	45
Tabla 18. Resumen de pérdidas en conducto de aire.	47
Tabla 19. Características técnicas del ventilador centrífugo.....	48
Tabla 20. Costo de equipos de ventilación.....	52
Tabla 21. Costo de equipos del sistema de control automático.....	52
Tabla 22. Costos de instalación.	53
Tabla 23. Resumen de costos directos.	53
Tabla 24. Costos indirectos.	54
Tabla 25. Costos totales.	55

Índice de Anexos

Anexo 1. Propiedades de algunos materiales de construcción.	63
Anexo 2. Rugosidad de algunos materiales.....	63
Anexo 3. Pérdida de fricción en ductos	64
Anexo 4. Cálculo de pérdida de presión por tramos.	65
Anexo 5. Selección del ventilador.	75
Anexo 6. Dimensiones generales del ventilador.....	75
Anexo 7. Curva característica de ventiladores serie 12/12	76
Anexo 8. Sistema de medición de conductos rectangulares.....	76
Anexo 9. Controlador de temperatura TCN4.	77
Anexo 10. Especificaciones controlador de temperatura TCN4.	77
Anexo 11. Partes del controlador de temperatura TCN4.	78
Anexo 12. Indicadores y rango de temperaturas del controlador de temperatura TCN4.....	78
Anexo 13. Diagrama de conexiones del controlador de temperatura TCN4.	79
Anexo 14. Sensor de temperatura ambiental WTR 19.....	79
Anexo 15. Conductos de ventilación (PT-001APRO).....	80
Anexo 16. Galpón (PT-002APRO).....	80

Índice de Ecuaciones

E.C. 1. Humedad absoluta.....	7
E.C. 2. Caudal.....	11
E.C. 3. Ecuación de Bernoulli.	17
E.C. 4. Número de Reynolds.	18
E.C. 5. Pérdida de energía debido a fricción..	19
E.C. 6. Pérdida dinámica en accesorios..	20
E.C. 7. Ganancia de calor.....	22
E.C. 8. Coeficiente global de transferencia de calor.....	22
E.C. 9. Calor sensible por personas..	23
E.C. 10. Calor latente por personas	23
E.C. 11. Ganancia de calor por ocupantes.....	23
E.C. 12. Calor generado por lámparas incandescentes.	25
E.C. 13. Calor generado por lámparas fluorescentes.	26
E.C. 14. Ventilación necesaria.....	42
E.C. 15. Diámetro equivalente.....	46

CÓDIGO DUBLÍN

Título:	“DISEÑO DE UN SISTEMA DE VENTILACIÓN EN EL ÁREA DE ENSACADO PARA UNA FÁBRICA DE BALANCEADO”					
Autor:	Pérez Oñate Álvaro Javier					
Palabras clave:	Ventilación	Temperatura	Confort	Calor		
Fecha de publicación:						
Editorial:	Quevedo: UTEQ, 2020.					
	RESUMEN Las diversas actividades que realizan los trabajadores en una industria, acompañado de la arquitectura, las maquinarias y equipos del lugar en donde se desarrollan dichas actividades son las variables que generan un incremento de temperatura. Por ende, un incremento de calor en todo el local. El presente trabajo de investigación pretende diseñar un sistema de ventilación en el área de ensacado de una fábrica de balanceados en donde se encuentran presentes las variables antes mencionadas, por tal motivo se ha escogido la ventilación mecánica como la mejor opción. Para diseñar el sistema de ventilación en la fábrica de balanceados, se necesitó calcular la carga térmica total del local; por lo tanto, se tuvo que realizar un análisis detallado de las distintas ganancias de calor, como lo son: ganancia térmica solar por muros y cubierta, ganancia térmica por ocupantes, ganancia térmica por iluminación. Cabe recalcar que para realizar estos cálculos se utilizó como referencia el Manual de Carrier y las normas ASHRAE para obtener la cantidad de cfm (pies cúbicos por minuto), que se necesitan en el área a ventilar. Una vez obtenida la cantidad de ventilación necesaria se procedió a seleccionar y ubicar dentro de la fábrica de balanceados los distintos equipos de ventilación como lo son: ventilador, conductos, filtros y louvers. Para determinar las condiciones óptimas de trabajo de los obreros se recurrió al Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo (Decreto ejecutivo 2393), donde se especifica las condiciones de confort térmico. . A fin de determinar el costo del sistema de ventilación, se realizó un análisis económico en base a costos de equipos y mano de obra. ABSTRACT The various activities carried out by workers in an industry, accompanied by the architecture, machinery and equipment of the place where these activities are carried out are the variables that generate an increase in temperature, therefore an increase in heat throughout the premises. The present research work aims to design a ventilation system in the bagging area of a balanced factory where the aforementioned variables are present, for this reason mechanical ventilation has been chosen as the best option. To design the ventilation system in the balancing plant, it was necessary to calculate the total thermal load of the premises; therefore, a detailed analysis of the different heat gains had to be performed, such as: solar thermal gain by walls and roof, thermal gain by occupants, thermal gain by lighting. It should be noted that to carry out these calculations the Carrier Manual and the ASHRAE standards were used as a reference to obtain the amount of cfm (cubic feet per minute), which are needed in the area to be ventilated. Once the necessary amount of ventilation was obtained, the different ventilation equipment were selected and placed inside the balancing factory, such as: fan, ducts, filters and louvers. To determine the optimal working conditions of the workers, the Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de Trabajo (Decreto ejecutivo 2393). In order to determine the cost of the ventilation system, an economic analysis was carried out based on equipment and labor costs.					
URI:	(En blanco hasta cuando se dispongan los repositorios)					

INTRODUCCIÓN

Durante las distintas revoluciones industriales se han ido implementando sistemas que permiten mejorar el ambiente laboral en fábricas, naves industriales, etcétera. Entidades regulatorias como: ISO (Organización Internacional de Normalización) con la normativa ISO 45001:2018 Sistema de gestión de la seguridad y salud en el trabajo, OHSAS 18001:2017, entre otras. Las cuales proporcionan requisitos a cumplir por las organizaciones según sus competencias en la industria [1]

Cada país por su parte exige que se cumplan con ciertos requisitos en materia de seguridad y salud ocupacional, en el caso de Ecuador es el decreto ejecutivo 2393 o Reglamento de seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo [2]

El presente proyecto tiene como finalidad el dimensionamiento de un sistema de ventilación industrial para una fábrica de balanceados ubicada en el cantón Quevedo, a fin de mejorar las condiciones del ambiente de trabajo.

Las principales variables a controlar son la temperatura y la humedad del ambiente de trabajo, para la cual se emplean datos históricos proporcionados por la fábrica, registrados del interior y del exterior de la nave industrial (ambiente) [2].

Entre las consideraciones para el dimensionamiento del sistema de ventilación son las ganancias de calor por personas, equipos y arquitectura del área a ventilar. De donde se obtiene la potencia requerida por el ventilador y la velocidad con la que proporciona aire fresco, el número de renovaciones de aire, además de criterios basados en las normas ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) [3].

Mediante un análisis de costos se determina el costo para la implementación del sistema de ventilación industrial, misma que por medio de un controlador automático mantendrá una velocidad de viento acorde a los requerimientos del ambiente al cambio de temperatura.

CAPÍTULO I.
CONTEXTUALIZACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Problema de la investigación.

1.1.1. Planteamiento del problema.

Las diferentes condiciones ambientales en instalaciones industriales generan calor, siendo las principales fuentes: la radiación del sol, los equipos, las personas, etcétera. Mismos que favorecen al incremento de temperatura y humedad en un espacio cerrado. El confort térmico favorecería un mejor desarrollo efectivo de las operaciones que se realizan en dichas instalaciones.

Uno de los requerimientos del decreto ejecutivo 2393 es: en los locales de trabajo cerrados el suministro de aire fresco y limpio por hora y trabajador será por lo menos de 30 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total del aire no inferior a 6 veces por hora [2]

Por otra parte, el decreto ejecutivo 2393 manifiesta en el artículo 53 que la circulación de aire en locales cerrados se procurará acondicionar de modo que los trabajadores no estén expuestos a corrientes molestas y que la velocidad no sea superior a 15 metros por minuto a temperatura normal, ni de 45 metros por minuto en ambientes calurosos [2].

- **Diagnóstico**

Es de gran importancia que las organizaciones cumplan lo estipulado por los organismos de control en materia de seguridad y salud ocupacional, en el caso puntual de las condiciones de temperatura y humedad, pues la falta de un sistema de ventilación que permitan satisfacer dichos requerimientos tiene efecto en el rendimiento y productividad de las operaciones, en extremo podría tener repercusiones legales.

- **Pronóstico**

La implementación de un sistema de ventilación que permitan satisfacer los requerimientos en materia de seguridad y salud ocupacional, en el caso puntual de las condiciones de temperatura y humedad permitirá el correcto desarrollo de las operaciones manuales mejorando su rendimiento, a su vez dicho sistema al ser automático brindará el confort térmico al cambiar las condiciones del medio a ventilar.

1.1.2. Formulación del problema.

¿Qué efecto tendría un sistema de ventilación, en el desarrollo de las actividades del personal que labora en una fábrica de balanceados?

1.1.3. Sistematización del problema.

¿Qué condiciones de temperatura y humedad son las requeridas por el acuerdo ejecutivo 2393 para propiciar un buen ambiente de trabajo?

¿Cómo se determinarán las cargas térmicas para dimensionar los equipos del sistema de ventilación?

¿Cuáles serán los equipos adecuados de un sistema de ventilación industrial para satisfacer la necesidad de un ambiente ventilado en el área ensacado para una fábrica de balanceado?

¿Cuál será el costo total de implementar el sistema de ventilación en el área de ensacado para una fábrica de balanceados?

1.2. Objetivos.

1.2.1. Objetivo general.

Diseñar un sistema de ventilación en el área de ensacado para una fábrica de balanceado

1.2.2. Objetivos específicos.

- Especificar las condiciones apropiadas de temperatura y humedad para el correcto desempeño de un trabajador según el decreto ejecutivo 2393.
- Calcular las cargas térmicas por conducción, convección y radiación que actúan en el área de ensacado.
- Diseñar según los criterios de la norma ASHRAE y seleccionar los equipos para el sistema de ventilación y control automático.
- Calcular el costo total de la implementación del sistema de ventilación.

1.3. Justificación.

Parte del procesamiento de balanceados es el ensacado, mismo que consiste en el llenado en porciones pre establecidas de balanceado en costales. Proceso que requiere de la manipulación de bultos de manera manual, en la que los operarios están expuesto a polvos residuales producto del procesamiento de balanceado, además, como producto del esfuerzo físico, el cambio de temperaturas en el ambiente y por procesos de transferencia de calor el ambiente de trabajo se torna caluroso por lo que se carece de confort térmico.

Dimensionar los equipos de un sistema de ventilación con control automático que permita proporcionar confort térmico a los trabajadores del área de ensacado mejorará el ambiente de trabajo, permitiendo también mejorar la eficiencia de las operaciones.

Es necesario calcular la carga térmica total del local para el dimensionamiento del sistema de ventilación; por lo tanto, se analiza a detalle las distintas ganancias de calor, como lo son: ganancia térmica solar por muros y cubierta, ganancia térmica por ocupantes y ganancia térmica por iluminación y equipos a fin de determinar la cantidad de cfm (pies cúbicos por minutos) necesarios para la correcta ventilación del área de ensacado.

En términos de eficiencia energética, un sistema de control automático permite minimizar el consumo de energía eléctrica pues al controlar la variable temperatura los equipos que conforman el sistema de ventilación no funcionan permanentemente, sino cuando las condiciones ambientales lo ameriten; esto se traduce en la reducción casi al mínimo de la intervención humana ya que el sistema se vuelve inteligente.

CAPÍTULO II.

FUNDAMENTACIÓN TEÓRICA DE LA INVESTIGACIÓN

2.1. Marco teórico

2.1.1. Condiciones de temperatura y humedad.

El confort en un entorno dado y desde un punto de vista térmico es una sensación subjetiva que, sin embargo, tiene efectos fisiológicos medibles [4]. Los factores que establecen una determinada sensación térmica son:

1. Calor metabólico (menos gasto energético consiguiente al trabajo).
2. La temperatura del aire.
3. La velocidad de movimiento del aire
4. Contenido de humedad del aire
5. Temperatura radiante de los sólidos vecinos.

Estos parámetros siempre deben medirse simultáneamente y en el mismo lugar. Los puntos de muestreo deben ser representativos de la exposición de los trabajadores, cualquiera de estos factores que sean capaces de combinar mecanismos humanos y causar un esfuerzo fisiológico anormal para mantener su equilibrio térmico plantea un problema de higiene. [4].

Las variables que determinan el entorno térmico se pueden dividir en los siguientes grupos.: a) climatología ambiental, b) condiciones de trabajo [4].

Cuando la temperatura del aire y las paredes circundantes es más baja que la de la piel, el cuerpo pierde calor por convección y radiación, en el caso contrario, se gana calor, cuando el calor llega al cuerpo desde el medio ambiente a través de la convección y la radiación, la cantidad absorbida más el calor metabólico debe eliminarse por evaporación. [4].

2.1.1.1. Humedad absoluta.

La humedad absoluta se muestra con el símbolo W y se la define como la relación entre la masa de vapor contenida en el aire y la masa de aire seco. [5].

E.C. 1. Humedad absoluta. [5]

$$W = \frac{m_w}{m_a}$$

Que se mide también en: $\frac{m_w}{m_a}$ se la conoce como humedad específica [5].

2.1.1.2. Humedad relativa.

Se dice que el vapor de agua contenido en el aire se disuelve en el aire, pero el poder de resolución del aire no es muy grande, cuando aumenta la cantidad de vapor, tomará un momento en esta condensación para que se forme agua líquida, en este caso el estado de saturación se ve afectado. [5].

La relación entre la presión de saturación y la temperatura se es conocida como la curva de tensión de vapor, esta relación puede proporcionarse de forma gráfica, por medio de tablas, o bien mediante una ecuación, como se muestra en la Tabla 1 [5].

Tabla 1. Tabla de valores de la curva de tensión de vapor.

T(°C)	P _{ws} (kPa)
0	0,611
5	0,872
10	1,227
15	1,704
16	1,818
20	2,337
22	2,644
25	3,166
30	4,242
35	5,622
40	7,375
45	9,580
50	12,335

FUENTE: TÉCNICAS DE CLIMATIZACIÓN.

2.1.1.3. Calor generado por el cuerpo humano.

El calor generador debe usarse para la producción de trabajo y el resto debe eliminarse, si esto no sucede, el efecto sería catastrófico, la temperatura interior aumentaría, de tal modo que si comparamos la eficiencia del cuerpo humano con la de una máquina es muy baja, por lo que casi todo el calor generado debe ser disipado [5].

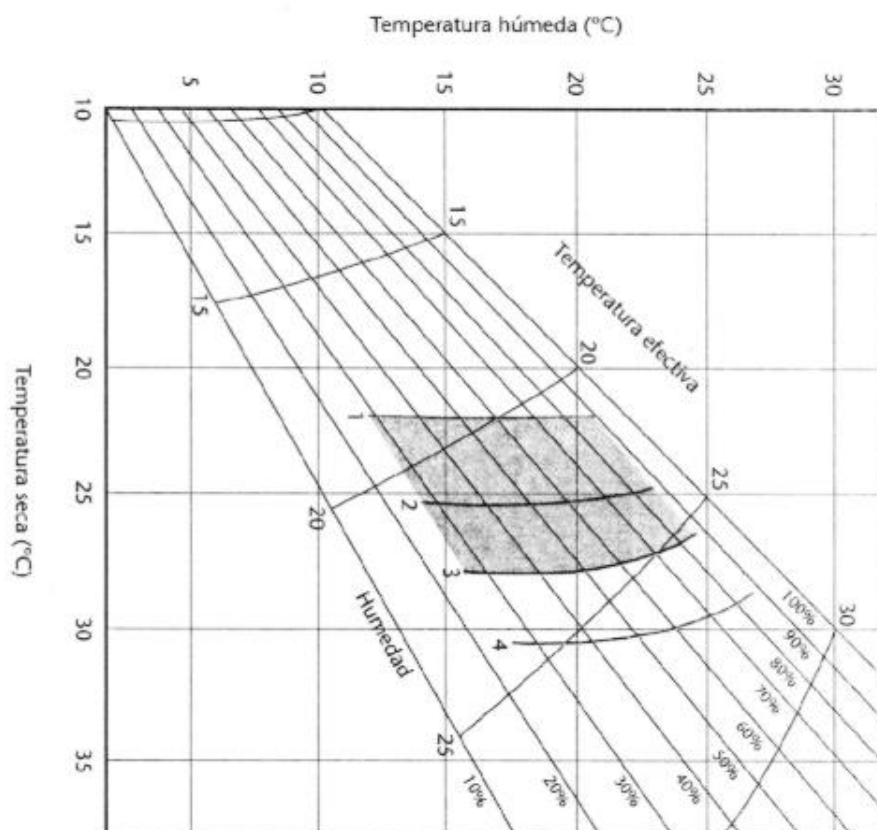
2.1.1.4. Confort térmico.

El confort térmico puede ser representado mediante un diagrama de confort, uno de los más utilizados es el proporcionado por ASHRAE. En donde las líneas inclinadas de abajo arriba son indicativas de distintos grados de humedad relativa [3]. Las líneas inclinadas que cortan a éstas a 15, 20, 25 y 30 ° C son las de la temperatura efectiva, el significado de las líneas 1, 2, 3, y 4 es:

1. Ligeramente fresco
2. Confortable
3. Ligeramente caluroso
4. caluroso.

La zona comprendida entre las líneas 1 y 3 marca el área que corresponde a la llamada zona de confort, a continuación se muestra la curva de confort en la Figura 1 [3].

Figura 1. Carta de control de confort.



Fuente: ASHRAE HANDBOOK.

Tabla 2.Valores óptimos de velocidad del aire según el tipo de trabajo en pies/min y (m/s).

Aplicación	Conductos		Ramales	
	Impulsión	Retorno	Impulsión	Retorno
Residencias	1,000	800	600	600
	(5,1)	(4,1)	(3)	(3)
Apartamentos				
Dormitorios hotel	1,500	1,300	1,200	1,000
Dormitorios hospital	(7,6)	(6,6)	(6,1)	(5,1)
Oficinas privadas				
Oficinas director	1,800	1,400	1,400	1,200
Bibliotecas	(9,1)	(7,1)	(7,1)	(6,1)
Teatros	1,300	1,100	1,000	800
Auditorios	(6,6)	(5,6)	(5,1)	(4,1)
Oficinas en general				
Restaurantes de lujo	2,000	1,500	1,600	1,200
Almacenes de lujo	(10,2)	(7,6)	(8,1)	(6,1)
Bancos				
Almacenes medios	2,000	1,500	1,600	1,200
Cafeterías	(10,2)	(7,6)	(8,1)	(6,1)
Industrias	2,500	1,800	2,200	1,600
	(12,7)	(9,1)	(11,2)	(8,1)

Fuente: MANUAL DE DISEÑO DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y AIRE ACONDICIONADO.

2.1.1.5. Condiciones ambientales.

El decreto ejecutivo 2393 o Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente de trabajo establece en el artículo Art. 53. Condiciones generales ambientales: ventilación, temperatura y humedad:

1. En los locales de trabajo y sus anexos se procurará mantener, por medios naturales o artificiales, condiciones atmosféricas que aseguren un ambiente cómodo y saludable para los trabajadores [2].
2. En los locales de trabajo cerrados el suministro de aire fresco y limpio por hora y trabajador será por lo menos de 30 metros cúbicos, salvo que se efectúe una renovación total del aire no inferior a 6 veces por hora [2].
3. La circulación de aire en locales cerrados se procurará acondicionar de modo que los trabajadores no estén expuestos a corrientes molestas y que la velocidad no sea

superior a 15 metros por minuto a temperatura normal, ni de 45 metros por minuto en ambientes calurosos [2].

4. Se fijan como límites normales de temperatura °C de bulbo seco y húmedo aquellas que en el gráfico de confort térmico indiquen una sensación confortable; se deberá condicionar los locales de trabajo dentro de tales límites, siempre que el proceso de fabricación y demás condiciones lo permitan [2].

2.1.2. Sistemas de ventilación.

2.1.2.1. Pies por minuto.

Los pies por minuto es una unidad para medir el flujo de aire, esta puede medirse con un medidor de velocidad conocido como termo-anemómetro. Este instrumento mide el flujo de aire en unidades de pies por minuto [6].

2.1.2.2. Pies cúbicos por minuto.

Esta unidad sirve para medir el volumen de aire, en caso de la presencia de un registro o rejilla, se lo determina multiplicando la velocidad frontal promedio por el aire libre en pies cuadrados [6].

Se determina mediante la siguiente formula:

E.C. 2. Caudal. [6]

$$Q(\text{caudal}) = \text{Área} \times \text{velocidad}$$

Donde

- $A_e (\text{área libre}) \times \text{velocidad} = \text{pcm}$
- $\frac{P_{cm}}{A_e} = \text{velocidad}$
- $\frac{P_{cm}}{v} = \text{área libre}$

2.1.2.3. Presión estática.

La presión estática es la fuerza hacia el exterior del aire dentro de un ducto. Esta presión se mide en pulgadas de agua (pulgH₂O), es semejante a la presión dentro de una llanta de un vehículo, por eso también se la conoce como presión inactiva [6].

2.1.2.4. Presión de velocidad.

Es la fuerza del aire en dirección hacia adelante dentro de un ducto, al igual que la presión estática se la mide en pulgadas de agua [6].

2.1.2.5. Presión total.

La presión total es la suma de la presión estática y de la presión de velocidad, esta se relaciona con el nivel de sonido a la salida por lo que al sub-dimensionar la salida se verá el aumento del nivel sonoro.

2.1.2.6. Registros.

Son salidas para descargar aire, como una concentrada, dentro de la zona a ventilar, estos son combinaciones de rejillas y compuertas. Descargan el aire horizontalmente, estos están ubicados generalmente en lo alto de los muros adyacentes [6].

2.1.2.7. Difusores.

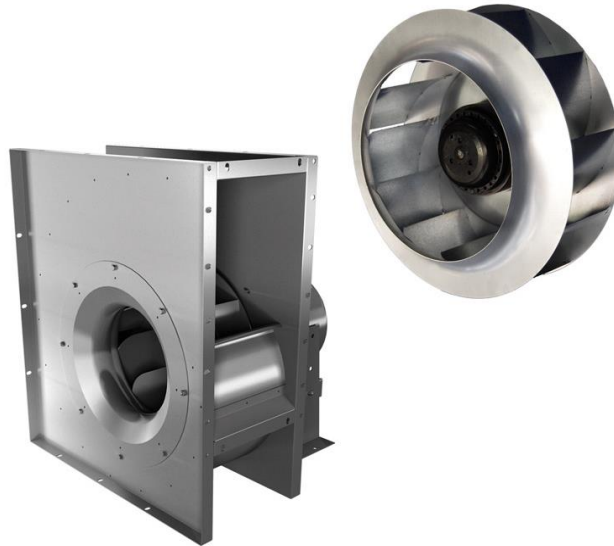
Permiten la dispersión del aire permitiendo que su trayectoria cubra un área más amplia, por lo general se ubican sobre cabeza [6].

2.1.3. Ventiladores.

Los ventiladores se dividen en dos grandes grupos; ventiladores centrífugos y ventiladores axiales. El uso de uno de estos ventiladores depende del área a ventilar, del tipo de industria y de la carga térmica en la zona [6].

Los criterios para la selección de un ventilador son los pies cúbicos por minuto y la presión estática total, esta última es la suma de la presión estática positiva y la presión estática negativa [6].

Figura 2. Ventiladores de jaula de ardilla.



Fuente: FUNDAMENTOS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

Figura 3. Ventilador axial.



Fuente: FUNDAMENTOS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

Tabla 3. Carga estática total de un ventilador centrífugo.

14 pulg			108 LF				Velocidad=rpm x 3.83			
pcm de aire	Vel. Sal	pm serp	Presión estática total, pulgadas de agua							
			0.5		1.5		1.25		1.5	
			Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp
2700	903	347	545	0.45	763	0.87	861	1.13	945	1.37
3000	1003	386	561	0.53	758	0.94	854	1.22	942	1.50
3300	1104	424	581	0.63	755	1.04	848	1.30	935	1.60
3600	1204	463	602	0.75	762	1.16	844	1.41	929	1.70
3900	1304	501	625	0.88	775	1.31	848	1.56	925	1.83
4200	1404	540	649	1.02	792	1.48	859	1.73	927	2.00
4500	1505	578	674	1.19	810	1.67	874	1.93	937	2.20
4800	1605	616	700	1.37	831	1.89	891	2.15	951	2.43
pcm de aire	Vel. Sal	pm serp	1.75		2		2.25		2.5	
			Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp	Rpm	Bhp
			1018	1.60	1084	1.84	1148	2.10	1213	2.37
3000	1003	386	1020	1.77	1090	2.03	1153	2.30	1212	2.56
3300	1104	424	1016	1.91	1090	2.22	1157	2.51	1218	2.80
3600	1204	463	1009	2.03	1085	2.37	1155	2.71	1219	3.03
3900	1304	501	1003	2.15	1077	2.50	1149	2.87	1216	3.24
4200	1404	540	999	2.30	1072	2.65	1141	3.02	1209	3.41
4500	1505	578	1001	2.50	1068	2.82	1137	3.19	1201	3.58
4800	1605	616	1010	2.73	1070	3.04	1133	3.39	1199	3.77

Fuente: FUNDAMENTOS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

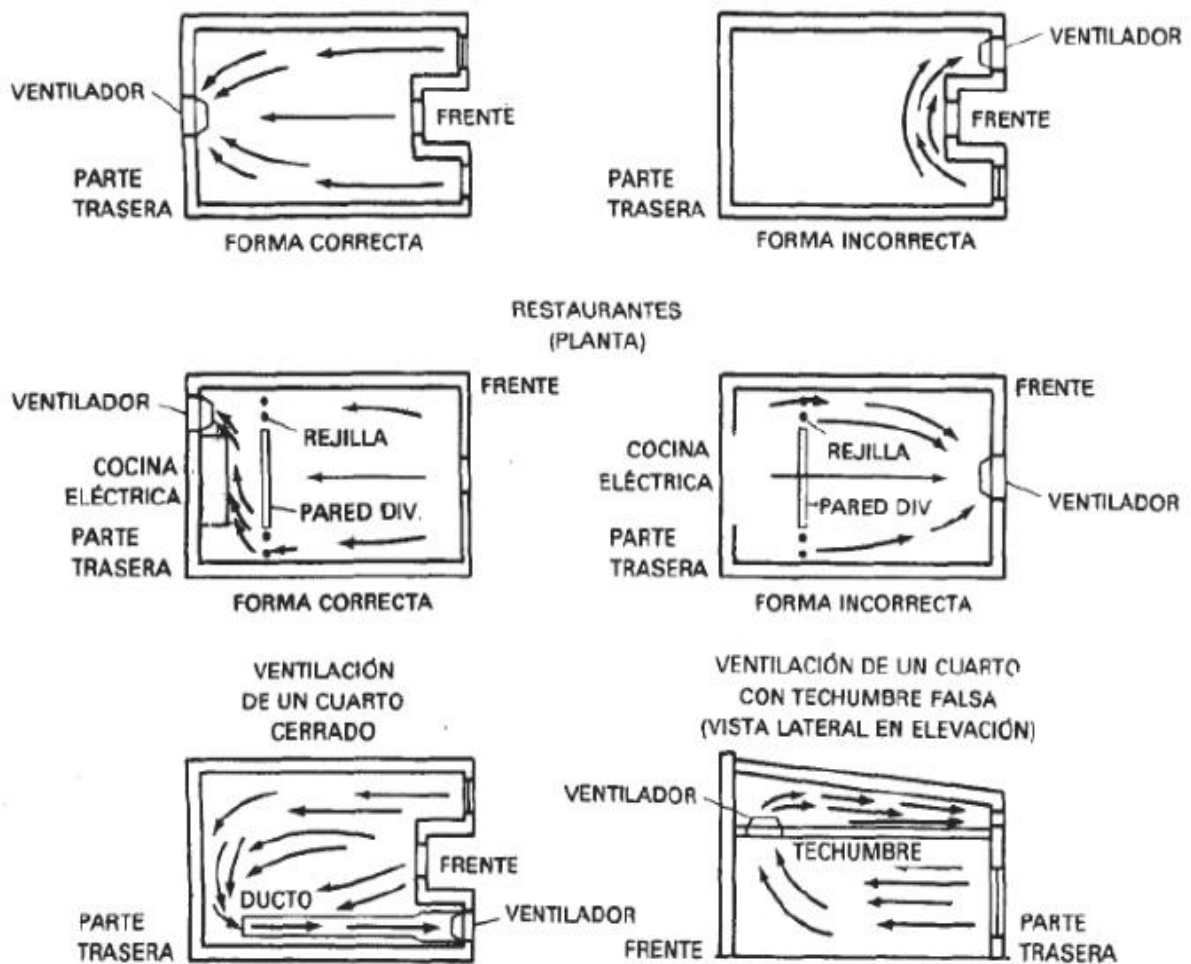
2.1.3.1. Lista de verificación para la instalación de ventiladores.

1. Dimensione correctamente el ventilador para que sea eficiente
2. Jamás usar un ventilador grande que sustituya a dos pequeños, en tal caso dos ventiladores podrían proporcionar una mejor distribución del aire
3. No debe usar ventiladores axiales en ductos de un tramo largo, solo si estos están diseñados para trabajar contra presión estática
4. No reduzca el área de sección transversal de ductos a menos del área del ventilador para forzar al aire
5. No aumentar las rpm del ventilador para aumentar los pcm.

6. Jamás use mallas contra insectos en los ventiladores de descarga, esto afectaría su eficiencia y requeriría de limpieza frecuente.

A continuación, se muestra la forma adecuada de colocar un ventilador para una determinada aplicación.

Figura 4. Posición correcta de los ventiladores.



Fuente: FUNDAMENTOS DE CALEFACCIÓN, VENTILACIÓN Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.

2.1.4. Sistema de conductos.

El Estándar 91 de la NFPA (Asociación Nacional de Protección contra el Fuego de Estados Unidos por sus siglas en inglés) es ampliamente utilizado para diseño, construcción, instalación y mantenimiento de sistemas de conductos que transportan partículas y eliminan los vapores inflamables (incluidos los residuos de pulverización de pintura), y humos corrosivos [3]. Los sistemas de conductos industriales son generalmente clasificados de la siguiente manera:

1. La clase 1 cubre aplicaciones no particuladas, incluido el aire de reposición, ventilación general y control de emisiones gaseosas [3].
2. La clase 2 se impone sobre partículas moderadamente abrasivas a la luz. concentración, como la producida por pulido y pulido, carpintería y manejo de granos [3].
3. La clase 3 consiste en material altamente abrasivo en baja concentración, como el producido por la limpieza abrasiva, secadores y hornos, caldeo de calderas y manejo de arena [3].
4. La clase 4 está compuesta de partículas altamente abrasivas en alta concentración, incluyendo materiales que transportan altas concentraciones de partículas enumeradas en la clase 3 [3].
5. La clase 5 cubre aplicaciones corrosivas tales como humos ácidos [3].

Figura 5. Espesor de chapa de acero sin recubrimiento.

Denominación			Nominal (Kg/m²)	
Espesor (mm)			Acero	
Grado	Nominal	Mínimo.	300 Series	400 Series
28	0,384	0,334	3,09	3,04
26	0,452	0,372	3,65	3,58
24	0,597	0,517	4,82	4,72
22	0,744	0,644	6,01	5,89
20	0,902	0,802	7,28	7,14
18	1,219	1,089	9,84	9,65
16	1,511	1,361	12,20	11,96
14	1,908	1,728	15,39	15,10
13	2,286	2,056	18,45	18,10
12	2,677	2,447	21,60	21,19
11	3,048	2,798	24,60	24,13
10	3,429	3,129	27,67	27,14

Fuente: ASTM STANDARD A480M.

2.1.4.1. Teorema de Bernoulli.

La ecuación de Bernoulli es una relación fundamental en la mecánica de fluidos, es la aplicación de la ley de conservación de energía, incluida la energía mecánica, cinética y potencial, el teorema de Bernoulli muestra que entre dos puntos (1 y 2) de un conducto ideal sin pérdida, en el que circula el aire, se considera un fluido ($\rho_{g1} \cong \rho_{g2}$), se cumple la siguiente ecuación [7].

E.C. 3. Ecuación de Bernoulli. [8]

$$P_1 + \frac{1}{2} \rho_g \cdot V_1^2 = P_2 + \frac{1}{2} \rho_g \cdot V_2^2 + h_f$$

En la cual:

P_1 = Presión estática en el punto 1 del conducto, $\frac{N}{m^2}$

V_1 = Velocidad de la corriente de aire en el punto 1 del conducto, $\frac{m}{s}$.

ρ_g = Densidad de la corriente de aire en, $\frac{kg}{m^3}$

Z_1 = Altura del punto 1 con respecto a un plano de referencia, m.

P_2 = Presión estática en el punto 2 del conducto, $\frac{N}{m^2}$

V_2 = Velocidad de la corriente de aire en el punto 2 del conducto, $\frac{m}{s}$

Z_2 = Altura del punto 2 con respecto a un plano de referencia, m.

2.1.4.2. Número de Reynolds.

El número de Reynolds es la relación de la fuerza de inercia sobre un elemento de fluido a la fuerza viscosa, la fuerza de inercia se desarrolla a partir de la segunda ley de Newton $F = ma$ [7].

Los fluidos tienen números de Reynolds grandes debido a una velocidad elevada y/o una viscosidad baja, y tienden a ser turbulentos, para aplicaciones prácticas del flujo en tuberías, encontramos que, si el número de Reynolds para el flujo es menor que 2000, éste será laminar. Si el número de Reynolds es mayor que 4000, el flujo será turbulento, en el rango de números de Reynolds entre 2000 y 4000 es imposible predecir qué flujo existe; por tanto, le denominaremos región crítica [7].

Si $N_R < 2000$, el flujo es laminar.

Si $N_R > 4000$, el flujo es turbulento.

E.C. 4. Número de Reynolds. [7]

$$N_R = \frac{v \cdot D}{\mu}$$

Donde:

η = su viscosidad cinemática

D = el diámetro del tubo

v = la velocidad promedio del flujo

2.1.4.3. Ecuaciones para calcular la pérdida de energía.

Una componente de la pérdida de energía es la fricción en el fluido que circula, para ello se puede utilizar la ecuación de Darcy, entre otras esto aplica para el flujo en tuberías y tubos, la fricción es proporcional a la carga de velocidad del flujo y a la división entre la longitud y diámetro de sección transversal [9].

E.C. 5. Pérdida de energía debido a fricción. [9].

$$h_L = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

Donde:

h_L = pérdida de energía debido a la fricción (ecuación de Darcy)

L = longitud de la corriente del flujo

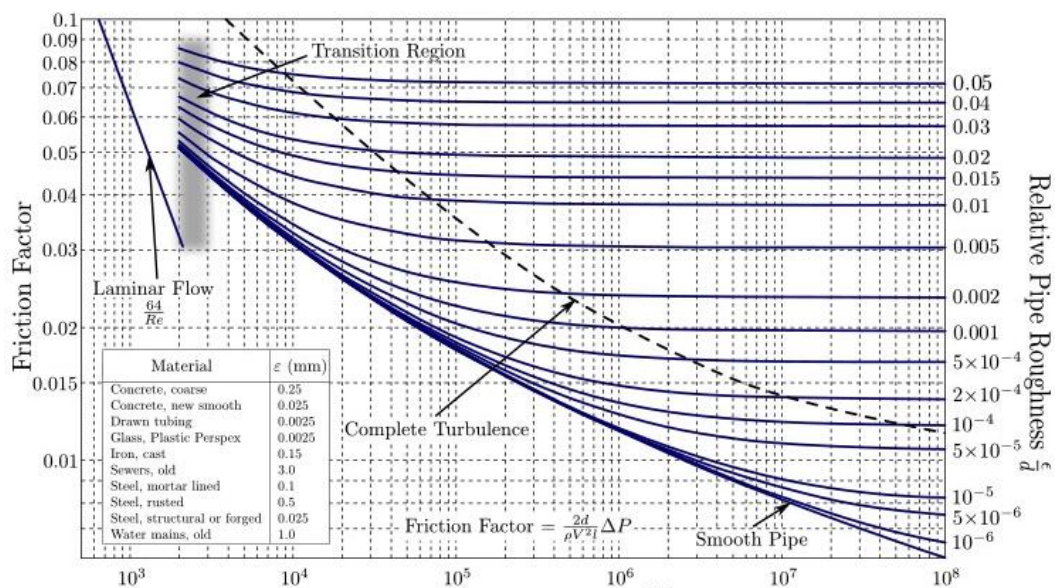
D = diámetro de la tubería

v = velocidad promedio del flujo

f = factor de fricción

g = gravedad

Figura 6. Diagrama de Moody.



Fuente: MECÁNICA DE FLUIDOS.

E.C. 6. Pérdida dinámica en accesorios. [9].

$$H_L = c. (H_V)$$

$$H_V = \frac{\gamma \cdot v^2}{2g}$$

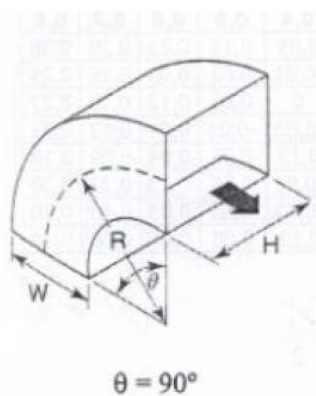
Donde:

γ = peso específico del aire ($\rho \cdot g$)

c = Coeficiente para perdida dinámica del accesorio

H_V = presión de velocidad correspondiente al accesorio (Pa)

Figura 7. Pérdida en codos.



$\frac{r}{W}$	$\frac{H}{W}$										
	0.25	0.5	0.75	1	1.5	2	3	4	5	6	8
0.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.1	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.4	0.39	0.39	0.4	0.42	0.43	0.44
1	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.2	0.27	0.21
1.5	0.22	0.2	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2	0.2	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15

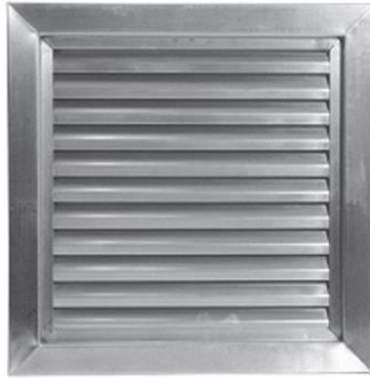
Fuente: SODECA.

Pérdida por persianas

La pérdida por persianas según el manual de SODECA, para una velocidad de circulación baja de aire es de aproximadamente:

$$H_{\text{persianas}} = 19.93 \text{ Pa}$$

Figura 8. Persianas.



Fuente: SODECA.

Pérdida por filtro de aire

Para evitar que el polvo u otras partículas entren en las tomas de aire, los filtros de fibra se encuentran en cada abertura para evitar el transporte o la acumulación de partículas.

Figura 9. Filtro de aire.



Fuente: SODECA.

Un filtro simple para partículas de polvo tiene una caída de presión aproximada de:

$$H_{\text{filtro}} = 24.91 \text{ Pa}$$

2.1.5. Cargas térmicas.

Esta es la cantidad de energía requerida para mantener ciertas condiciones de temperatura para una aplicación particular. La ganancia de calor en un edificio tiene su origen en dos componentes definidos con precisión: ganancia de calor por envoltura (paredes y techo) y ganancia de calor interna (personas, luces, equipos, entre otros) [4].

2.1.5.1. Ganancia de calor por envoltura.

La ganancia de calor a través de paredes y cubierta se calcula teniendo en consideración de los materiales que las componen y la radiación solar, de manera general se usa la ecuación que se muestra a continuación [10].

E.C. 7. Ganancia de calor. [10].

$$Q_p = U \cdot A(\Delta T_{eq})$$

Donde:

U = Coeficiente global de transferencia de calor a través de paredes y techos.

A = Área de paredes y techos

ΔT_{eq} = Diferencia equivalente de temperatura.

2.1.5.2. Coeficiente global de transferencia de calor.

El coeficiente global de transferencia de calor hace referencia a la capacidad de un área o superficie para transferir calor, tiene presente los coeficientes de convección interior h_i y exterior h_o [11]

E.C. 8. Coeficiente global de transferencia de calor. [10].

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{l_1}{k_1} + \frac{l_2}{k_2} + \frac{l_3}{k_3} + \dots + \frac{l_n}{k_n} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{R_T}$$

Donde:

U = Coeficiente de convección exterior

k = Coeficiente de conductividad térmica

l = Espesor de cada material

h_i = Coeficiente convección interior

h_o = Coeficiente convección exterior

R_T = Suma de todas las resistencias

2.1.5.3. Ganancias de calor por ocupantes.

Hay cambios exotérmicos en el cuerpo humano, cuya intensidad varía según el individuo y el nivel de actividad desarrollado. La temperatura interna más favorable para estas conversiones es 37 ° C con una pequeña tolerancia. El cuerpo humano puede mantener esta temperatura dentro de fluctuaciones bastante grandes en la temperatura ambiente, gracias a su capacidad para eliminar una cantidad más o menos significativa de calor generado [12].

Calor sensible.

Cantidad de calor que absorbe o libera un cuerpo sin que en él ocurran cambios en su estado físico (cambio de fase). Cuando a un cuerpo se le suministra calor sensible en este aumenta la temperatura [12].

Calor latente

Es el calor que crea un cambio de estado de un material sin que cambie su temperatura. Teóricamente cuando hierves agua en una tartera en primer lugar sube hasta 100°C absorbiendo 100% calor sensible (cambio de temperatura), a partir de ahí pasa a evaporarse absorbiendo 100% calor latente (sin cambio de temperatura). Para el caso de las personas, por medio de la transpiración emiten humedad al ambiente, en mayor medida en función de la actividad que están desempeñando [12].

E.C. 9. Calor sensible por personas. [10].

$$Q_{\text{sensible personas}} = \text{Factor}_{\text{calor sensible}} \times \text{Número de personas}$$

E.C. 10. Calor latente por personas [10].

$$Q_{\text{latente personas}} = \text{Factor}_{\text{calor latente}} \times \text{Número de personas}$$

E.C. 11. Ganancia de calor por ocupantes. [10].

$$Q_{\text{TOTAL personas}} = Q_{\text{sensible personas}} + Q_{\text{latente personas}}$$

Tabla 4. Ganancias debidas a ocupantes.

Grado de actividad	Tipo de aplicación	Metabolismo hombre adulto ($\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$)	Temperatura seca del local	
			28 °C	
			($\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$)	
			Sensible	Latente
Sentados, en reposo	Teatro, escuela primaria	98	44	44
Sentados, trabajo muy ligero	Escuela secundaria	113	45	55
Empleado de oficina	Oficina, hotel, apartamento, escuela superior	120	45	68
De pie, marcha lenta	Almacenes, tienda	139		
Sentado de pie	Farmacia	139		
De pie, marcha lenta	Banco	139	46	81
Sentado	Restaurante	126	48	91
Trabajo ligero en el banco de taller	Fábrica, trabajo ligero	202	48	141
Baile o danza	Sala de baile	227	55	159
Marcha, $5 \frac{\text{km}}{\text{h}}$	Fábrica, trabajo bastante penoso	252	68	184
Trabajo penoso	Pista de bowling	378	113	252

Fuente: MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO CARRIER.

2.1.5.4. Ganancias de calor iluminación.

Las lámparas incandescentes convierten el 10% de la energía absorbida en luz, mientras que el resto se convierte en calor. Los tubos fluorescentes transforman un 25% de la energía absorbida en luz mientras que otro 25% se disipa por radiación hacia las paredes que rodean el local y el resto por convección y conducción. Debe tenerse en cuenta, además del color emitido por la reactancia o resistencia limitadora que representa un 25% de la energía absorbida por la lámpara [13].

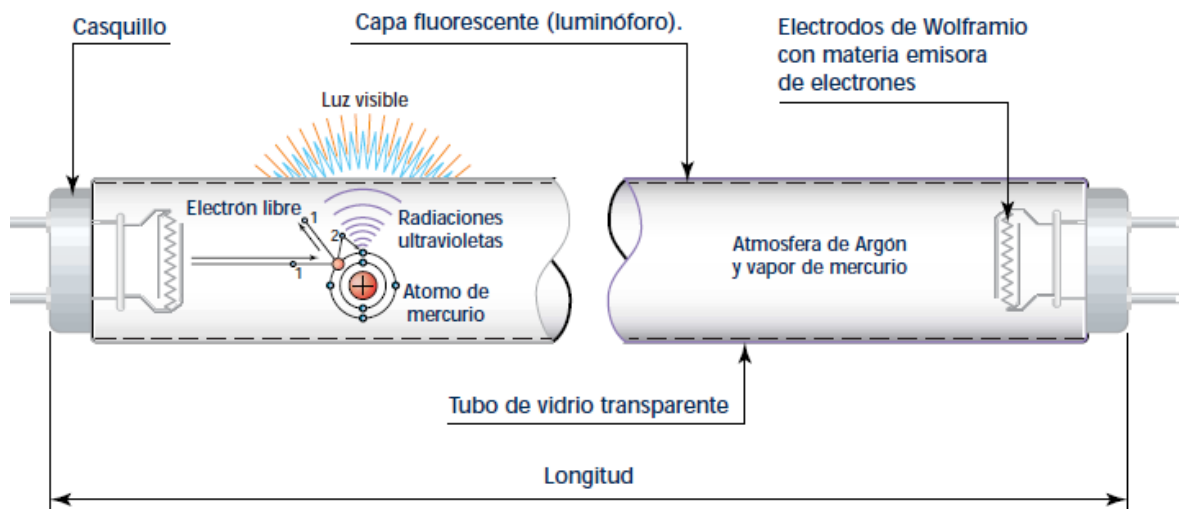
Generalmente la placa de identificación de los equipos dará la información necesaria para obtener el dato aproximado de esta se puede tratar del mismo modo que las luces incandescentes, multiplicando los vatios por 3,4 para obtener Btu/h [14].

Tabla 5. Ganancias debido al alumbrado.

TIPO	GANANCIAS SENSIBLES ($\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$)
Fluorescente	Potencia útil vatios x 1,25 x 0,86
Incandescente	Potencia útil vatios x 0,88

Fuente: MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO CARRIER.

Figura 10. Conversión de la energía eléctrica en calor y luz en las lámparas fluorescentes.



Fuente: Manual de aire acondicionado Carrier.

Para calcular el calor generado por lámparas incandescentes se lo calcula con la siguiente ecuación:

E.C. 12. Calor generado por lámparas incandescentes. [12].

$$Q\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right) = \text{Número de lámparas} \times \text{potencia (watts)} \times 3.41 \times 1.25 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$$

Para calcular el calor generado por lámparas fluorescentes se lo calcula con la siguiente ecuación:

E.C. 13. Calor generado por lámparas fluorescentes. [12].

$$Q\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right) = \text{Número de lámparas} \times \text{potencia (watts)} \times 3.41 \times 1.25 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}}\right)$$

2.1.6. Sistema de control automático.

2.1.6.1. Variable de control y señal de control o variable de control.

La variable controlada es la cantidad o condición medida y controlada. La señal de control manipulada o la variable de control manipulada es que la cantidad o condición que el controlador cambia para influir en el valor de la variable controlada [15].

2.1.6.2. Planta.

Un sistema puede ser parte de un equipo, tal vez una serie de elementos, una máquina que funciona en conjunto y cuyo objetivo es realizar una operación específica [16]

2.1.6.3. Procesos.

El diccionario Merriam-Webster define un proceso como una operación o un desarrollo natural progresivamente continuo, caracterizado por una serie de cambios graduales que se siguen relativamente firmemente y esto lleva a un resultado o propósito determinado; o una operación artificial o voluntaria que se realiza gradualmente, consiste en una serie de acciones o movimientos controlados que se controlan sistemáticamente hacia un resultado o propósito específico [17]

2.1.6.4. Sistemas.

Un sistema es una combinación de componentes que trabajan juntos con un objetivo específico, no se limita a los sistemas físicos. El concepto del sistema puede aplicarse a fenómenos abstractos y dinámicos como los encontrados en los negocios, por lo tanto, el

sistema de palabras tiene que interpretarlo en el sentido más amplio comprender sistemas físicos, biológicos, económicos y similares [17].

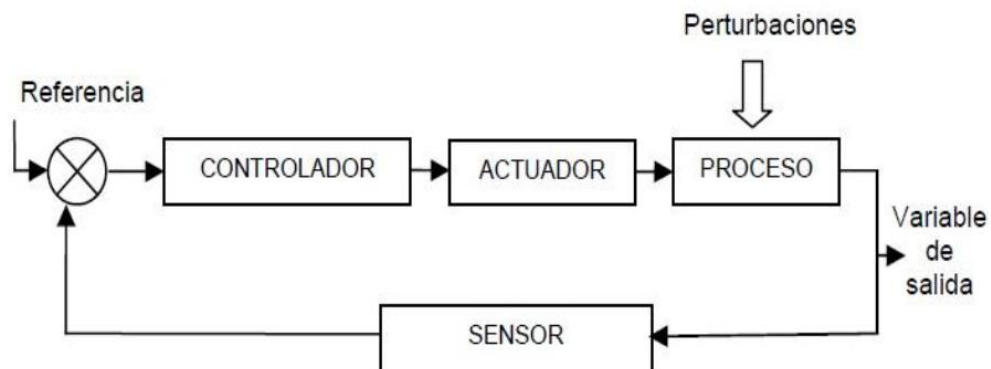
2.1.6.5. Perturbaciones.

Una perturbación es una señal que afecta negativamente al valor, la salida de un sistema si la perturbación se genera dentro del sistema, se dice internamente, mientras que se genera una perturbación externa fuera del sistema y es una entrada [15].

2.1.6.6. Control de retroalimentación.

El control de retroalimentación se refiere a una operación que está en presencia de interferencia, reduzca la diferencia entre la salida de un sistema y una entrada de referencia, y hazlo teniendo en cuenta esta diferencia. Aquí se dan solo con este término perturbaciones impredecibles, ya que las perturbaciones siempre predecibles o conocidas se pueden compensar en el sistema [17].

Figura 11. Elementos de un sistema de control.



Fuente: INGENIERÍA DE CONTROL MODERNA.

2.2. Marco referencial.

El trabajo de tesis realizado por R. Sanga (2013), titulado: “Ventilación de Bodega de Almacenamiento de Producto Terminado en una Fábrica de Balanceado”, presenta el caso de una bodega usada para almacenar el producto terminado en una fábrica de elaboración de balanceado. Esta edificación es totalmente hermética lo cual provoca un incremento de calor en el interior y por ende un aumento de temperatura perjudicando tanto al producto almacenado como a los obreros que laboran en su interior. Por este motivo se necesita de alguna manera evacuar el calor almacenado dentro del local. Ha escogido la ventilación mecánica como la mejor opción, ya que es un local de un gran volumen y además se necesita que el aire viciado sea renovado constantemente [18].

Además se toma como referencia el trabajo de V. Cando (2014), titulado: “Diseño de un sistema para ventilación con control automático en bodega de almacenamiento de productos balanceados”, quien considera que la calidad y cantidad del aire es fundamental para el control de condiciones ambientales en el interior de un espacio cerrado, así como: temperatura, flujo de aire limpio, salud ambiental y confort de ocupantes [19].

Respecto a los trabajos realizados por los anteriores autores en mención, para el desarrollo del presente proyecto se consideraron las distintas ganancias de calor. Se escogió un sistema de inyección de aire sin renovación, a través de ventilación mecánica.

CAPÍTULO III.
MÉTODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

3.1. Localización.

El presente proyecto de investigación será realizado en la Universidad Técnica Estatal de Quevedo, Campus “Manuel Haz Álvarez”, ubicado en la Av. Quito – Vía Santo Domingo de los Tsáchilas Km 1 ½.

3.1.1. Ubicación política.

Provincia: Los Ríos

Cantón: Quevedo

Sector: Quevedo km. 1 ½ Vía a Santo Domingo.

3.1.2. Ubicación geográfica.

Altitud: 74 msnm

Longitud: 79°28'30" O

Latitud: 1°2'30" S

Temperatura Max: 32°C

Temperatura Mín: 22°C

Figura 12. Ubicación geográfica del Quevedo.



Fuente: GOOGLE MAPS.

3.2. Tipo de investigación.

3.2.1. Investigación descriptiva.

Esta investigación es de tipo descriptiva, pues permite inspeccionar, describir y hallar los diferentes sistemas, mecanismos que existen en la actualidad, así como además el sistema de control automático de temperatura para el confort térmico de los trabajadores en una fábrica de balanceados.

3.2.2. Investigación documental.

La investigación documental fue utilizada en el presente proyecto investigativo que, mediante el uso de libros, revistas, artículos científicos, etcétera. Permite la recopilación de los fundamentos teóricos para el diseño del sistema de ventilación.

3.3. Métodos de investigación.

- **Método bibliográfico**

Este método permite conocer mediante revisión bibliográfica los fundamentos teóricos para alcanzar los objetivos planteados.

- **Método científico**

Se utiliza con la finalidad de aplicar los conocimientos en procesos de transferencia de calor, dinámica de fluidos, mecanismos, así como manuales y catálogos que muestran el uso y manejo de los equipos que conforman un sistema de ventilación industrial con control automático

3.4. Fuentes de recopilación de información.

Esta investigación, se realizará utilizando información obtenida de diferentes fuentes, a continuación, se presentan algunas:

Fuentes primarias.

- Base de datos de temperatura y humedad.
- Layout de área a ventilar

Fuentes secundarias.

- Libros
- Artículos científicos
- Tesis de pregrado
- Manuales (Ventilación)
- Trabajos de campo

3.5. Diseño de la investigación.

3.5.1. Diseño no experimental.

El presente proyecto investigativo tiene como finalidad dimensionar un sistema de ventilación industrial, empleando para ello las teorías de transferencia de calor, control automático, normativas aplicables como: ASHRAE, normativa nacional como el decreto ejecutivo 2393.

3.6. Recursos humanos y materiales.

3.6.1. Recursos humanos.

- Docentes:
 - FCI de la Universidad Técnica Estatal de Quevedo
- Autor:
 - Pérez Oñate Álvaro Javier
- Director de Tesis:
 - Ing. Omar Cevallos Muñoz. MSc.

3.6.2. Recursos materiales.

3.6.2.1. Materiales de oficina.

- Bolígrafos
- Calculadora
- Impresora
- Resma de papel

3.6.2.1. Materiales (hardware).

Tabla 6. Requerimientos de Hardware.

Cantidad	Equipo	Características
1	Ordenador Portátil	Intel® Core™ i7-6500U CPU @ Processor 8 GB RAM
1	Impresora	Epson L4160

Fuente: PROPIA.

3.6.2.1. Materiales (software).

Tabla 7. Requerimientos de software.

Tipo	Descripción
Software Utilitario	- Micro software Office 2013
	- Word
	- Excel
	- Power Point

Fuente: PROPIA.

CAPÍTULO IV.
RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Resultados.

4.2. Datos de campo para el diseño del sistema de ventilación.

Las principales consideraciones técnicas recopiladas en campo para el cálculo de la carga térmica en el área a ventilar son las siguientes:

- Área de paredes, techo y puertas.
- Temperaturas máximas y mínimas en el entorno a ventilar o temperatura equivalente.

Para el cálculo de áreas cabe recalcar que se consideraron las secciones con 0° de inclinación respecto al suelo para el caso de las paredes, en cuanto al techo la inclinación es de 10°, se presenta la siguiente tabla:

Tabla 8. Áreas para determinar la carga térmica.

Sección	Área (pie ²)
Pared norte	1455.29
Pared sur	1455.29
Pared este	1663.18
Pared oeste	1663.18
Puertas	124.74
Cubierta metálica	6465.08

Fuente: PROPIA.

La temperatura equivalente para determinar la ganancia de calor en el área a ventilar se determinó con el historial de temperaturas proporcionado por la fábrica de balanceados, por lo tanto, el promedio de temperaturas máximo y mínimo correspondiente al año 2019 son:

$$T_{\text{Promedio}_{\text{máxima}}} = 35^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{Promedio}_{\text{mínima}}} = 23^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\text{eq}} = T_{\text{Promedio}_{\text{máxima}}} - T_{\text{Promedio}_{\text{mínima}}}$$

$$\Delta T_{\text{eq}} = (35 - 23)^{\circ}\text{C}$$

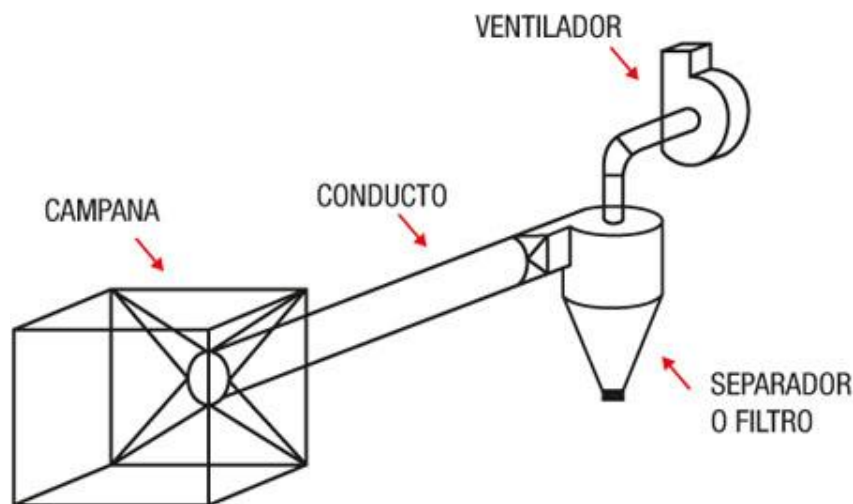
$$\Delta T_{\text{eq}} = 12^{\circ}\text{C} = 21.6^{\circ}\text{F}$$

4.3. Componentes del sistema de ventilación.

Un sistema de ventilación consta principalmente de un ventilador que tiene la función de tomar aire del ambiente exterior al sitio que se desea ventilar o renovar el aire, seguido de ello un tramo de tubería o conducto por donde fluye el aire [13].

En ocasiones si es necesario se utiliza un filtro o separador de partículas para asegurarse que no exista contaminación de cualquier tipo desde el exterior, mediante otro tramo de tubería o conducto se ubica una campana que permite distribuir de mejor manera el aire [13].

Figura 13. Componentes de un sistema de ventilación.



Fuente: PROPIA.

4.4. Cálculo de carga térmica.

4.4.1. Ganancia de calor debido a radiación solar en paredes.

En cuanto a las prácticas de construcción del medio es común, el muro de bloque, cubierto de mortero de cemento o enlucido en su exterior e interior, para calcular la carga térmica del área de ensacado de la fábrica de balanceado, se analizaron las paredes y los materiales que los componen.

En particular las paredes están hechas de los siguientes materiales:

1. En el exterior mortero de cemento de 1.4 cm de espesor.
2. Bloque de concreto de 2 núcleos 20 cm de espesor.
3. En el interior mortero de cemento de 1.4 cm de espesor.

En cuanto al techo, está hecho de planchas de metal recubiertas con una aleación de aluminio y zinc. Este tipo de techo en el mercado tiene como denominación “Stilpanel”. Además, el techo tiene un total de 10 planchas de material traslucido.

Entre las consideraciones que se tomaron en cuenta se tiene:

1. Condiciones exteriores de la bodega (temperatura y humedad).
2. Condiciones interiores de la bodega (temperatura y humedad).

Haciendo uso de la ecuación:

E.C. 7. Ganancia de calor. [10].

$$Q_p = U \cdot A \cdot (\Delta T_{eq})$$

En donde para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor a través de paredes y techos. Se tiene en consideración los espesores y los valores de conductividad térmica (k) de los distintos materiales que están conformadas las paredes, mismos que se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 9. Variables de para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor a través de paredes.

Resistencias	Espesor (pie)	k ($\frac{BTU}{h \cdot pie \cdot ^\circ F}$)	h ($\frac{BTU}{h \cdot pie^2 \cdot ^\circ F}$)
Aire Exterior			4
Mortero de cemento	0.046	0.45	---
Bloque de concreto de 2 núcleos 20cm de espesor	0.656	0.65	---
Mortero de cemento	0.046	0.45	---
Aire Interior			1.5

Fuente: PROPIA.

Usando la siguiente ecuación se obtiene la suma de las resistencias térmicas:

$$R_T = \frac{1}{h_o} + \frac{l_1}{k_1} + \frac{l_2}{k_2} + \frac{l_3}{k_3} \dots + \frac{l_n}{k_n} + \frac{1}{h_i}$$

$$R_T = \frac{1}{4 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}} + \frac{0.046\text{pie}}{0.45 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie} * ^\circ\text{F}}} + \frac{0.656\text{pie}}{0.65 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie} * ^\circ\text{F}}} + \frac{0.046\text{pie}}{0.45 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie} * ^\circ\text{F}}} \\ + \frac{1}{1.5 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}}$$

$$R_T = 2.13 \frac{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}$$

$$U_{\text{Paredes}} = \frac{1}{R_T}$$

$$U_{\text{Paredes}} = \frac{1}{2.13 \frac{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}}$$

$$U_{\text{Paredes}} = 0.47 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}$$

$$Q_{\text{paredes}} = UA(\Delta t_{\text{eq}})$$

$$Q_{\text{paredes}} = 0.47 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}} * 6237 \text{pie}^2 * 21.6^\circ\text{F}$$

$$Q_{\text{paredes}} = 63267 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

4.4.2. Ganancia de calor debido a radiación solar en puertas.

El siguiente cálculo se realizó teniendo en consideración la presencia de dos puertas metálicas de chapa de acero galvanizado de 2 mm de espesor.

Tabla 10. Variables de para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor a través de puertas.

Resistencias	Espesor (pie)	k ($\frac{\text{BTU}}{\text{h. pie. } ^\circ\text{F}}$)	h ($\frac{\text{BTU}}{\text{h. pie}^2. ^\circ\text{F}}$)
Aire Exterior			4
Chapa de acero galvanizada 2 mm	0.0067	4.97	---
Aire Interior			1.6

Fuente: PROPIA.

$$R_T = \frac{1}{h_o} + \frac{l_1}{k_1} + \frac{l_2}{k_2} + \frac{l_3}{k_3} \dots + \frac{l_n}{k_n} + \frac{1}{h_i}$$

$$R_T = \frac{1}{4 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}} + \frac{0.0067 \text{pie}}{4.97 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie} * ^\circ\text{F}}} + \frac{1}{1.6 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}}$$

$$R_T = 0.88 \frac{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}$$

$$U_{\text{puertas}} = \frac{1}{R_T}$$

$$U_{\text{puertas}} = \frac{1}{0.88 \frac{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}{\text{Btu}}}$$

$$U_{\text{puertas}} = 1.14 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}}$$

$$Q_{\text{puertas}} = U_x A_x (\Delta t_{\text{eq}})$$

$$Q_{puertas} = 1.14 \frac{\text{Btu}}{\text{h} * \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}} * 125 \text{ pie}^2 * 21.6^\circ\text{F}$$

$$Q_{puertas} = 3075 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

4.4.3. Ganancia de calor debido a la cubierta o techo.

EL coeficiente global de transferencia de calor para la cubierta se lo selecciona directamente del manual de Carrier, para una cubierta metálica con una capa protectora de material sintético (stilpanel), el valor del coeficiente de calor es:

$$U = 0,64 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$Q_{techo} = U \cdot A \cdot (\Delta t_{eq})$$

$$Q_{techo} = 0.64 \frac{\text{Btu}}{\text{h} \cdot \text{pie}^2 * ^\circ\text{F}} * 6465.08 \text{ pie}^2 * 21.6^\circ\text{F}$$

$$Q_{techo} = 89373 \frac{\text{Btu}}{\text{h}}$$

4.4.4. Ganancia de calor por ocupantes.

El cuerpo humano puede mantener una temperatura dentro de fluctuaciones relativamente grandes respecto a la temperatura ambiente gracias a su capacidad para eliminar una cantidad más o menos significativa de calor generado.

Los valores en la tabla 4, se determinaron en base a la cantidad promedio de calor desarrollado por un hombre adulto que pesa 68 kg peso, con diferentes niveles de actividad además que su permanencia en un local acondicionado es mayor a 3 horas.

Por lo cual se hace uso de las siguientes ecuaciones, considerando un número de 10 personas que laboran en el área a ventilar:

E.C. 9. Calor sensible por personas. [10].

$$Q_{\text{sensible personas}} = \text{Factor}_{\text{calor sensible}} \times \text{Número de personas}$$

$$Q_{\text{sensible personas}} = 48 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \times \frac{\text{Btu}}{0.2521 \text{ kcal}} \times 10$$

$$Q_{\text{sensible personas}} = 1904 \text{ Btu/h}$$

E.C. 10. Calor latente por personas [10].

$$Q_{\text{latente personas}} = \text{Factor}_{\text{calor latente}} \times \text{Número de personas}$$

$$Q_{\text{latente personas}} = 141 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} \times \frac{\text{Btu}}{0.2521 \text{ kcal}} \times 10$$

$$Q_{\text{latente personas}} = 5593 \text{ Btu/h}$$

E.C. 11. Ganancia de calor por ocupantes. [10].

$$Q_{\text{TOTAL personas}} = Q_{\text{sensible personas}} + Q_{\text{latente personas}}$$

$$Q_{\text{TOTAL personas}} = 1904 \text{ Btu/h} + 5593 \text{ Btu/h}$$

$$Q_{\text{TOTAL personas}} = 7497 \text{ Btu/h}$$

4.4.5. Ganancia de calor por iluminación.

La iluminación es una fuente sensible de calor, este calor se emite por radiación, convección y conducción, un porcentaje del calor emitido por la radiación es absorbido por los materiales que rodean el dispositivo, y también puede ocurrir estratificación del calor emitido por la convección, para este caso el número de lámparas fluorescentes se presentan en la Tabla 12.

Tabla 11. Detalle de luminarias.

Tipo de luminarias	Cantidad	Potencia unitaria (watts)	Potencia total (watts)
Lámparas fluorescentes	2	58	494

Fuente: PROPIA.

Para calcular el calor generado por lámparas fluorescentes se lo calcula con la siguiente ecuación:

E.C. 12. Calor generado por lámparas incandescentes. [12].

$$Q \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right) = \text{Número de lámparas} \times \text{potencia (watts)} \times 3.41 \times 1.25 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)$$

$$Q = 2 \times 58 \text{ watts} \times 3.41 \times 1.25 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)$$

$$Q = 494 \left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)$$

4.4.6. Resumen de balance de carga térmica.

A continuación, se detallan las cargas térmicas que se consideraron para la ganancia de calor total en el área a ventilar, tomando como información los datos recolectados en campo.

Tabla 12. Resumen de balance de carga térmica.

Cargas	Ganancia de calor $\left(\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right)$
Paredes	62893
Puertas	3075
Cubierta	89373
Ocupantes	7497
Iluminación	494
Ganancia de Calor Total	163707

Fuente: PROPIA.

4.5. Cálculo de ventilación necesaria basada en incrementos de calor.

El cálculo de la ventilación necesaria para eliminar el calor, se determinó a partir del incremento total de calor en Kcal/hora, calculado mediante la siguiente ecuación:

E.C. 14. Ventilación necesaria. [13]

$$\frac{\text{Número de } \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{0.288 \times \text{elevación de temperatura en } ^\circ\text{C}} = \text{Número de } \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

De la E.C. 14:

Número de $\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$: Ganancia de calor total

Elevación de temperatura en °C: Diferencia entre la temperatura interior máxima y la temperatura interior máxima permisible que es de 2.5°C

Utilizando la **E.C. 14** y reemplazando los valores se obtiene:

$$\frac{\text{Número de } \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{0.288 \times \text{elevación de temperatura en } ^\circ\text{C}} = \text{Número de } \frac{\text{m}^3}{\text{h}} [\text{convertir en cfm}]$$

$$\frac{41281 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{0.288 * (2.5) ^\circ\text{C}} = 57335 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 33746 \text{ cfm}$$

Debido a que el área a ventilar no es la totalidad del recinto, se calculó un factor de escala para dimensionar el sistema para el área efectiva del proyecto.

Tabla 13. Cálculo del factor de escala

Cálculo de factor de escala para sección a ventilar			
Superficie total	1400	m ²	1
Superficie área a ventilar	70	m ²	0.050

Fuente: PROPIA.

Se tiene un factor de escala de 0.050 o del 5 % dicho factor se multiplicó

Con dicho factor de escala las nuevas cargas térmicas son las siguientes:

Tabla 14. Nuevo resumen de balance de carga térmica

Cargas	Ganancia de calor ($\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$)	Ganancia de calor ($\frac{\text{Btu}}{\text{h}}$) Área efectiva
Paredes	63267	3163.364
Puertas	3075	153.728
Cubierta	89373	4468.667
Ocupantes	7497	7497.025
Iluminación	494	494.450
Ganancia de Calor Total	163707	15777.233

Fuente: PROPIA.

Utilizando la E.C. 14 y reemplazando los valores se obtiene:

$$\frac{\text{Número de } \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{0.288 \times \text{elevación de temperatura en } ^\circ\text{C}} = \text{Número de } \frac{\text{m}^3}{\text{h}} [\text{convertir en cfm}]$$

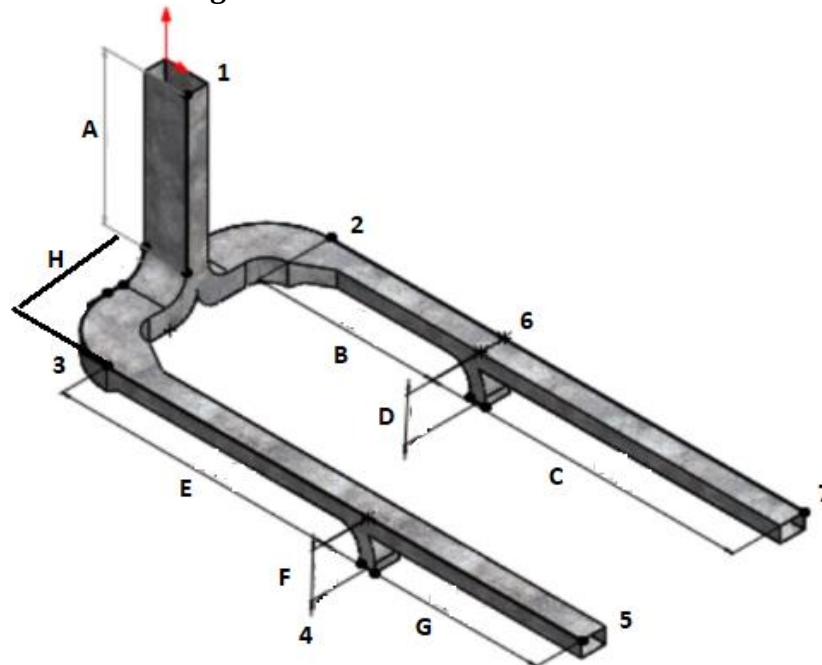
$$\frac{3978 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}}{0.288 * (2.5) ^\circ\text{C}} = 5526 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 3252 \text{ cfm}$$

4.6. Equipos para el sistema de ventilación

4.6.1. Cálculo para conductos de aire

El arreglo de conductos que se presenta a continuación, consta de dos ramas con longitudes establecidas, utilizando letras mayúsculas se identifican los tramos de ductos. El método de diseño del sistema de ventilación utilizado es el conocido “Método de la fricción igual” para sistemas de baja velocidad para lo cual la pérdida se encuentra entre 0.08 y 0.16 pulgH₂O ($0.8 \text{ a } 1.5 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}$).

Figura 14. Sistema de ventilación.



Fuente: PROPIA.

Tabla 15. Longitudes de tramos.

Dimensiones		
Sección	(m)	(pie)
A	2.95	9.68
B	3.40	11.15
C	5.00	16.40
D	1.00	3.28
E	1.85	6.07
F	1.00	3.28
G	6.55	21.49
H	1.71	5.61

Fuente: PROPIA.

Con la premisa del “Método de la fricción igual” se seleccionó la sección de ductos con el uso del Anexo 3 del cual teniendo los caudales en los ductos y las velocidades del fluido se encontraron los diámetros equivalentes en pulgadas para el ducto principal y ductos secundarios.

Tabla 16. Selección de conducto principal.

Conducto principal		
Caudal	1.53	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
Velocidad	8	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
Lados del conducto rectangular		
	in	m
a=	14	0.3556
b=	28	0.7112

Fuente: PROPIA.**Tabla 17.** Selección de conductos secundarios.

Conductos secundarios		
Caudal	0.38	$\frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
Velocidad	8	$\frac{\text{m}}{\text{s}}$
Lados del conducto rectangular		
	in	m
a=	10	0.254
b=	16	0.4064

Fuente: PROPIA.

Diámetro equivalente en un conducto rectangular:

E.C. 15. Diámetro equivalente. [20]

$$D_e = \frac{(1.3) \times (a \times b)^{\frac{5}{8}}}{(a + b)^{\frac{1}{4}}}$$

Donde a y b son lados de la sección transversal de un conducto rectangular.

Siendo entonces las dimensiones del conducto rectangular para el conducto principal:

$$a = 0.3556 \text{ m}; b = 0.7112 \text{ m}$$

$$D_e = \frac{(1.3) \times (a \times b)^{\frac{5}{8}}}{(a + b)^{\frac{1}{4}}}$$

$$D_e = \frac{(1.3) \times (0.3556 \times 0.7112)^{\frac{5}{8}}}{(0.3556 + 0.7112)^{\frac{1}{4}}}$$

$$D_e = (0.5417) \text{ m o } 21.32 \text{ in}$$

Se repite el procedimiento para el cálculo de los conductos secundarios:

$$a = 0.254 \text{ m}; b = 0.406 \text{ m}$$

$$D_e = \frac{(1.3) \times (a \times b)^{\frac{5}{8}}}{(a + b)^{\frac{1}{4}}}$$

$$D_e = \frac{(1.3) \times (0.254 \times 0.406)^{\frac{5}{8}}}{((0.254 + 0.406))^{\frac{1}{4}}}$$

$$D_e = (0.3488) \text{ m o } 13.733 \text{ in}$$

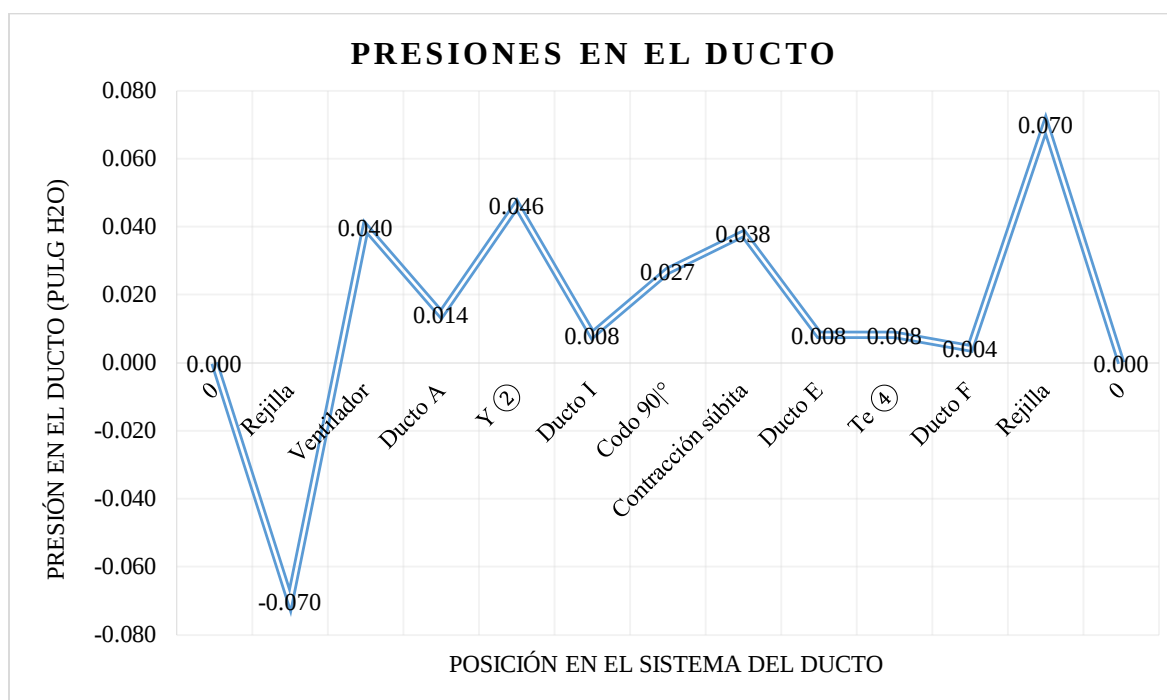
Mediante el “Método de la fricción igual” se obtuvieron las pérdidas de carga a lo largo de cada una de las cuatro salidas de aire del sistema de ventilación, a fin de determinar si existe una diferencia importante en cada una de ellas. A continuación, se presenta el resumen de los cálculos realizados, los detalles del cálculo de pérdidas se detallan en el Anexo 4.

Tabla 18. Resumen de pérdidas en conducto de aire.

Pérdidas a lo largo de cada salida			
$H_1 =$	A+B+D+H	0.29	pulgH ₂ O
$H_2 =$	A+B+C+H	0.31	pulgH ₂ O
$H_3 =$	A+E+I+F	0.26	pulgH ₂ O
$H_4 =$	A+E+I+G	0.28	pulgH ₂ O

Fuente: PROPIA.

Figura 15. Caída de presión a lo largo de la salida H_1



Fuente: PROPIA.

4.6.2. Selección del ventilador

Una vez obtenidos los cfm necesarios para ventilar el área se utilizó el catálogo de SODECA el mismo que permitió seleccionar el tipo de ventilador teniendo como variables los cfm y el tipo de aplicación, por lo que se seleccionó el ventilador CBD-333-6M 1 de la serie CBD ventiladores centrífugos de doble aspiración con motor directo y turbina con álabes hacia delante de la marca SODECA.

A continuación, se presenta las características técnicas del ventilador centrífugo seleccionado.

Tabla 19. Características técnicas del ventilador centrífugo.

Modelo	Velocidad máxima ($\frac{\text{rev}}{\text{min}}$)	Intensidad máxima admisible (A)		Potencia instalada (kW)	Caudal máximo ($\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$)	Nivel sonor o dB(A)	Peso aprox. (kg)
		240V	400V				
CBD-333-6M 1	850	6		0.75	6000	71	24

Fuente: SODECA.

4.6.3. Síntesis del sistema de ventilación

El arreglo del sistema de ventilación consta de un ventilador CBD-333-6M, montado sobre el techo de la estructura en donde se encuentra el área a ventilar, a una altura desde el nivel del suelo hacia la toma de aire de 5.25 metros, mientras que los conductos principales se encuentran a una altura de 2.30 metros desde el nivel del suelo.

Como se mostró en la Figura 14, al final de cada conducto secundario se encuentran los difusores de aire, siendo los responsables de generar la sensación de confort a los trabajadores del área de ensacado por medio del principio de transferencia de calor por convección forzada.

4.7. Sistema de control

4.7.1. Selección del controlador de temperatura.

Tras analizar los PLC disponibles en el mercado, se opta por el Controlador de temperatura AUTONICS, modelo TCN4S-24R, permite visualizar la temperatura actual y temperatura de ajuste establecida, cuenta con una alimentación de [110 – 240 VAC - 50/60 Hz], rango de voltaje permitido máximo de 5V, consta con dos tipos de entradas RTD de dos tipos DPt100 - Cu50 y Termocuplas ideales para el trabajo con sensores de temperatura.

Posee una salida de control de RELEVADOR (250 VAC/ 3A – 1A) y SSR (12VDC $\pm$ 2V), además tiene un método de control ideal para control de temperatura como ON/OFF, permite obtener del PID en menos de un segundo, cuenta con una retención de memoria de

configuración de 10 años, por lo que permite controlar las revoluciones por minuto en función de la temperatura leída por el sensor comparándola con la temperatura deseada.

Figura 16. Controlador PID TCN4s.



Fuente: AUTONICS.

4.7.2. Selección del sensor de temperatura.

El sensor de temperatura ambiental WTR 190 está preparado para ser montado en una pared. La carcasa del sensor de temperatura ambiental es de poliamida. La armadura protectora donde se encuentra el sensor Pt100 es de acero inoxidable. El rango de medición es de -50 °C a +130 °C. En caso que se incorpore en la carcasa del sensor de temperatura ambiental un transductor del tipo KMU 100 el rango de medición disminuye de -40 °C a + 85 °C.

Gracias a sus escasas dimensiones es posible montar el sensor de temperatura ambiental en casi cualquier lugar. Los campos de aplicación abarcan desde el control en cámaras frigoríficas hasta el control en exteriores, pues el sensor de temperatura ambiental WTR 190 cuenta con una protección IP 69.

Figura 17. Sensor de temperatura ambiental WTR 190.



Fuente: PCE INSTRUMENTS.

4.7.3. Selección del Breaker.

Considerando el breaker ideal de la entrada principal que donde se proporcionará la energía para todo el sistema de ventilación industrial se opta por el breaker de marca: General Electric, modelo: TQD22150, con una corriente nominal de contacto de 150 A, entrada y salida: 2 polos, tensión de bobina 240 V, tipo de terminal: roscado y con una temperatura de funcionamiento máximo de 40 °C.

Figura 18. Breaker TQD22150.

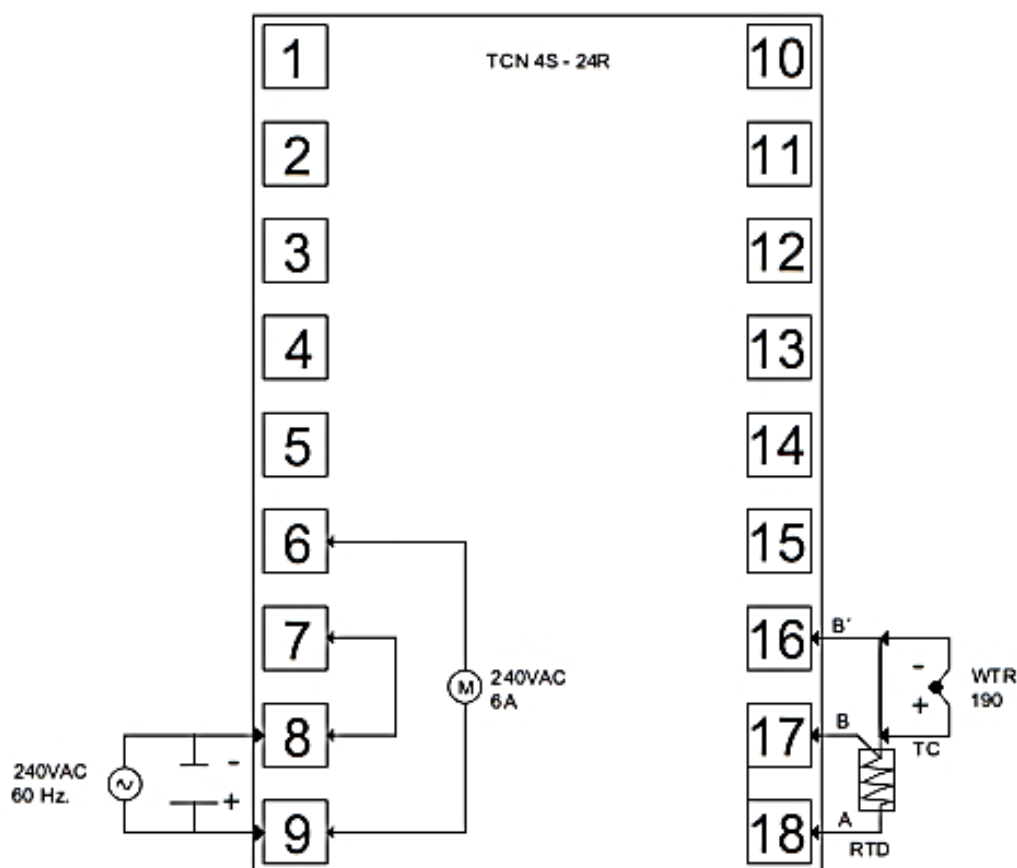


Fuente: GENERAL ELECTRIC

Seleccionados los elementos necesarios para el sistema de control se realizó un esquema eléctrico, sobre el diagrama del controlador de temperatura TCN 4S, mismo que es versátil para el control del ventilador de manera ON-OFF, usando un Set point ya que el controlador

se encarga de ajustar los valores PID. Una ventaja adicional a este controlador de tipo PID es su bajo costo y fácil programación, teniendo presente el tipo de sensor a utilizar. En particular el sensor utilizado es un de tipo pt 100.

Figura 19. Diagrama eléctrico sobre escrito en el controlador de temperatura TCN 4S



Fuente: PROPIA.

4.7. Análisis de costos.

4.7.1. Costos directos.

Producido por mano de obra, materiales, accesorios, equipos en general para la el desarrollo del proyecto. A continuación, se muestra a detalle el desglose de costes por diseño y montaje:

Tabla 20. Costo de equipos de ventilación.

Equipo	Proveedor	Descripción	Cantidad	Unidad	Costo unitario	Costo total
Ventilador	Sodeca	CBXT-15/15	1	UNI.	\$ 895.24	\$ 895.24
Conductos de ventilación	Centuriosa S.A.	A480M – 26.5 x 13.6 in	200	Kg	\$ 5.50	\$ 1,100.00
Louvers	Sodeca	Louvers 26.5 x 13.6 in	2	UNI.	\$ 25.00	\$ 50.00
Filtros de aire	Centuriosa S.A.	Filtro de fibra de vidrio 26.5 x 13.6 in	2	UNI.	\$ 7.55	\$ 15.10
Total:						\$ 2,060.34

Fuente: PROPIA.

Tabla 21. Costo de equipos del sistema de control automático.

Equipo	Proveedor	Descripción	Cantidad	Unidad	Costo unitario	Costo total
PLC	Autonics	TCN4S-24R	1	UNI.	\$ 70.00	\$ 70.00
Sensor de temperatura ambiental	Pce Instruments	Pt100-WTR 190	2	UNI.	\$ 78.00	\$ 156.00
Breaker	General Electric	Breaker TQD22150	1	UNI.	\$ 50.00	\$ 50.00
Total:						\$ 276.00

Fuente: PROPIA.

Tabla 22. Costos de instalación.

Tipo de instalación	Cantidad	Unidad	Costo unitario	Costo total
Instalación de ventilador	1	UNI.	\$ 250.00	\$ 250.00
Instalación de conductos	1	UNI.	\$ 750.00	\$ 750.00
Instalación eléctrica	1	UNI.	\$ 150.00	\$ 150.00
Programación del sistema de control automático	1	UNI.	\$ 170.00	\$ 170.00
Instalación de sistema de control	1	UNI.	\$ 100.00	\$ 100.00
Total:				\$ 1,420.00

Fuente: PROPIA.**Tabla 23.** Resumen de costos directos.

Descripción	Cantidad	Unidad	Costo unitario	Costo TOTAL
Instalación eléctrica y del sistema de control	1	UNI.	\$ 1,420.00	\$ 1,420.00
Materiales y equipos	1	UNI.	\$ 276.00	\$ 206.00
Total:				\$ \$1,696.00

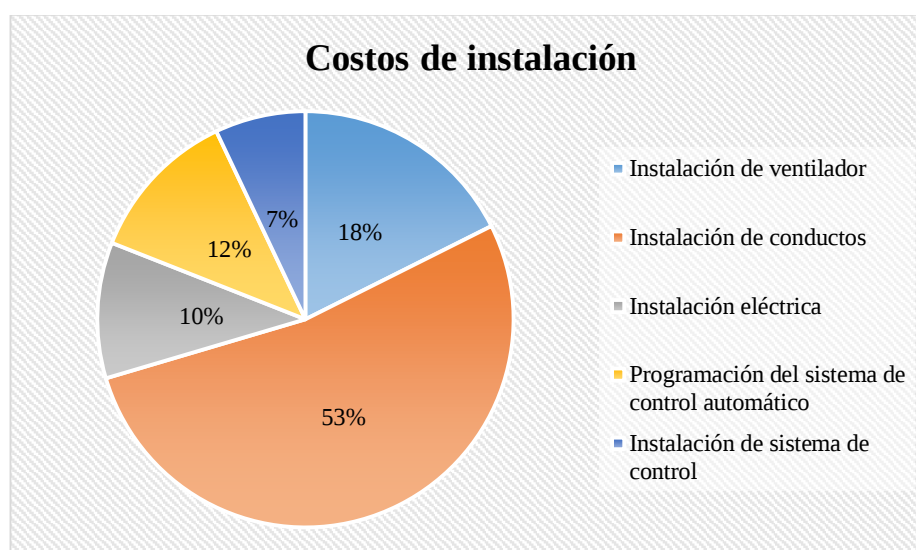
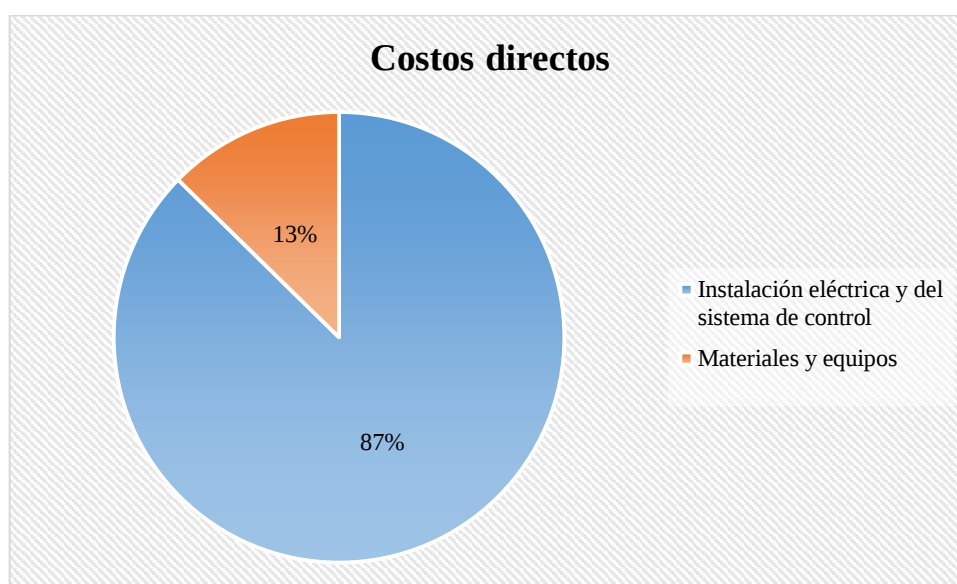
Fuente: PROPIA.**Figura 20.** Costos de instalación**Fuente:** PROPIA.

Figura 21. Costos directos



Fuente: PROPIA.

4.7.2. Costos indirectos.

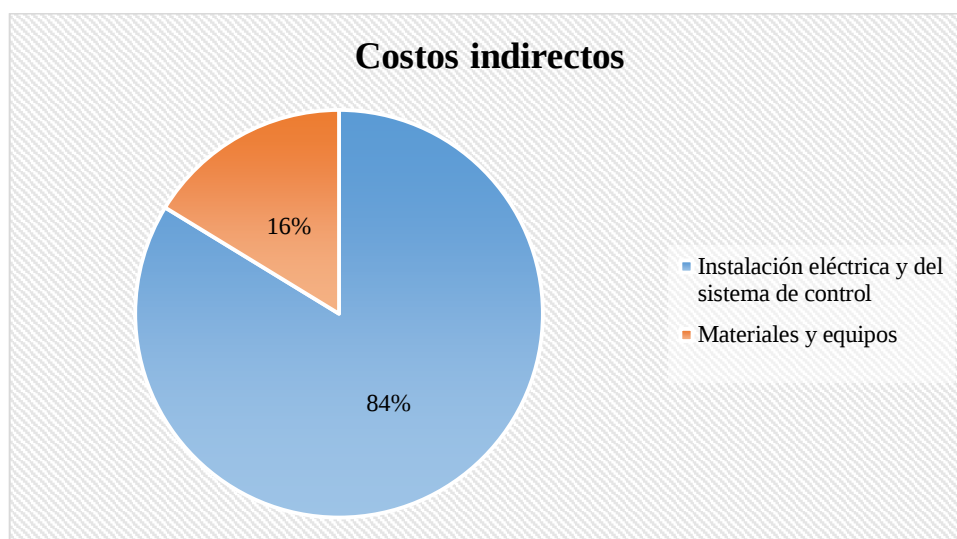
Costos indirectos aquellos no son considerados en los directos, gastos técnicos administrativos, ejecutables para el proyecto tales como: logística, insumos de limpieza, comunicaciones, gastos de oficina.

Tabla 24. Costos indirectos.

Descripción	Cantidad		Unidad
Transporte de equipos	\$	150.00	USD
Documentación de planos	\$	100.00	USD
Total:	\$	250.00	USD

Fuente: PROPIA.

Figura 22. Costos indirectos



Fuente: PROPIA.

4.7.3. Costos totales.

Tabla 25. Costos totales.

Descripción	Cantidad	Unidad
Costos directos	\$ 5452.34	USD
Costos indirectos	\$ 250.00	USD
Costo total del proyecto:	\$ 5702.34	USD

Fuente: PROPIA.

CAPÍTULO V.
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones.

- El decreto ejecutivo 2393 en relación a las condiciones óptimas para el desarrollo de actividades de trabajo en la industria respecto al confort térmico de los trabajadores fija como límites normales de temperatura aquellos que en el gráfico de confort térmico indiquen una sensación confortable, el tipo de sistema en mención permite reducir 2 °C del valor de temperatura tomada por el sensor.
- Las cargas térmicas se calcularon en base a las ganancias de calor, siendo la ganancia de calor total de 163707 BTU/h, para dicho valor según la ventilación necesaria basada en incrementos de calor corresponde a una carga requerida por el sistema de 33746 cfm, este el valor de todo el recinto; por lo que se le aplicó un factor de escala de 0.05, por lo cual el sistema requiere de 15777 BTU/h o su equivalente; 3252 cfm.
- Se seleccionó el ventilador CBD-333-6M 1 de la serie CBD de la marca SODECA, el ventilador seleccionado posee un caudal máximo de 6000 m³/h. Los conductos seleccionados son de sección rectangular de 14 x 28 pulg, para el conducto principal y de 10 x 16 pulg para los conductos secundarios, el material de construcción es acero grado 28, serie 300 según ASTM Standard A480M con un espesor de 3.09 mm. La velocidad máxima a la salida del ventilador es de 10 m/s, en cuanto al sistema de control se seleccionó el sensor de temperatura ambiental WTR 190, controlador de temperatura AUTONICS, modelo TCN4S-24R una alimentación de [110 – 240 VAC - 50/60 Hz] y un breaker de marca: General Electric, modelo: TQD22150.
- El costo total de la implementación del sistema de ventilación es de \$ 5,702.34 USD. de los cuales \$5,452.34 corresponden a costos directos y \$ 250.00 a costos indirectos.

5.2. Recomendaciones.

- Utilizar energías alternativas como paneles fotovoltaicos permitiendo al sistema tener autonomía energética total o parcial.
- Se debe obtener valores similares para cada salida de aire, al utilizar el “Método de la fricción igual”

CAPÍTULO VI.
BIBLIOGRAFÍA

Bibliografía

- [1] Organización Internacional de Normalización, ISO 9001:2015 Sistemas de gestión de la calidad- Requisitos, Ginebra: Organización Internacional de Normalización, 2015.
- [2] *Reglamento de seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo*, 2006.
- [3] ASHRAE Handbook, ASHRAE Handbook refrigeration, Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2010.
- [4] H. R. Fernando, Riesgos Físicos III (Temperaturas extremas y ventilación), Bogotá D.C.: Ecoe Ediciones, 2008.
- [5] Á. L. Miranda, Técnicas de climatización, Marcombo, 2008.
- [6] R. A. Havrella, Fundamentos de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, McGraw-Hill Interamericana, 2000.
- [7] R. Mott, Mecánica de fluidos, México D.F.: Pearson educación, 2006.
- [8] C. A. Echeverri Londono, Ventilación industrial, Medellín: Sello Editorial de la Universidad de Medellín, 2011.
- [9] C. Mataix, Mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas, Madrid: Ediciones del Castillo, S.A., 1986.
- [10] F. Incropera y D. DeWitt, Fundamentos de transferencia de calor, México D.F.: Prentice hall hispanoamericana. S.A, 1999.
- [11] F. M. R. y. B. M. Kreith, Principios de transferencia de calor, Cengage learning, 2012.
- [12] N. Grimm y R. Rosales, Manual de diseño de calefacción, ventilación y aire acondicionado., Madrid: McGraw-Hill, 1996.
- [13] Carrier, Manual de aire acondicionado, Barcelona : Marcombo S.A. Boixareu editores, 1980.
- [14] P. Cano, Conocimientos Técnicos de Climatización, Barcelona: S.L. Ediciones Ceysa, 2007.
- [15] N. S. Nise, Sistemas de control para ingeniería, México D.F: McGraw- Hill, 2004.
- [16] K. Ogata, Ingeniería De Control Moderna, Madrid: Pearson, 2010.
- [17] R. Dorf y R. Bishop, Modern Control System, Pearson, 2011.
- [18] R. Sanga, Ventilación de Bodega de Almacenamiento de Producto Terminado en una Fábrica de Balanceado, Guayaquil: Repositorio ESPOL, 2012.

- [19] V. Cando, Diseño de un sistema para ventilación con control automático en bodega de almacenamiento de productos balanceados, Quito: Repositorio Universidad Politécnica Salesiana, 2015.
- [20] R. Mott, Mecánica de fluidos, México D.F.: Pearson educación , 2006.
- [21] ASTM, Specification for general requirements for flat-rolled stainless and heat-resisting steel plate, sheet, and strip. Standard A480/A480M-16, West Conshohocken: American Society for Testing and Materials, 2016.
- [22] S. &. Palau, Manual práctico de ventilación., Madrid: Universitaria, 2001.
- [23] Ç. Yunus y J. M. Cimbala, Mecánica de fluidos fundamentos y aplicaciones, México D.F.: McGraw-Hill, 2006.

CAPÍTULO VII.
ANEXOS

Anexo 1. Propiedades de algunos materiales de construcción.

Descripción/composición	Propiedades típicas a 300 K		
	Densidad, ρ (kg/m ³)	Conductividad térmica, k (W/m · K)	Calor específico, c_p (J/kg · K)
Tableros de construcción			
Tablero de asbesto-cemento	1920	0.58	—
Tablero de yeso	800	0.17	—
Madera contraplacada	545	0.12	1215
Revestimiento, densidad regular	290	0.055	1300
Teja acústica	290	0.058	1340
Madera prensada	640	0.094	1170
Madera prensada, alta densidad	1010	0.15	1380
Tablero de partículas, baja densidad	590	0.078	1300
Tablero de partículas, alta densidad	1000	0.170	1300
Maderas			
Maderas duras (roble, arce)	720	0.16	1255
Maderas suaves (abeto, pino)	510	0.12	1380
Materiales de mampostería			
Mortero de cemento	1860	0.72	780
Ladrillo, común	1920	0.72	835
Ladrillo, frente	2083	1.3	—
Teja de arcilla, hueca			
1 celda de profundidad, 10 cm de espesor	—	0.52	—
3 celdas de profundidad, 30 cm de espesor	—	0.69	—
Bloque de concreto, 3 núcleos ovales			
Arena/grava, 20 cm de espesor	—	1.0	—
Ceniza agregada, 20 cm de espesor	—	0.67	—
Bloque de concreto, núcleo rectangular			
2 núcleos, 20 cm de espesor	—	1.1	—
El mismo con núcleos llenos	—	0.60	—
Materiales de emplasto			
Emplasto de cemento, arena agregada	1860	0.72	—
Revoque de yeso, arena agregada	1680	0.22	1085
Revoque de eso, vermiculita agregada	720	0.25	—

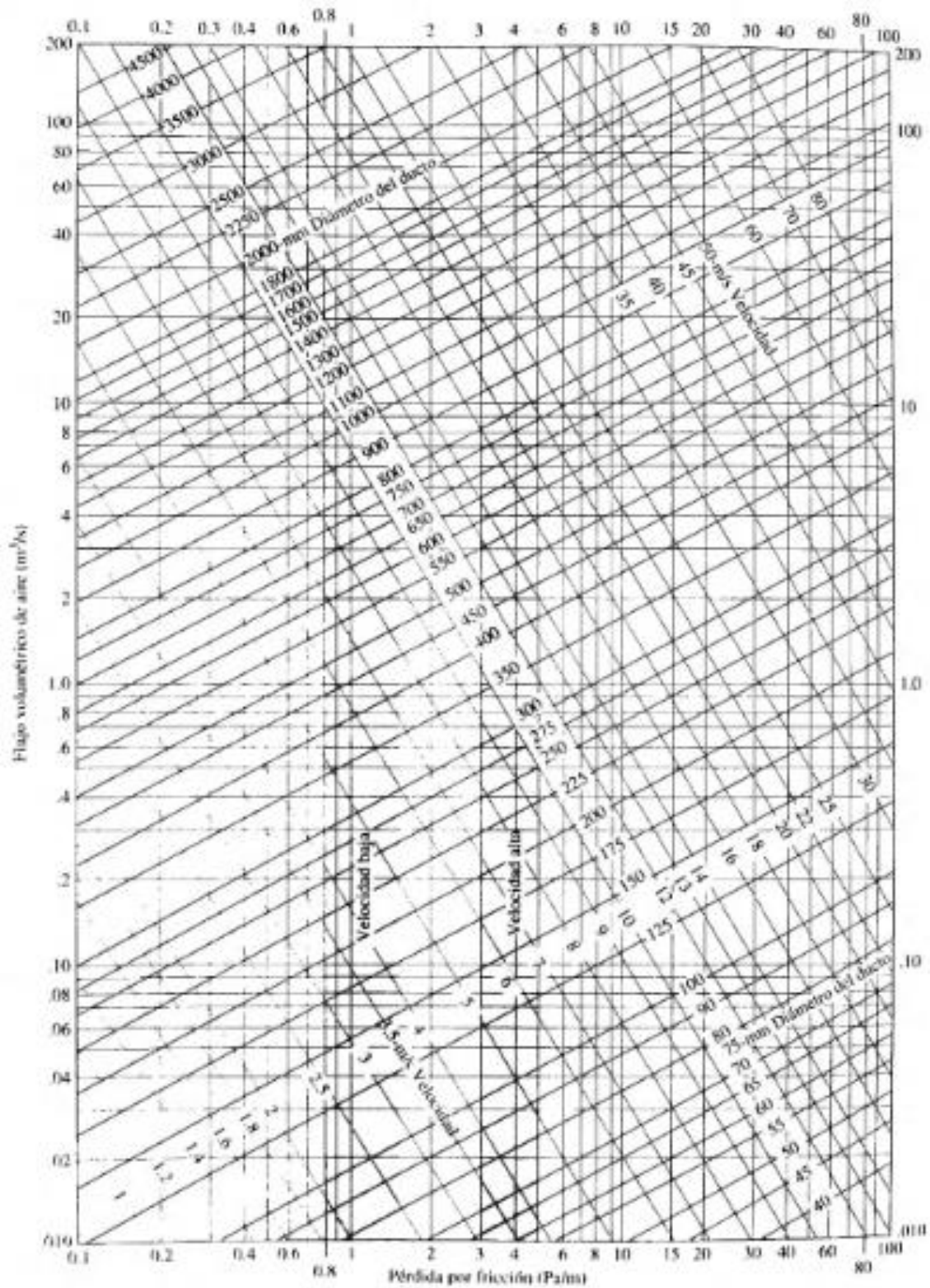
Fuente: FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Anexo 2. Rugosidad de algunos materiales.

Material	Rugosidad, ϵ (m)	Rugosidad, ϵ (pie)
Vidrio, plástico	Suavidad	Suavidad
Cobre, latón, plomo (tubería)	1.5×10^{-6}	5×10^{-6}
Hierro fundido: sin revestir	2.4×10^{-4}	8×10^{-4}
Hierro fundido: revestido de asfalto	1.2×10^{-4}	4×10^{-4}
Acero comercial o acero soldado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Hierro forjado	4.6×10^{-5}	1.5×10^{-4}
Acero remachado	1.8×10^{-3}	6×10^{-3}
Concreto	1.2×10^{-3}	4×10^{-3}

Fuente: MECÁNICA DE FLUIDOS.

Anexo 3. Pérdida de fricción en ductos



Fuente: MECÁNICA DE FLUIDOS.

Anexo 4. Cálculo de pérdida de presión por tramos.

TRAMO A

$$H_L = h_L(L/100)$$

Persiana $H_L = 0.070$		pulgH ₂ O
$h_L =$	0.1469	pulgH ₂ O por cada 100 pie
$L =$	9.68	pie
$H_L =$	0.0142177	pulgH ₂ O Perdida por Long

$$H_v = \left(\frac{v}{4005} \right)^2$$

$v =$	1575	$\frac{pie}{min}$
$H_v =$	0.1546135	pulgH ₂ O

$$H_L = C(H_v)$$

$H_v =$	0.1546135	pulgH ₂ O
$C =$	0.2	Regulador de aire
$H_L =$	0.0309227	pulgH ₂ O

$$H_L = C(H_v)$$

$C =$	0.3	intersección Y
$H_v =$	0.1546135	pulgH ₂ O
$H_L =$	0.0463841	pulgH ₂ O

$$D_e = \frac{1.3(ab)^{5/8}}{(a + b)^{1/4}}$$

Conducto		
a=	14.000	pulg
b=	28.000	pulg
D_e=	21.327	

$$D_e = \frac{1.3(ab)^{5/8}}{(a + b)^{1/4}}$$

Entrada del ventilador		
a=	26.000	pulg
b=	26.000	pulg
D_e=	28.422	

$\frac{D_1}{D_2} =$	1.33268
---------------------	---------

$$H_L = C(H_v)$$

K=C=	0.25	
C=	0.25	reducción de conducto
H_v=	0.1546135	pulgH ₂ O
H_L=	0.0386534	reducción de conducto
H_{Ltotal}=	0.0992551	pulgH ₂ O

TRAMO H =I

$$H_L = h_L(L/100)$$

h_L=	0.1469	pulgH ₂ O por cada 100 pie
L=	5.61	pie
H_L=	0.0082414	pulgH ₂ O Perdida por Long

$$H_v = \left(\frac{v}{4005} \right)^2$$

v=	1575	$\frac{pie}{min}$
H_v=	0.1546135	pulgH ₂ O Regulador de Q

$$H_L = C(H_v) :$$

H_v=	0.1546135	pulgH ₂ O
C=	0.18	codo rectangular liso
H_L=	0.0278304	pulgH ₂ O (dos codos)

$$H_L = C(H_v) :$$

C=	0.3	intersección Y
H_v=	0.1546135	pulgH ₂ O
H_L=	0.0463841	intersección Y
H_{Ltotal}	TRAMO H=I	0.0824559 pulgH ₂ O

TRAMO B			
----------------	--	--	--

$$H_L = h_L(L/100)$$

h_L =	0.133625	pulgH ₂ O por cada 100	
		pie	
L =	11.15	pie	
H_L =	0.0149057	pulgH ₂ O	Perdida por Longitud

$$H_v = \left(\frac{v}{4005}\right)^2$$

v =	1181	$\frac{pie}{min}$	
H_v =	0.086955	pulgH ₂ O	

$$H_L = C(H_v) :$$

H_v =	0.086955	pulgH ₂ O	
C =	0.18	codo rectangular liso	
H_L =	0.0156519	pulgH ₂ O	un codo

$$D_e = \frac{1.3(ab)^{5/8}}{(a + b)^{1/4}}$$

	Conducto Principal	
a =	14.000	pulg
b =	28.000	pulg
D_e =	21.327	

$$D_e = \frac{1.3(ab)^{5/8}}{(a + b)^{1/4}}$$

	Conducto derivado	
a=	10.000	pulg
b=	16.000	pulg
D_e=	13.733	
Relación conducto principal y dervado	$\frac{D1}{D2} =$	1.5529584
$H_L = C(H_L) :$		
K=C=	0.25	
C=	0.25	reducción de conducto
H_v=	0.1546135	pulgH ₂ O
H_L=	0.0386534	reducción de conducto
H_{Ltotal}=	0.069211	pulgH ₂ O

TRAMO C

$$H_L = h_L(L/100)$$

h_L =	0.133625	pulgH ₂ O por cada 100 pie
L =	16.40	pie
H_L =	0.0219201	pulgH ₂ O Perdida por Longitud

$$H_v = \left(\frac{v}{4005} \right)^2$$

v =	1181	$\frac{\text{pie}}{\text{min}}$
H_v =	0.086955	pulgH ₂ O

$$H_L = C(H_v) :$$

H_v =	0.086955	pulgH ₂ O
C =	0.18	codo rectangular liso
H_L =	0.0156519	pulgH ₂ O un codo

$$H_L = C(H_v) :$$

H_v =	0.086955	pulgH ₂ O
C =	0.18	Rejilla o registro
H_L =	0.0182606	pulgH ₂ O
H_{Ltotal} =	0.0558326	pulgH ₂ O

TRAMO E

$$H_L = h_L(L/100)$$

h_L =	0.133625	pulgH ₂ O por cada 100 pie
L =	6.07	pie
H_L =	0.0081104	pulgH ₂ O Perdida por Long

$$H_v = \left(\frac{v}{4005} \right)^2$$

v =	1181	$\frac{pie}{min}$
H_v =	0.086955	pulgH ₂ O

$$H_L = C(H_v) :$$

H_v =	0.086955	pulgH ₂ O
C =	0.18	codo rectangular liso
H_L =	0.0156519	pulgH ₂ O un codo

$$H_L = C(H_v) :$$

H_v =	0.086955	pulgH ₂ O
C =	0.18	Rejilla o registro
H_L =	0.0156519	pulgH ₂ O
H_{Ltotal} =	0.0394143	pulgH ₂ O

TRAMO G

$$H_L = h_L(L/100)$$

h_L =	0.133625	pulgH ₂ O por cada 100 pie
L =	21.49	pie
H_L =	0.0287153	pulgH ₂ O Perdida por Long

$$H_v = \left(\frac{v}{4005} \right)^2$$

v =	1181	$\frac{pie}{min}$
H_v =	0.086955	pulgH ₂ O

$$H_L = C(H_v)$$

H_v =	0.086955	pulgH ₂ O
C =	0.18	codo rectangular liso
H_L =	0.0156519	pulgH ₂ O un codo

$$H_L = C(H_v)$$

H_v =	0.086955	pulgH ₂ O
C =	0.18	Rejilla o registro
H_L =	0.0156519	pulgH ₂ O
H_{Ltotal} =	0.0600192	pulgH ₂ O

TRAMO D

$$H_L = h_L(L/100)$$

h_L =	0.133625	pulgH ₂ O por cada 100 pie	
L =	3.28	pie	
H_L =	0.004384	pulgH ₂ O	Perdida por Longitud

$$H_v = \left(\frac{v}{4005} \right)^2$$

v =	1181	$\frac{pie}{min}$	
H_v =	0.086955	pulgH ₂ O	

$$H_L = C(H_v)$$

H_v =	0.086955	pulgH ₂ O	
C =	0.18	codo rectangular liso	
H_L =	0.0156519	pulgH ₂ O	un codo

$$H_L = C(H_v)$$

H_v =	0.086955	pulgH ₂ O	
C =	0.18	Rejilla o registro	
H_L =	0.0156519	pulgH ₂ O	
H_{Ltotal} =	0.0356878	pulgH ₂ O	

TRAMO F

$$H_L = h_L(L/100)$$

h_L =	0.133625	pulgH ₂ O por cada 100 pie
L =	3.28	pie
H_L =	0.004384	pulgH ₂ O Perdida por Long

$$H_v = \left(\frac{v}{4005} \right)^2$$

v =	1181	$\frac{\text{pie}}{\text{min}}$
H_v =	0.086955	pulgH ₂ O

$$H_L = C(H_v)$$

H_v =	0.086955	pulgH ₂ O
C =	0.18	codo rectangular liso
H_L =	0.0156519	pulgH ₂ O un codo

$$H_L = C(H_v)$$

H_v =	0.086955	pulgH ₂ O
C =	0.18	Rejilla o registro
H_L =	0.0156519	pulgH ₂ O
H_{Ltotal} =	0.0356878	pulgH ₂ O

Fuente: PROPIA.

Anexo 5. Selección del ventilador.

Características técnicas

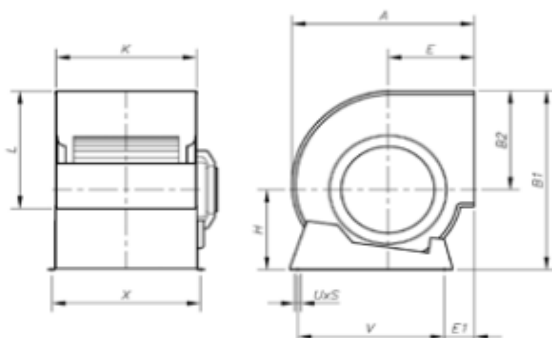
Modelo	Velocidad máxima (r/min)	Equivalencia Pulgadas	Intensidad máxima admisible (A)		Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m³/h)	Nivel sonoro dB(A)	Peso aprox. (Kg)
			230V	400V				
CBD-1919-4M 1/5	1230	7/7	1,40		0,15	1520	59	7,0
CBD-1919-6M 1/10	820	7/7	0,85		0,08	1230	53	7,0
CBD-2525-4M 1/2	1320	9/9	3,30		0,37	2800	66	13,2
CBD-2525-4M 3/4	1310	9/9	4,50		0,55	3600	70	14,0
CBD-2525-6M 1/5	850	9/9	1,50		0,15	2200	60	11,5
CBD-2525-6M 1/3	830	9/9	2,20		0,25	2700	62	12,7
CBD-2828-4M 1/2	1320	10/10	3,30		0,37	2800	65	15,7
CBD-2828-4M 3/4	1310	10/10	4,50		0,55	3950	70	16,5
CBD-2828-6M 1/3	830	10/10	2,20		0,25	3200	62	15,2
CBD-2828-6M 3/4	840	10/10	4,50		0,55	3600	64	21,0
CBD-3333-6T 1 1/2	850	12/12	6,60	3,80	1,10	7800	75	24,5
CBD-3333-6M 3/4	850	12/12	5,00		0,55	4900	64	23,0
CBD-3333-6M 1	850	12/12	6,00		0,75	6000	71	24,0

Fuente: SODECA.

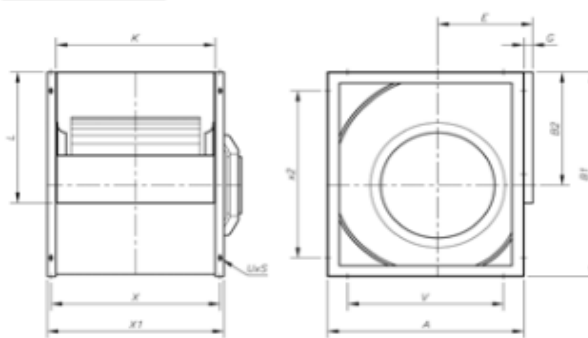
Anexo 6. Dimensiones generales del ventilador.

Dimensiones mm

CBD- 1919...3333



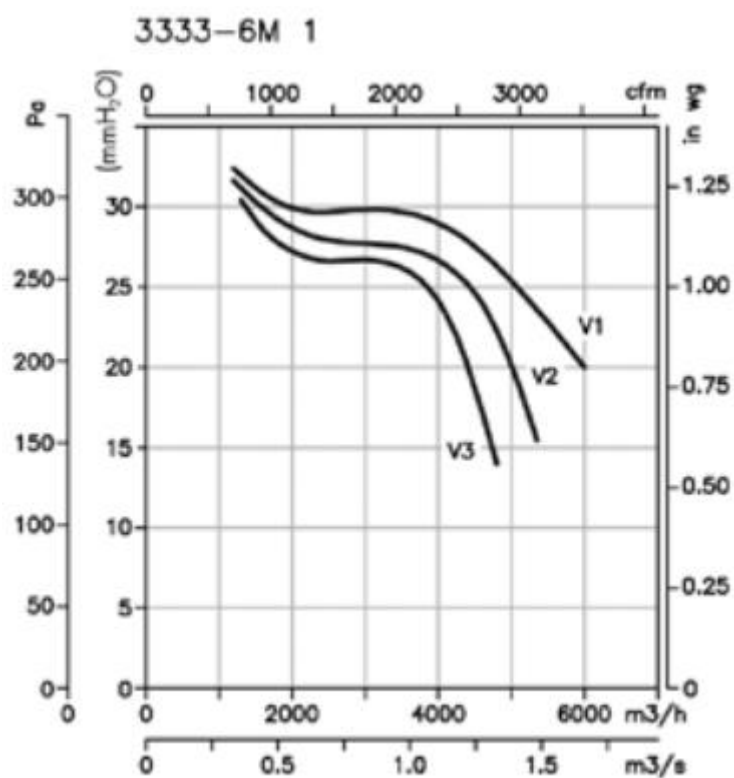
CBD- 3939



Modelo	Equiv. pulg.	A	B1	B2	E	E1	G	H	K	L	UxS	V	X	x1	x2
CBD-1919	7/7	315	333	189	152	64	-	144	230	208	9x13	225	258	-	-
CBD-2525	9/9	380	400	218	183	78	-	182	300	263	9x13	275	328	-	-
CBD-2828	10/10	422	450	246	202	73	-	204	326	292	9x17	315	355	-	-
CBD-3333	12/12	493	526	290	230	82	-	236	387	345	9x17	390	415	-	-
CBD-3939	15/15	553	632	348	265	-	30	-	473	404	9x17	406	500	533	406

Fuente: SODECA.

Anexo 7. Curva característica de ventiladores serie 12/12



Fuente: SODECA.

Anexo 8. Sistema de medición de conductos rectangulares.

SISTEMA DE MEDICIÓN DE LOS CONDUCTOS DE AIRE DE CHAPA METÁLICA DE SECCIÓN RECTANGULAR NORMA UNE 100716		
CONDUCTO RECTO	CODO	CODO RECTO
$S=(2(A+B))*(L+UT)$	$S=(2(A+B))*(L+UT)$	$S=(2(A+B))*(C+D+UT)$

Fuente: UNE 100717.

Anexo 9. Controlador de temperatura TCN4.

CONTROLADOR DE TEMPERATURA CON DOBLE DISPLAY

SERIE TCN4

M A N U A L



Fuente: AUTONICS.

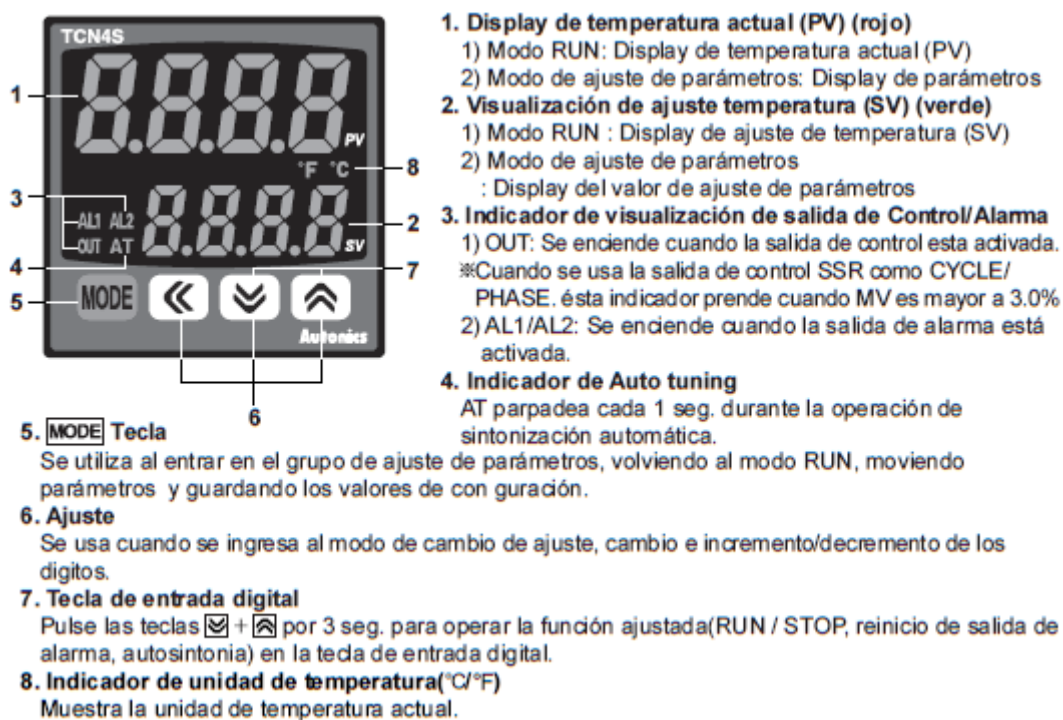
Anexo 10. Especificaciones controlador de temperatura TCN4.

■ Especificaciones

Serie		TCN4S	TCN4M	TCN4H	TCN4L
Alimentación	CA	100-240VCA 50/60 Hz			
	CA/CC	24VCA 50/60Hz, 24-48VCC			
Rango de voltaje permitido	90 a 110% rango nominal				
Consumo de energía	CA	Máx. 5VA (100-240 VCA 50/60Hz, 24VCA 50/60Hz)			
	CA/CC	Máx. 3W (24-48 VCC)			
Método de visualización	LED de 7seg. mentos (PV: rojo, SV: verde)				
Tamaño de carácter	PV(W×H)	7.0×15.0mm	9.5×20.0mm	7.0×14.6mm	11.0×22.0mm
	SV(W×H)	5.0×9.5mm	7.5×15.0mm	6.0×12.0mm	7.0×14.0mm
Tipo de entrada	RTD	DPT100Ω, Cu50Ω(max. 5 de resistencia de línea permitida por cable)			
	TC	K(CA), J(IC), L(IC), T(CC), R(PR), S(PR)			
Precisión de visualización ^{#1}	RTD	A temperatura ambiente (23°C±5°C): (±0.5% PVó ±1°C, seleccione la más alta) ± 1 dígito			
	TC	Fuera del rango de temperatura ambiente: (±0.5% PVó ±2°C, seleccione la más alta) ± 1 dígito Para la serie TCN4S-□-P, agregar ±1°C por precisión estándar.			
Salida de control	Relevador	250VCA 3A 1a			
	SSR	12VCC ± 2V 20mA Máx.			
Salida de alarma	AL1, AL2 Relevador: 250VCA 1A 1a				
Método de control	Control ON/OFF, P, PI, PD, PID				
Histéresis	1 a 100°C/F(0.1 a 50.0°C/F) variable				
Banda proporcional(P)	0.1 a 999.9°C/F				
Tiempo Integral(I)	0 a 9999 seg.				
Tiempo derivativo(D)	0 a 9999 seg.				
Periodo de control(T)	0.5 a 120.0 seg.				
Reinicio manual	0.0 a 100.0%				
Periodo de muestreo	100ms				
Rigidez dieléctrica	CA	2000VCA 50/60Hz 1min.(entre los terminales de entrada y terminales de alimentación).			
	CA/CC	1000VCA 50/60Hz 1min.(entre los terminales de entrada y terminales de alimentación).			
Vibración	Amplitud de 0.75 mm a una frecuencia de 5 a 55Hz (por 1min.) en cada una de las direcciones X, Y, Z por 2 horas				
Ciclo de vida de relevador	Mecánico	OUT: más de 5.000.000 veces, AL1/2: Más de 5.000.000 veces			
	Eléctrico	OUT: Más de 200.000 veces (3A 250VCA carga resistiva) AL1/2: Más de 300.000 veces (1A 250VCA carga resistiva)			
Resistencia de aislamiento	Min.100MΩ (a 500VCC megger)				
Inmunidad al ruido	Onda cuadrada de ruido por simulador (ancho de pulso 1μs)± 2kV R-fase y fases				
Retención de memoria	Aprox.10 años (cuando se utiliza el tipo de memoria de semiconductor no-volátil)				
Ambiente	Temperatura ambiente	-10 a 50°C, almacenamiento: -20 a 60°C			
	Humedad ambiente	35 a 85% RH, almacenamiento: 35 a 85% RH			
Tipo de aislamiento	Doble aislamiento ó aislamiento reforzado (marca:  , rigidez dieléctrica entre la medición parte de entrada y la parte de energía: 2kV de corriente alterna, corriente CA/CC 1kV)				
Certificación	  (Excepto para el modelo TCN4S-□-P)				
Peso ^{#2}	Aprox. 147g (Aprox. 100g)	Aprox. 203g (Aprox. 133g)	Aprox. 194g (Aprox. 124g)	Aprox. 275g (Aprox. 179g)	

Fuente: AUTONICS.

Anexo 11. Partes del controlador de temperatura TCN4.



Fuente: AUTONICS.

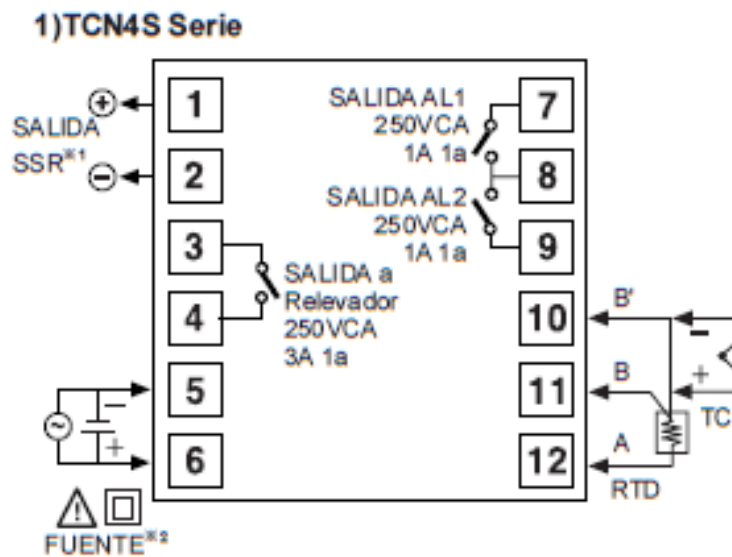
Anexo 12. Indicadores y rango de temperaturas del controlador de temperatura TCN4.

■ Sensor de entrada y rango de temperatura

Sensor de entrada	Display	Rango de temperatura(°C)	Rango de temperatura(°F)
Thermocouple	K(CA)	ECRH	-50 a 1200
		ECRL	-50.0 a 999.9
	J(IC)	JICH	-30 a 800
		JICL	-30.0 a 800.0
	L(IC)	LICH	-40 a 800
		LICL	-40.0 a 800.0
	T(CC)	TECH	-50 a 400
		TECL	-50.0 a 400.0
RTD	R(PR)	rPr	0 a 1700
		sPr	32 a 3092
	S(PR)	SPr	0 a 1700
		SPr	32 a 3092
	DPT100Ω	dP t.H	-100 a 400
		dP t.L	-100.0 a 400.0
	Cu50Ω	CU 5.H	-50 a 200
		CU 5.L	-50.0 a 200.0

Fuente: AUTONICS.

Anexo 13. Diagrama de conexiones del controlador de temperatura TCN4.



Fuente: AUTONICS.

Anexo 14. Sensor de temperatura ambiental WTR 19.

PCE Inst.

Sensor de temperatura ambiental WTR 190
sensor preparado para montar en pared / con o sin transductor / hasta máx. 130 °C / Pt100 de 3 hilos / tipo de protección IP 65

El sensor de temperatura ambiental WTR 190 está preparado para ser montado en una pared. La carcasa del sensor de temperatura ambiental es de poliamida. La armadura protectora donde se encuentra el sensor Pt100 es de acero inoxidable. El rango de medición es de -50 a +130 °C. En caso que se incorpore en la carcasa del sensor de temperatura ambiental un transductor del tipo KMU 100 el rango de medición disminuye de -40 a + 85 °C. Gracias a sus escasas dimensiones es posible montar el sensor de temperatura ambiental en casi cualquier lugar. Los campos de aplicación abarcan desde el control en cámaras frigoríficas hasta el control en exteriores, pues el sensor de temperatura ambiental WTR 190 cuenta con una protección IP 69. Siga el siguiente enlace para ver otros [sensores de temperatura](#). En el caso que tenga preguntas sobre el equipo, consulte la ficha técnica a continuación o póngase en contacto con nosotros en el número de teléfono 902 044 604 para España, para Latinoamérica e internacional +34 967 513 695 o en el número +56 2 29381530 para Chile. Nuestros ingenieros y técnicos le asesorarán sobre el sensor de temperatura ambiental o cualquier otro producto en el campo de los sistemas de [regulación y control](#), [instrumentos de medición](#) o de las [balanzas](#) de PCE Ibérica S.L.

Sensor de temperatura ambiental WTR 190

- Longitud del sensor de 45 mm
- Preparado para montar en pared
- Pt100 clase A
- Armadura protectora de acero inoxidable 1.4571
- Rango de medición: -50 ... +130 °C
- Posibilidad de conexión al [transductor KMU 100](#)

PCE Ibérica S.L. | Mayor 53 – Bajo | 02500 Tobarra (Albacete)
 Tel: +34 967 543 548 | Fax: +34 967 543 542 | Email: info@pce-iberica.es
<http://www.pce-iberica.es/>

Fuente: PCE INSTRUMENTS.

Anexo 15. Conductos de ventilación (PT-001APRO).

Anexo 16. Galpón (PT-002APRO).

Fuente: PROPIA.

