



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**“Mejoramiento del confort térmico en el área de cocción
mediante un sistema de extracción de aire localizada en una
planta procesadora de chifle”**

PROYECTO DE TITULACIÓN

Previo a la obtención del Título de:

MAGÍSTER EN ECOEFICIENCIA INDUSTRIAL

Presentada por:

Ricardo Fabricio Muñoz Farfán

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2021

AGRADECIMIENTO

A Dios, a la Escuela Politécnica de Litoral y a la Facultad de Mecánica y Ciencias de la Producción por darme la oportunidad de convertirme en magister, a mi director de proyecto, Ing. Gonzalo Zabala O. MSc., a las personas que hicieron posible mi formación para la realización de este trabajo, y especialmente a familiares por brindarme el apoyo durante mis estudios.

DEDICATORIA

El presente proyecto de titulación está dedicado en primer lugar a Dios por ser el que me ha brindado salud, fortaleza, a mis padres, familiares en general por ser el impulso a lograr alcanzar mis metas y a mi esposa por ser mi pilar de mi vida.

TRIBUNAL DE TITULACIÓN

**Ángel Ramírez M., Ph.D.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE**

**Gonzalo Zabala O. MSc..
DIRECTOR DE PROYECTO**

**Jorge Duque R., MSc.
VOCAL**

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de este Proyecto de Titulación, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

Ricardo Fabricio Muñoz Farfán

RESUMEN

El presente estudio se basa en el mejoramiento del confort térmico de una empresa procesadora de chifle, que por las características en la fabricación del producto sus operaciones en el área de cocción generan un ambiente desfavorable para los trabajadores, que presenta aire caliente, vapor de agua y aceite a temperaturas promedio de 36,7 grados centígrados (°C) y con humedad relativa (HR) del 74,1%. Para el procesamiento del producto se utilizan cocinas industriales tipo freidoras, que es el medio principal de generación del contaminante por calor. Ante lo expuesto es imprescindible el estudio y adecuado tratamiento del ambiente de trabajo, mejorando el índice de productividad y reduciendo la tasa de riesgos laborales como trastornos de irritabilidad, baja concentración, disminución de trabajos de destreza, perturbación metabólico hidro salino, sobrecarga del sistema cardiovascular, entre otros; y por otra parte cumplir con la normativa referente al Decreto Ejecutivo 2393 del Reglamento de Seguridad y Salud de los Trabajadores y Mejoramiento del Medio Ambiente del Trabajo, expedido por el Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social (IESS).

Como objetivo de la propuesta es mejorar el ambiente laboral por medio de equipos de extracción de aire localizado de tipo campana de succión elevada de forma directa en las fuentes de cocción y evacuar el caudal necesario al exterior por medio de ventilación mecánica. Para alcanzar el objetivo planteado, se realizó varios procesos como el levantamiento diagnóstico del área de cocción, permitiendo tener la línea base de la investigación, visitas en campo para la obtención de lecturas de temperatura, humedad relativa, humedad específica entre otros, con instrumentación de medición; posterior se selecciona la metodología de cálculo por el método de regancia estática debido a la disposición de las fuentes tipo ramal, y por no presentar material particulado en el contaminante.

Como parte de los resultados relevantes se encuentra el punto de diseño del sistema 1 con un caudal de calor a remover de 25.607,9 pies³/min, con una caída de presión estática de 3,3" columna de agua (H₂O), una potencia hidráulica de 11,8 HP y 17 HP de potencia efectiva del ventilador con el 70 % de eficiencia; en el mismo contexto el sistema 2 el caudal a ser manejado es de 25.641,6 pies³/min con una presión estática de 3,3 " columna de agua (H₂O), 11,83 HP de potencia hidráulica y 17,2 HP de potencia efectiva. Entre sus implicaciones del diseño se considera la distribución de las fuentes contaminantes, instalaciones del área de producción, tipo de operaciones en la fabricación del producto, y la característica del contaminante para la selección de la velocidad de captura, velocidad de transporte y dimensionamiento en general del sistema de extracción localizadas por campanas tipo elevadas.

Palabras Claves: Confort térmico, contaminante, ventilación, presión estática, potencia efectiva.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS	V
SIMBOLOGÍA.....	VI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS	IX
CAPÍTULO 1	
1. EL PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN	3
1.1. Planteamiento del Problema.....	4
1.2. Formulación del Problema	4
1.3. Objetivos.....	4
1.3.1. Objetivo General.....	4
1.3.2. Objetivos específicos.....	5
1.4. Justificación de estudio.....	5
1.5. Estructura del proyecto	6
CAPÍTULO 2	
2. MARCO TEÓRICO.....	7
2.1. Antecedente de la investigación.....	7
2.2. Bases teóricas.....	11
2.2.1. Normativa de Seguridad y Salud Ocupacional.....	11
2.3. Definición de términos básicos	11
2.2.3. Cabezal del ventilador.....	36
2.2.4. Potencia Efectiva	36
2.2.5. Punto de operación del ventilador.....	36
CAPÍTULO 3	

3. MARCO METODOLÓGICO	38
3.1. Alcance de investigación.....	38
3.2. Diseño de investigación	38
3.2.1. Organización de la información.....	40
3.3. Cronograma de actividades	43
3.4. Población y Muestra.....	44
3.5. Técnicas e instrumentos de recolección de datos.	44
3.6. Técnicas de procesamiento y análisis de datos	46
3.6.1. Criterios de Diseño del sistema de ventilación por extracción localizada.	47
CAPÍTULO 4.	
4. RESULTADOS	82
CAPÍTULO 5.	
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	83
5.1. Conclusiones.....	83
5.2. Recomendaciones.....	84
BIBLIOGRAFÍA	
ANEXOS	

ABREVIATURAS

# renv.	Número de renovaciones
" Colum. H ₂ O	Pulgadas de columna de agua
Dh	Diámetro hidráulico
ec.	Ecuación
Ev SP	Evaluación de presiones estáticas
he	Caída de presión por fricción
Hec	Caída de presión por fricción en campana
Hecd	Caída de presión por fricción por codo
Hecr	Caída de presión por codo de ramal
Hed	Caída de presión por fricción en ducto
Hex	Caída de presión por fricción por tramo en expansión
\sum he	Sumatoria de pérdida de presión por fricción
Lt	Longitud total
neje	Eficiencia en el eje
R/D	Relación de radio sobre diámetro
SP	Presión Estática
V	Velocidad
VP	Velocidad de presión o dinámica
W/D	Relación de ancho respecto al largo
SC	Sistema de cocción
SE	Sistema de extracción
VN	Ventilación natural
CV	Curva característica del ventilador
CS	Curva característica del Sistema
Rpm	Revoluciones por minuto del eje
BHP	Potencia al freno del ventilador.
\sum SPt:	Sumatoria Total de Presión Estática
PS:	Punto de operación o servicio del ventilador.
CV:	Curva del ventilador.
CS:	Curva del sistema.

SIMBOLOGÍA

°C	Grados Celsius
°F	Grados Fahrenheit
°K	Grados Kelvin
ft ³ /min	Pies cúbicos por minuto
ft/min.	Pies por minuto
ft	Pie
g/min.	Gramos por minuto
\dot{W}_v	Potencia hidráulica del ventilador
\dot{W}_n	Potencia efectiva en el eje del ventilador.
h	Hora
hp	Caballo fuerza
inch.	Pulgada
in.H ₂ O	Pulgada de agua
Kcal/h	Kilocaloría por hora
Dh	Diámetro hidráulico
m/seg.	Metro por segundo
π	Pi
lbf	Libra fuerza
lbft/seg	Libra fuerza por segundo
lb/ft ³	Libra fuerza por pie cúbico
$W \dot{v}$	Potencia efectiva del ventilador
Pa	Pascal
ρ	Densidad
w	Wattios
ρ_a	Densidad del aire
ρ_w	Densidad del agua
g	Gravedad de la tierra
h_a	Cabezal del motor
P	Perímetro
Q	Caudal
n	Factor de fricción
R_a	Gas constante del aire.

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pag.
FIGURA 2.1 VISTA SUPERIOR DEL ÁREA DE COCCIÓN	10
FIGURA 2.2 VISTA FRONTAL DEL ÁREA DE COCCIÓN.....	10
FIGURA 2.3 LÍNEAS DE TEMPERATURA DE BULBO SECO EN LA CARTA PSICOMÉTRICA	12
FIGURA 2.4 LÍNEAS DE TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO EN LA CARTA PSICOMÉTRICA	13
FIGURA 2.5 LÍNEAS DE HUMEDAD RELATIVA EN CARTA PSICOMÉTRICA	13
FIGURA 2.6 CONTINUIDAD DE FLUJO	15
FIGURA 2.7 SISTEMA DE EXTRACCIÓN LOCALIZADO	18
FIGURA 2.8 PRINCIPIOS DE DISEÑO DE DUCTOS PARA SISTEMAS DE VENTILACIÓN	20
FIGURA 2.9 PRINCIPIOS DE DISEÑOS DE DUCTOS CON ENTRADA AL RAMAL PRINCIPAL	21
FIGURA 2.10 PARTES DE UN MOTOR AXIAL TUBULAR	21
FIGURA 2.11 PARTES DE UN MOTOR CENTRÍFUGO.....	22
FIGURA 2.12 PÉRDIDA POR FRICCIÓN EN EL DUCTO UTILIZANDO EL MÉTODO DE LA VELOCIDAD DE PRESIÓN	27
FIGURA 2.13 CODO REDONDO DE 90 °	28
FIGURA 2.14 CODO RECTANGULAR DE 90 °	29
FIGURA 2.15 ENTRADA DE RAMAL AL DUCTO PRINCIPAL DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN	30
FIGURA 2.16 COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA REFERENTE.....	31
FIGURA 2.17 COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA REFERENTE.....	32
FIGURA 2.18 CRITERIO DE DISEÑO PARA SOMBRERETE.....	33
FIGURA 2.19 PUNTO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA	37
FIGURA 3.1 PROCEDIMIENTO METODOLÓGICO DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN	39
FIGURA 3.2 RESULTADOS DE MEDICIONES DE TEMPERATURA EN	41
FIGURA 3.3 HUMEDAD RELATIVA EN FREIDORAS DEL ÁREA.....	42
FIGURA 3.4 TÉCNICAS DE PROCESAMIENTO DE INFORMACIÓN	47
FIGURA 3.5 DISEÑO DE CAMPANA DEL SISTEMA DE	48
FIGURA 3.6 VISTA FRONTAL DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN TIPO LOCALIZADO EN EL ÁREA DE COCCIÓN	53
FIGURA 3.7 RAMAL DE SUCCIÓN DEL TRAMO 1-A	55
FIGURA 3.8 RAMAL DE SUCCIÓN DEL TRAMO 2-A	58
FIGURA 3.9 PLANO MECÁNICO DE EXPANSIÓN DEL TRAMO A	60
FIGURA 3.10 DUCTO PRINCIPAL TRAMO 2A-1B	62
FIGURA 3.11 RAMAL DE SUCCIÓN DEL TRAMO 2-B	63

FIGURA 3.12 EXPANSIÓN DEL CONDUCTO PRINCIPAL	65
FIGURA 3.13 CONDUCTO RECTO PRINCIPAL DEL SISTEMA	66
FIGURA 3.14 RAMAL DE SUCCIÓN DEL TRAMO 2-C	68
FIGURA 3.15 EXPANSIÓN DEL CONDUCTO PRINCIPAL	70
FIGURA 3.16 CONDUCTO PRINCIPAL DEL TRAMO 2C – D.....	72
FIGURA 3.17 PUNTO DE OPERACIÓN DEL VENTILADOR RESPECTO AL SISTEMA DE VENTILACIÓN	79
FIGURA 3.18 DIMENSIONES DEL VENTILADOR SELECCIONADO	81

ÍNDICE DE TABLAS

	Pag.
TABLA 1 INSTALACIONES ACTUALES DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN LOCALIZADA.....	8
TABLA 2 APLICACIÓN DE SISTEMAS DE VENTILACIÓN LOCAL Y GENERAL.....	16
TABLA 3 TIPOS DE CAMPANA PARA EXTRACCIÓN DE AIRE CONTAMINANTE	18
TABLA 4 MODELOS DE VENTILADORES AXIALES	21
TABLA 5 MODELOS DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS	23
TABLA 6 PÉRDIDA DE PRESIÓN Y COEFICIENTE DE ENTRADA POR ENTRADA A CAMPANA.....	25
TABLA 7 PRESIÓN DE VELOCIDAD RESPECTO A LA VELOCIDAD DE TRANSPORTE	26
TABLA 8 VELOCIDAD DE PRESIÓN EN CODOS REDONDOS	28
TABLA 9 VELOCIDAD DE PRESIÓN EN CODOS RECTANGULARES.....	29
TABLA 10 FACTOR DE PÉRDIDA POR VELOCIDAD DE PRESIÓN EN RAMALES	30
TABLA 11 COEFICIENTES DE PÉRDIDAS EN ENTRADAS DE CAMPANAS.	32
TABLA 12 PERDIDA DE FRICCIÓN POR VELOCIDAD DE PRESIÓN POR H N° DIÁMETRO	33
TABLA 13 VELOCIDAD DE CAPTURA SEGÚN EL CONTAMINANTE.....	34
TABLA 14 VELOCIDAD PARA TRANSPORTE DE PARTÍCULAS Y HUMOS	35
TABLA 15 INSTRUMENTOS PARA LA TOMA DE DATOS EN EL ÁREA DE COCCIÓN	38
TABLA 16 TEMPERATURAS EN EL ÁREA DE COCCIÓN DE LAS FREIDORAS DE PLÁTANO	40
TABLA 17 HUMEDAD RELATIVA EN EL ÁREA DE COCCIÓN DE LAS FREIDORAS DE PLÁTANO	42
TABLA 18 CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES DEL PROYECTO	43
TABLA 19 VARIABLES PARA DETERMINAR LA MUESTRA	44
TABLA 20 LECTURA DE TEMPERATURA, VAPOR Y HUMEDAD RELATIVA DEL ÁREA DE COCCIÓN	45
TABLA 21 LECTURA DE MEDIDAS GEOMÉTRICAS DE LA FUENTE DEL CONTAMINANTE.....	46
TABLA 22 LECTURA DE MEDIDAS CARACTERÍSTICAS DEL AMBIENTE LABORAL	46
TABLA 23 VELOCIDAD DE CAPTURA SEGÚN EL CONTAMINANTE.....	49
TABLA 24 VELOCIDAD PARA TRANSPORTE DE GASES, VAPORES Y HUMOS	49
TABLA 25 SELECCIÓN DE HE CON RELACIÓN A R/D, W/D	51
TABLA 26 PERDIDA DE PRESIÓN POR VP ENTRADA DE RAMAL.....	52
TABLA 27 PÉRDIDA DE FRICCIÓN POR VELOCIDAD DE PRESIÓN POR H N° DIÁMETRO	52
TABLA 28 PÉRDIDA TOTAL DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN EL SISTEMA	73
TABLA 29 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN SISTEMA DE EXTRACCIÓN N°1	.75
TABLA 30 DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN SISTEMA DE EXTRACCIÓN N°2	.76
TABLA 31 CALIFICACIÓN DE LOS VENTILADORES REFERENTE A CAUDALES Y PRESIÓN ESTÁTICA	77
TABLA 32 CARACTERÍSTICA TÉCNICA DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO	79

TABLA 33 DIMENSIONES DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO.....	80
TABLA 34 COSTO GENERAL POR SISTEMA DE VENTILACIÓN POR EXTRACCIÓN LOCALIZADA.....	81

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Diseño del sistema de extracción N° 1
Plano 2	Diseño del sistema de extracción N° 2
Plano 4	Campana del sistema de extracción N° 1
Plano 5	Ductos de ramales del sistema extracción localizada N° 1
Plano 6	Ducto principal del sistema extracción localizada N° 1
Plano 7	Ductos de expansiones del sistema extracción N° 1
Plano 8	Codo de ramales del sistema extracción N° 1
Plano 9	Codo de Ducto principal a la salida de aire caliente, vapores de grasas del sistema extracción N° 1
Plano 10	Ducto de expansión A, B y C del sistema extracción N° 2
Plano 11	Campana del sistema de extracción N° 2
Plano 12	Codo de ramales del sistema extracción N° 2
Plano 13	Codo de Ducto principal a la salida de aire caliente, vapores de grasas del sistema extracción N° 2
Plano 14	Ductos de ramales del sistema extracción localizada N° 2
Plano 15	Ductos de ducto principal del sistema extracción N° 2

CAPÍTULO 1

1. EL PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN

Área de estudio

El estrés térmico es aquella combinación de factores ambientales y metabólicos que superan la capacidad de un organismo ante la respuesta de una labor, representando un riesgo para la salud. A nivel mundial generalmente se evalúan en plantas de proceso de producción que por su naturaleza generan exposición de temperaturas importantes hacia los trabajadores. A nivel nacional rige el Reglamento de Seguridad y Salud suscrito en el Decreto 2393 de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente del trabajo, citando el Art. 54, literal 1 “En aquellos ambientes de trabajo donde por sus instalaciones o procesos se origine calor, se procurará evitar el superar los valores máximos establecidos en el numeral 5”. En ese numeral 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.

Si se supera estos valores, se recomienda métodos para el control como protección con material aislante, pantallas tipo cortinas de aire, cabinas de aire como ventilación forzada (SOCIAL I. E.). La fábrica en estudio se encuentra en la zona costera ecuatoriana que debido a sus características ambientales y máquinas tienden a generar altas temperatura superior a un ambiente laboral confortable, provocando molestias de salud en los trabajadores.

En la época de verano, específicamente en la ciudad de Portoviejo, Provincia de Manabí, se alcanzan temperaturas promedio ambiental de 30°C, con una sensación térmica de 32°C de acuerdo al INAMHI-Ecuador. En la empresa, por la actividad industrial, se han registrado temperaturas a partir de los 36°C por efecto de las máquinas que se encuentran en las líneas de producción y que generalmente aportan calor al ambiente circundante, caracterizando jornadas laborales de altos esfuerzos y fatiga produciendo cansancio y el decrecimiento de la producción de los trabajadores, siendo estos aspectos importantes a resolver para alcanzar niveles adecuados de productividad, competitividad y así mismo responder a la legislación local de seguridad y salud de los trabajadores

Por esta razón y por la demanda, la empresa procesadora de chifle se ha visto en la necesidad de incrementar la producción y mejorar las condiciones laborales, siendo aspectos a considerar el manejo y control de aire caliente y la humedad para el mejoramiento del confort de los trabajadores a través de un sistema de ventilación por extracción localizada en las cocinas freidoras del área de cocción.

1.1. Planteamiento del Problema

El confort y el estrés térmico a nivel global en los últimos tiempos es cada vez más importante, debido a que la presencia de estos factores causa reducción de rendimiento mental y físico de los trabajadores ante condiciones incómodas de trabajo, teniendo como resultado la baja productividad y posibles errores en el manejo de las máquinas que puede ocasionar accidentes al trabajador. **(Pedro R. Modelo, 2013)**. En el sector de las industrias, en muchos de los casos, presentan un ambiente no favorable durante los diversos procesos productivos, lo que genera problemas de estrés térmico en los trabajadores como aumento de transpiración, temperatura corporal, hasta posibles alteraciones de salud como deshidratación, mareos y presión cardíaca. Por otra parte, la inadecuada ventilación natural y mecánica hace imposible la evacuación del contaminante de la mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite generados por las cocinas industriales o freidoras, dificultando el cumplimiento de las metas de producción de los trabajadores por efecto de la sensibilidad ante cambios ambientales como la temperatura, humedad y velocidad de viento. **(Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, 2007)**

Ante lo citado la planta productora de chifles de plátano cuenta con un área de cocción que consiste de ocho cocinas industriales tipo freidoras, que debido a su funcionamiento disipa altas temperaturas, generando la contaminación por calor. Estas máquinas se encuentran instaladas en una sola línea de producción, tienen un sistema de ventilación natural en dirección contraria a la velocidad del viento, dificultando la renovación de aire fresco, así como también un sistema de extracción individual de mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite deficiente en diseño dificultando la evacuación del aire al exterior, lo que representa una concentración del contaminante en el área de cocción. En este contexto el departamento de producción y recursos humanos reporta horas laborales de baja productividad y considerable ausentismo por permisos médicos de los trabajadores.

1.2. Formulación del Problema

¿Cómo se relaciona el inadecuado confort térmico del área de cocción con el actual sistema de ventilación por extracción localizado?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Controlar el confort térmico en el área de cocción de plátano mediante un sistema de extracción de mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite, para el mejoramiento ambiental del área laboral.

1.3.2. Objetivos específicos

- Realizar un diagnóstico actual sobre el confort térmico en el área de cocción, por medio de instrumentación para la obtención de datos de temperatura y humedad relativa en tiempo real.
- Conocer la caracterización del sistema de extracción de gases calientes, mediante bibliografía especializada, para la conformación de la línea base en sistemas de control de temperatura.
- Desarrollar un sistema de extracción localizada, considerando parámetros técnicos de diseño como flujo, presión, temperatura, velocidad de captación y transporte, para la evacuación de gases calientes del área de cocción

1.4. Justificación de estudio.

La competencia de mercado de la empresa y las necesidades de cubrir la demanda de la sociedad, crea un ámbito de desarrollo y crecimiento de la planta a corto y largo plazo, donde se requiere mayor producción a bajo costo de producto, así como la responsabilidad del crecimiento y desarrollo de los trabajadores dentro de la estructura empresarial, donde la salud es muy importante para garantizar la seguridad laboral y alcanzar las metas propuestas por la alta gerencia.

Ante lo citado, en la planta de producción de chifle, por su naturaleza de procesamiento de su producto, se presentan condiciones ambientales desfavorables por el incremento de temperatura y humedad relativa a causa de las cocinas freidoras como fuente principal de calor, y aún más en la estación invernal donde el calor y humedad ambiental son mayores.

Actualmente, en las áreas de cocción, existen ocho sistemas independientes de ventilación, es decir, uno para cada freidora que no cumplen su función debido a su dimensionamiento de forma artesanal, como codos construidos a 90° tipo rectangulares sin la relación R/D y W/D; las medidas del largo y ancho de las campanas de succión son iguales a las fuentes de generación del contaminante que no permiten la suficiente captación. Por otra parte, el sombrero chino a la salida del contaminante al exterior no cumple la altura ni el ancho respecto al ducto, características que ocasionan mayor resistencia por fricción al paso del aire por el conducto. Así mismo, cada ventilador centrífugo cuenta con una potencia efectiva de 2 HP frente al caudal a remover de 6.550 pies³/min a evacuar de cada cuba freidora. Los sistemas de ventilación instalados no cuentan con la capacidad suficiente para remover la mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite, generando altos niveles de temperatura y humedad relativa de 36,7° C y 74,1% respectivamente, lo que provoca el estrés térmico a los trabajadores causando alergias, desconcentración, mareos y problemas de presión arterial. El Departamento de Recursos Humanos de la empresa reporta aproximadamente el 11,2% de ausentismo anual durante el año 2019 del personal del área de cocción por motivos de permisos por atención médica.

En este contexto, es importante el redimensionamiento del sistema de ventilación por extracción localizada con el propósito de superar los problemas de la contaminación en el área de cocción, y lograr reducir la temperatura y humedad relativa del área, como un método que permita mejorar el confort térmico de los trabajadores, generando horas productivas de crecimiento y competitividad, beneficiando la economía, mejorando la calidad del ambiente laboral en cumplimiento con las normas de salud y seguridad ocupacional, y disminuyendo la tasa de ausentismo de los trabajadores.

Estructura del proyecto

CAPITULO I.

En este capítulo se habla sobre el problema del confort térmico en la producción por presencia de las máquinas y equipos que conlleva el incremento de temperatura proporcionando el efecto de estrés térmico como la deshidratación, mareo, e irritación en el cuerpo.

CAPITULO II

En el capítulo se describe todo lo referente al marco teórico como los antecedentes de del estudio, las bases teóricas del sistema de extracción localizada como método para el mejoramiento del confort térmico, así mismo se planteará sus variables a ser medidas como la temperatura, humedad.

CAPITULO III

En este capítulo se encuentra el alcance del estudio, así como el diseño, cronograma de actividades, técnicas de recolección de datos como las fichas de observación de campo, así como su análisis de resultados del diseño del sistema de extracción localizada.

CAPÍTULO IV

El Capítulo 4 se encuentra los resultados del diseño de la investigación en base a los objetivos propuestos, tanto cualitativamente y cuantitativamente sobre el sistema de extracción localizada como sus dimensiones, presión estática, potencia hidráulica y efectiva del ventilador.

CAPÍTULO V

En este capítulo se detalla las conclusiones de nuestro estudio ligados a los resultados obtenidos, así como también las recomendaciones del sistema al ser implementado y puesta en marcha en la empresa para prolongar su operatividad y tiempo de vida útil.

CAPÍTULO 2

2. MARCO TEÓRICO.

2.1. Antecedente de la investigación.

El reglamento de seguridad y salud de los trabajadores y mejoramiento del medio ambiente de trabajo publicado en el Registro Oficial No. 565 de 1986 fue expedido por el Instituto de Seguridad Social (IESS) del Ecuador, bajo el decreto 2393, que tiene como objetivo de prevenir, reducir o eliminar los riesgos por efecto de las actividades del **(IESS, 1986)**; cuyo Capítulo V, Art. 53 hace referencia a las condiciones generales ambientales incluyendo la ventilación, temperatura y humedad citando el numeral 1 indicando que en los locales del trabajo se debe asegurar ambientes saludables ya sean por medios naturales o artificiales, así mismo el literal 5 indica que en los lugares de trabajo se deben de condicionar para entregar límites permisibles de temperatura y humedad en función a los procesos de producción.

En este contexto se referencia estudios realizados por Belding y Theodor- Hettinger se ha demostrado que las temperaturas altas generan disminución en la concentración, que da como resultado a la zona pérdida de rendimiento, es decir, baja la efectividad en las operaciones y aumenta el riesgo de accidentes en el trabajador. **(Arroyo, 2016)**, en este sentido se verifica la relación que existe con la temperatura al exceder los límites tolerables del ser humano y los trastornos que deriva desde los 35°C con sensaciones térmicas de mucho calor, molestias musculares, deshidratación, riesgo de agotamiento, entre otros y en el caso de alcanzar los 40°C el estado de salud de la persona colapsará presentando alteraciones a nivel del sistema cardiovascular.

En concordancia a lo mencionado en el reglamento de seguridad y salud ocupacional expedido por el Instituto Ecuatoriano de Seguridad Social IESS y los estudios desarrollados en este ámbito del confort laboral por Belding y Theodor- Hettinger, es necesario el control del contaminante por medio de estudios en sistemas de ventilación

industrial ya que permite conocer los contaminantes del aire, clasificación, caracterización, y sus efectos hacia el ser humano, así mismo, el manual Práctico de la empresa Soler y Palau dentro de su guía técnica, precisa que la aplicación de la ventilación por extracción localizada cuando en el área de producción se generan gases, polvo y olores por su gran efectividad al estar enfocado puntualmente en el foco del contaminante **(Becerra, 2013)**.

Bajo este enfoque la empresa procesadora de chifle de plátano en el cumplimiento de la legislación en Seguridad y Salud Ocupacional, en la actualidad en el área de cocción cuenta con ocho sistemas iguales de extracción localizado, es decir, uno por cada cocina freidora, que operan de manera ineficiente con una baja capacidad de evacuación del contaminante, al ser construido sin criterios de diseño de ventilación industrial es decir de forma artesanal, lo que implica las siguientes características:

- Las medidas del largo y ancho de las campanas de succión tipo elevadas son iguales a las de la fuente del contaminante y mantienen un ángulo de 35° de abertura.
- El diámetro hidráulico del ducto por sistema independiente es de 15 pulgadas fabricados de acero inoxidable AISI 316
- Los accesorios como codos están a 90 ° rectos (no curvos ni segmentados),
- El sombrero chino está instalado a una altura de 6 pulgadas y un ancho de 15 pulgadas, no cumple con la relación altura/No. de Diámetro y el ancho 2 veces del diámetro hidráulico (2D).
- El ventilador es tipo centrífugo sin caja de transmisión, con una Potencia efectiva de 2 caballos fuerza(HP) a 1700 revoluciones por minuto con una capacidad de caudal a remover de 1871,68 pies cúbico por minuto (ft³/min.), instalados en la parte superior de la campana de succión.
- Fuente de alimentación eléctrica de 220 V 5,6 A, o 380 V a 3,5 A, a una frecuencia de 60 a 50 Hz. A 4 polos.
- Los sistemas de ventilación actual no presentan filtros para la adsorción de las grasas.

En la tabla (1) se muestra en resumen las características técnicas de la instalación actual del sistema de ventilación.

TABLA 1
INSTALACIONES ACTUALES DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN LOCALIZADA

Ítem	Descripción	Observación técnica
------	-------------	---------------------

1	Campana de extracción	<ul style="list-style-type: none"> • Capta aire caliente hasta los 50,3°C • Presentes en las 8 unidades freidoras. • Son de tipo elevada. • Tienen un ángulo de 35° respecto a la superficie vertical de acople al conducto principal • Dos perfiles laterales de la campana son igual a dos lados laterales de la fuente de calor donde opera el trabajador. • No presentan filtros atrapa grasa.
2	Ventilador	<ul style="list-style-type: none"> • Cada unidad freidora mantiene un ventilador tipo centrífugo de instalación directa, cuya potencia es de 2HP a 1700 rpm y caudal a remover de 1871,68 ft³/min. a 220 V 5,6 A, o 380 V a 3,5 A, a una frecuencia de 60 a 50 Hz.- 4 polos • Se encuentran ubicados en parte superior de la campana de extracción a la salida. • Instalación directa sin caja de transmisión
3	Conductos- accesorios	<ul style="list-style-type: none"> • Codos de 90° de perfiles rectos de tipo rectangulares no se cumple con la relación R/D, W/D establecida por criterios de diseño de ventilación industrial. • Sombreros Chino no cumplen con la altura ni el diámetro en función al diámetro hidráulico del ducto a la salida del contaminante. • Fabricados de acero inoxidable AISI 316 • Hay presencia de condensación del vapor • Los conductos y codos son tipo cuadrado.

Fuente: Autor del proyecto

Por otra parte, las ocho cubas freidoras de chifle de plátano están fabricadas de acero inoxidable AISI 316 con dimensiones de (7,97 x 1,54 x 3,28) pies o (313,77 x 60,62 x 129,13) pulgadas, con una capacidad de producción de 1500 kg/hora por cada cuba con un consumo de aceite por cada jornada laboral de 89,76 galones, con una tasa de evaporación estimada de 0,9 galones o 0,05 litros/día laboral.

En otro contexto las cubas son operadas por cuatro trabajadores por cada sistema, en la figura (2.1) se visualiza las medidas del área de cocción en la perspectiva de vista superior de 90,05 pies de ancho por 16,49 pies de largo, así mismo las dimensiones de las cubas freidoras de (7,97 x 1,54) pies, al interior de la instalación.

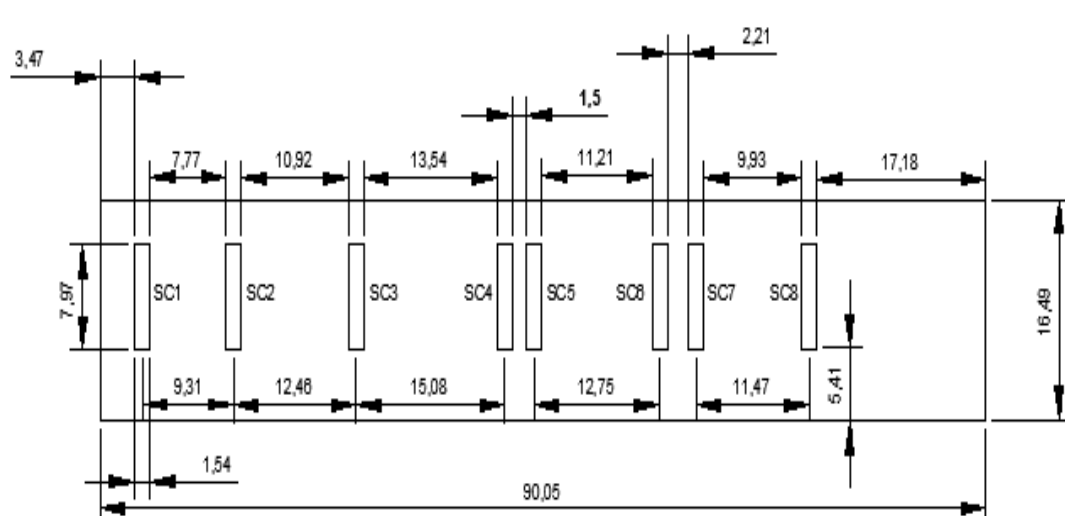


FIGURA 2.1 VISTA SUPERIOR DEL ÁREA DE COCCIÓN

Fuente: Autor del proyecto

En la figura (2.2) se aprecia el área de cocción en la perspectiva de vista frontal, las dimensiones del área de cocción son de 90,05 pies de ancho y 29,58 pies de alto y los sistemas independientes de ventilación localizada por campana de succión en cada cuba freidora.

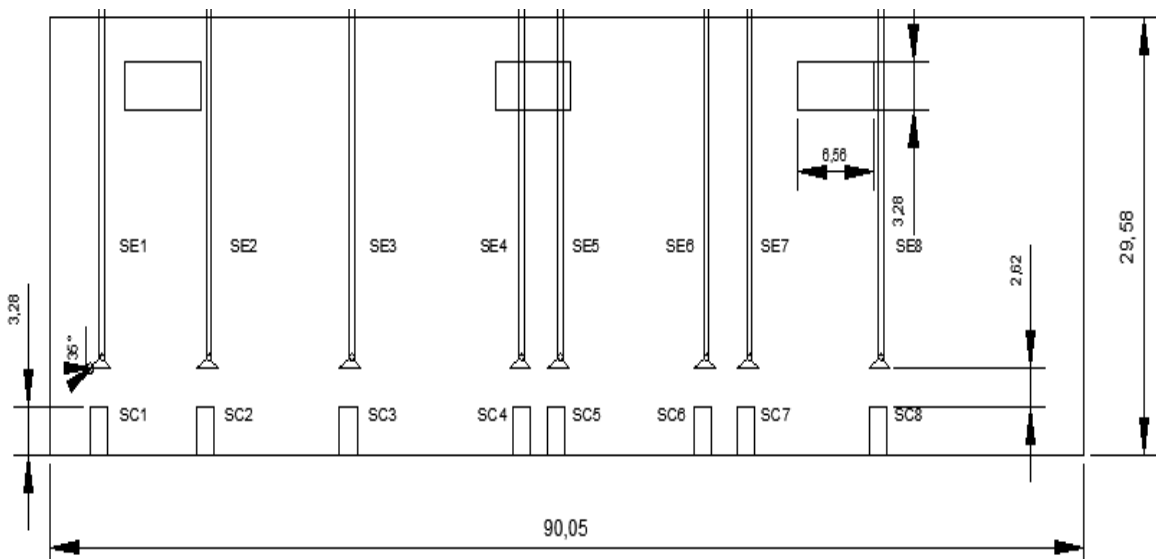


FIGURA 2.2 VISTA FRONTAL DEL ÁREA DE COCCIÓN

Fuente: Autor del proyecto

Donde:

SC: Sistema de cocción

SE: Sistema de extracción
Medidas: Pies

2.2. Bases teóricas

2.2.1. Normativa de Seguridad y Salud Ocupacional.

La norma OHSAS 18001 (Unidos, 2007) dentro de su Legislación de Seguridad y Salud Ocupacional, define la implementación de un Sistema de Gestión en Seguridad y Salud en el Trabajo, como la correcta y eficaz gestión de los riesgos y la salud de sus trabajadores que permite a las empresas alcanzar una serie de beneficios fundamentales para aumentar la productividad y mejorar la imagen tanto interna como externa con las partes interesadas como empleados, proveedores, clientes y sociedad en general. Cabe indicar que la presente legislación se fundamenta en la normativa y mandatos legales de varios países como referencias principales las normativas y especificaciones técnicas, leyes de prevención y riesgos laborales, Institutos de Seguridad e Higiene y normas internacionales. Por otra parte, la administración de Seguridad y Salud Ocupacional del Departamento de Trabajo de Estados Unidos es el responsable de crear las leyes con el objetivo de mejorar las condiciones laborales del trabajador. **(Unidos, 2021)**.

Ante lo expuesto, el Comité Interinstitucional de Seguridad e Higiene en el Trabajo en Ecuador creado mediante el Decreto Ejecutivo 2393 publicado en el Registro Oficial 565 de 1986 (Social, 1986), en el capítulo I plantea como disposiciones generales en su artículo 1, que las disposiciones del presente reglamento emitido por el Instituto de Seguridad Social (IESS) se deben de aplicar en todas las actividades laborales, brindando como objetivo la reducción de los riesgos laborales y el mejoramiento del confort laboral.

2.2.2. Zona de confort

El ser humano estará en confort en el recinto de producción relacionado tanto a la temperatura en el rango de 21 a 29°C y la humedad relativa del aire entre 30% a 70%. En muchos de los casos los ambientes de trabajo en la industria no llegan a la zona de confort, por lo que requiere la aplicación de ingeniería del acondicionamiento del aire como climatización, ventilación y refrigeración. (VALYCONTROL, S.A. de C.V, 2019)

2.3. Definición de términos básicos

Aire atmosférico.

El aire en la atmósfera se encuentra compuesto principalmente por oxígeno con 20,94%, nitrógeno 78,08%; y en pequeño porcentaje de contenido de argón 0,934%; dióxido de carbono con el 0,033%; además también contiene cierta cantidad de vapor de agua.

(Malagón, 2011). Por otra parte, el aire también se lo encuentra sin vapor de agua lo que se conoce como aire seco.

Es importante mencionar que la concentración del agua en el aire es relativamente bajo, pero significativa en el confort ambiental de un recinto laboral. El tratamiento de temperatura en sistemas de acondicionamiento de aire se mantiene en rangos de -10 a 50 °C pudiéndose tratar como un gas ideal con un valor constante de 1.005 KJ/Kg°K +/- 0,2%. (Inc., 2009)

Temperatura

Es una magnitud física que indica la energía interna de un cuerpo, de un objeto o del medio ambiente en general, medida por un termómetro, con base de sensaciones fisiológicas; se expresa el nivel de temperatura de modo cualitativo como ejemplo frío, helado, tibio, caliente y al rojo vivo. Cuando un cuerpo se pone en contacto con otro que está a diferente temperatura va a existir transferencia de un foco caliente a otro de menor grado de temperatura. **(GRAW HILL, 2012)**. En muchas de las aplicaciones se requiere trabajar en temperaturas absolutas como Kelvin (°K) o grados Rankine (°R). **(WHITE, Mecánica de Fluidos-Quinta Edición, 2004)**

Temperatura de Bulbo Seco

Es la temperatura que es medida con un termómetro ordinario, se encuentra en la carta psicrométrica del aire en líneas verticales, como se aprecia en la figura (2.3)

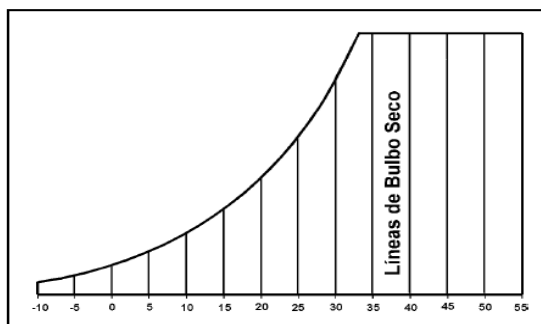


FIGURA 2.3 LÍNEAS DE TEMPERATURA DE BULBO SECO EN LA CARTA PSICOMÉTRICA

Fuente: **(William A. Burgess, 2004)**

Temperatura de Bulbo húmedo.

Es la temperatura medida mediante un termómetro de bulbo húmedo, es la temperatura resultante cuando se evapora el agua del instrumento de medición, en la carta psicrométrica del aire está representada en la siguiente figura (2.4)

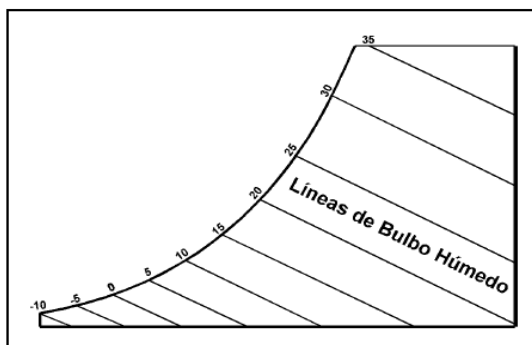


FIGURA 2.4 LÍNEAS DE TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO EN LA CARTA PSICOMÉTRICA

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

Humedad Relativa

Es el porcentaje de la humedad de saturación, que se calcula normalmente en relación con la densidad de vapor de saturación. Es la cantidad de humedad en el aire, comparado con la que el aire puede mantener a esa temperatura. El porcentaje de humedad es imprescindible en las condiciones ambientales a pesar de estar en menos del 1%, debido a que el agua puede contener alta cantidad energética. Por otra parte, cuando el aire no puede "mantener" toda la humedad, entonces se condensa como rocío. ver figura (2.5) (Mónica María Estrada Pareja, 2007)

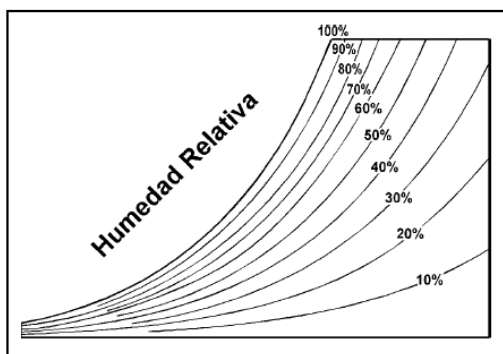


FIGURA 2.5 LÍNEAS DE HUMEDAD RELATIVA EN CARTA PSICOMÉTRICA

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

Densidad

La densidad del aire depende de la presión y la temperatura que se encuentra en el sistema, es una propiedad relevante de un fluido que representa la cantidad de masa por una unidad de volumen; para el caso del aire la densidad en condiciones estándar es de

0,075 lbm/pies³, se representa en la ecuación (2.1), que relaciona la ley de los gases ideales. (William A. Burgess, 2004)

$$P = \rho * R_a * T \quad (2.1)$$

Donde:

P: Presión absoluta
 ρ: Densidad
 T: Temperatura absoluta
 Ra: Constante del aire.

Presión

Es el esfuerzo que ejerce un fluido en reposo en un determinado punto o sección, es una variable importante, las diferencias de presión (gradientes) son los responsables del flujo cuando se lo trata particularmente en ductos donde la velocidad de flujo es baja, por consecuencia se asigna la presión a nivel del mar de 1 atmosfera= 101,3 Pa o 2116 lbf/pie². (WHITE, 2004)

Caudal

Es la cantidad de flujo de aire que fluye al interior de un conducto y está dada por la velocidad y la sección, expresada a través de la ecuación (2.2) **(Salvador Escoda S.A, 2018)**

$$Q = V * S \quad (2.2)$$

Donde:

Q: Caudal
 V: Velocidad de flujo
 S: Sección o área de incidencia normal al flujo.

Flujo de aire en la ventilación.

Se considera en muchos de los casos de diseño de ventilación industrial, que el aire es incompresible, es decir, que su densidad no cambiará a lo largo de su transporte de un sector a otro, sus valores se encuentran alrededor de 68°F a 1 atmósfera o 101.3 kPa como estándar. El flujo de aire puede ser transportado de dos maneras: la primera vía ductos o tuberías y segundo el transporte del aire en áreas de amplios espacios. **(William A. Burgess, 2004)**

Relación de Continuidad.

Dentro de un circuito en los ductos de un sistema la masa se conserva (**William A. Burgess, 2004**), es decir, que se desplaza la misma cantidad de aire específicamente, a este fenómeno también se lo conoce como la ley de la conservación de la materia expresando en la ecuación (2.3) y gráficamente en la figura (2.6)

$$\int \rho V_r dA = \text{constante.} \quad (2.3)$$

Dónde:

P: Densidad de la masa del fluido

Vr: Velocidad del fluido en una posición axial r en el conducto

A: Área de la sección transversal donde se mide la velocidad

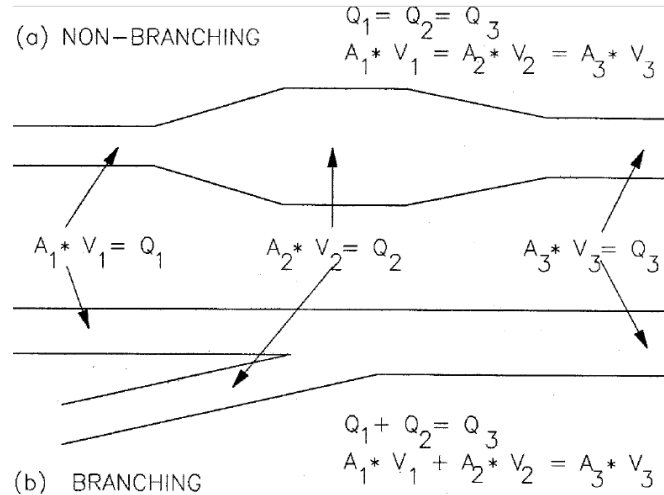


FIGURA 2.6 CONTINUIDAD DE FLUJO

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

Contaminación

Se entiende que el ambiente estará contaminado por sustancias como material particulado, ruido, calor; y que se transfieren de un medio a otro. La contaminación se puede presentar en las tres fuentes del planeta, el aire, agua y suelos en diferentes formas por diversas concentraciones que afectan al confort, y salud de las personas (Malagón, 2011).

Bases de Ingeniería en Ventilación Industrial.

El principio de la ventilación industrial es garantizar un ambiente laboral adecuado ante los diferentes contaminantes que se dan en los procesos de producción, es decir, exponer al trabajador en los niveles permisibles de acuerdo a la legislación.

Sistema de Ventilación localizada.

La ventilación localizada es utilizada en los procesos industriales para remover la alta contaminación por gases, polvo y olores; generados en los procesos productivos; focalizando la captación del contaminante para el mejoramiento de las condiciones laborales del trabajador. **(Salvador Escoda S.A, 2018)**

Sistema de Ventilación general

Este tipo de ventilación es utilizado en la industria cuando la presencia del contaminante es baja, por medio de máquinas sopladoras de aire de o ventiladores, para la renovación de aire fresco. A continuación, se presenta en detalle la aplicación de los sistemas de ventilación en la tabla (2) (William A. Burgess, 2004)

TABLA 2
APLICACIÓN DE SISTEMAS DE VENTILACIÓN LOCAL Y GENERAL

Ventilación localizada	Ventilación general
Cuando el contaminante es tóxico	El contaminante es de baja toxicidad
Estación de trabajo cerca del punto de liberación del contaminante	Los contaminantes son gases y vapores, no partículas.
La generación del contaminante varía	Tasa uniforme de liberación de contaminantes
La tasa de generación del contaminante es alta con pocas fuentes	Fuentes de generación múltiple muy espaciadas.
Fuente contaminante es fija	

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

Contaminantes del aire por calor en la industria.

La contaminación del aire por calor o polución térmica es una forma de deteriorar el medio ambiente que se produce por distintas actividades del hombre y máquinas, alcanzando un incremento de temperatura y humedad relativa del aire **(Instituto Nacional de**

Seguridad e Higiene en el trabajo, 2007), lo que origina una sensación térmica desagradable y por consiguiente un confort térmico inadecuado para los trabajadores. (Malagón, 2011)

Sistema de Ventilación Industrial localizada por Extracción de Aire.

Es la ventilación que se utiliza en la búsqueda de eliminar o reducir los olores o gases por medio de la captación de contaminantes de fuentes emisoras como cocinas industriales y domésticas, en este sistema se delimita una zona de acción a través de unas campanas recolectoras para conseguir un barrido del contaminante con la finalidad de ser enviado por medio de ductos y ventilación forzada hacia el exterior del recinto para la descarga a la atmósfera, permitiendo así mejorar la calidad del aire del área interior. **(REDOLA, 2015).**

La ventaja de este método de extracción localizada respecto a la ventilación general es su menor requerimiento de caudal de aire en la captación directa de los contaminantes de las fuentes de emisión, lo que genera menor costo de inversión en la instalación. Como parte del criterio de diseño, se selecciona el perímetro de la fuente, la velocidad de captación necesaria que permita obtener el flujo de la corriente gaseosa hacia la campana, y la velocidad de transporte necesaria para su desplazamiento hacia el medio exterior. **(Alberto Márquez Quizhpi, 2018)**

El sistema de extracción localizada se forma de los siguientes componentes fundamentales: la campana de extracción, los conductos, filtros (ciclones, filtros, entre otros) y el ventilador, descritas a continuación:

- La campana es la estructura mecánica cuya función es recolectar los gases o partículas contaminantes y de acuerdo a su diseño se obtiene su eficiencia.
- Los ductos son el medio que permite conducir el flujo de aire contaminado en función a la depresión que se encuentra internamente.
- Los filtros separan los contaminantes del aire, es decir, de separar las partículas de polvo, reducir los olores de cocción, trazas de aceite evaporado, entre otros que puedan llegar afectar el funcionamiento del ventilador e incluso posibles afectaciones al trabajador.
- El ventilador genera la depresión necesaria para la succión de los gases o partículas contaminantes a lo largo del sistema de ventilación.

Diseño de Sistemas de extracción de aire localizada.

Este tipo de ventilación por extracción localizada tiene el fin de captar el contaminante desde el foco de la fuente de emisión, por lo que se requiere, a través de la succión, garantizar que los gases sean captados en su totalidad por la campana con el propósito

de no contaminar el recinto laboral. Entre sus características es que requiere de menor cantidad de aire y no que permita la dispersión en el área de trabajo, mejorando la calidad ambiental en el interior. Ver figura (2.7) **(Alberto Márquez Quizhpi, 2018)**

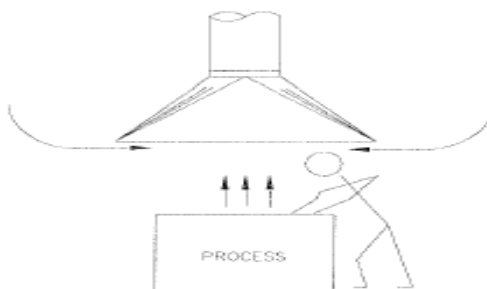


FIGURA 2.7 SISTEMA DE EXTRACCIÓN LOCALIZADO

Fuente: (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

Para diseñar un sistema de extracción localizada se considera los siguientes componentes que se detallan a continuación:

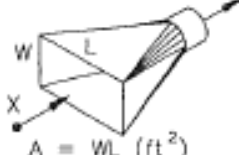
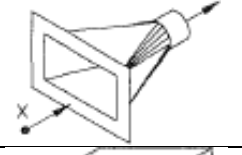
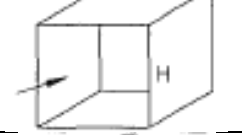
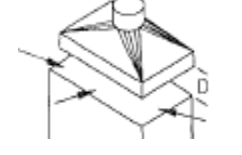
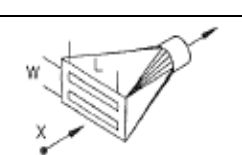
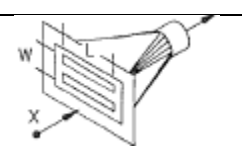
Campana (s) de extracción de aire.

Son componentes de entrada de aire contaminado para vapores, humos o material particulado, con el propósito de capturar eficazmente los contaminantes desde la fuente de emisión hasta el sistema de conducto hacia el exterior del medio. El diseño de las campanas se basa en función a las características de la fuente de emisión, considerando la mayor captación del contaminante a ser removido hacia el exterior. **(William A. Burgess, 2004).**

Entre los tipos de campana utilizadas en diversos procesos en la industria se muestra en la Tabla (3).

**TABLA 3
TIPOS DE CAMPANA PARA EXTRACCIÓN DE AIRE CONTAMINANTE**

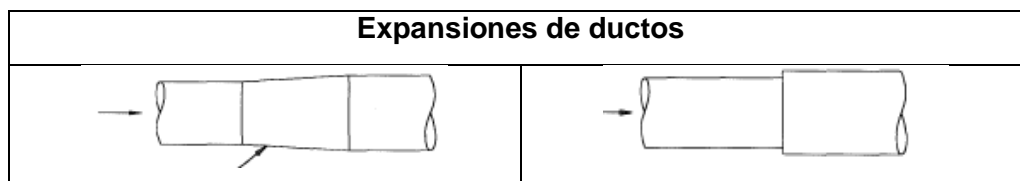
Tipo de campana	Descripción	Aspecto de proporción W/L	Flujo de aire
	Espacio	0,2 o menos	$Q = 3.7 LVX$
	Ranura con brida	0,2 o mayor y redondo	$Q = 2.6 LVX$

	Apertura llana	0,2 o mayor y redondo	$Q = V(10X^2 + A)$
	Apertura con brida	Para trabajo	$Q = 0.75V(10X^2 + A)$
	Cabina	Para trabajo	$Q = VA = VWH$
	Elevada	Para trabajo	$Q = 1.4 PVD$ P = perímetro (Fuente de emisión contaminante) D = distancia V = velocidad
	Abertura de ranura múltiple con brida, 2 o más ranura	0,2 o mayor	$Q = V(10X^2 + A)$
	Ranura múltiple simple	0,2 o mayor	$Q = 0.75V(10X^2 + A)$

Fuente: (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

Ductos de Transporte de contaminante.

Son componentes metálicos que permiten el transporte de los contaminantes dentro de un sistema para ser evacuado, el material de fabricación es de planchas de cobre o latón, hierro galvanizado, acero inoxidable, acero comercial, entre otros. Su aplicación depende del agente contaminante que es removido de un punto a otro, de acuerdo a los principios de diseño por expansión, reducción y simetría del conducto mostrado en la figura (2.8)





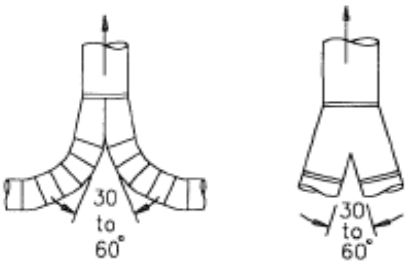
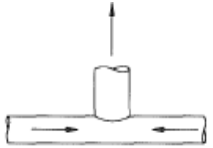
Correcto	Incorrecto
Reducción de ductos	
	
Correcto	Incorrecto
Simetría en ductos	
	
Correcto	Incorrecto

FIGURA 2.8 PRINCIPIOS DE DISEÑO DE DUCTOS PARA SISTEMAS DE VENTILACIÓN

Fuente: (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

Así mismo, es importante seleccionar el modelo de ramal al ingreso al conducto principal que permita una menor pérdida de presión por fricción ante el cambio de dirección y la turbulencia que se genera. En la figura (2.9) se muestra el correcto modelo.



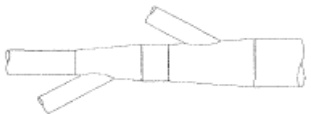
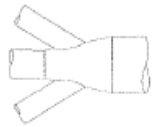
	
Correcto	Incorrecto
Reducción de ductos	
	
Correcto	Incorrecto

FIGURA 2.9 PRINCIPIOS DE DISEÑOS DE DUCTOS CON ENTRADA AL RAMAL PRINCIPAL

Fuente: (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

Como parte del diseño de las entradas de los ramales secundarios al ramal principal, se debe de considerar una entrada con un ángulo de 30° a 45° de acuerdo a la geometría del sitio de implantación, y para el caso de expansión del ducto con un ángulo no mayor a 15°. (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

Sistemas de suministro de aire.

Para el suministro de aire en los sistemas de ventilación se utilizan ventiladores que son de dos tipos: los axiales y los centrífugos, y su aplicación depende de las condiciones de operación como el caudal a manejar y la caída de presión en el sistema. Además, son elementos mecánicos que pueden operar en condiciones de la alta temperatura, presión y cierta cantidad de partículas que pueden alojarse en el ventilador.

Ventilador Axial. - En este tipo de ventiladores el flujo de aire lo hace de forma paralela al eje del motor, se lo utiliza cuando fluyen altos caudales a muy baja presión. Ver figura (2.10)

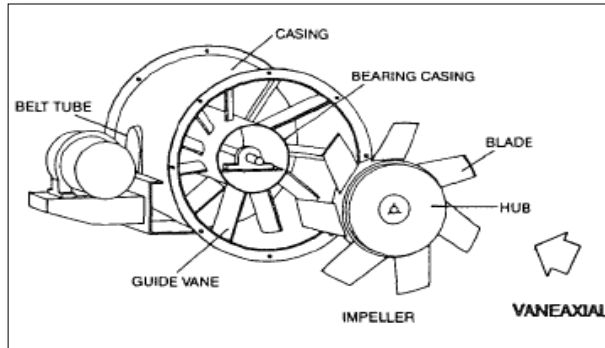





FIGURA 2.10 PARTES DE UN MOTOR AXIAL TUBULAR

Fuente: American conference of governmental Industrial hygienists

A continuación, en la Tabla (4) se presenta los tipos de ventiladores axiales aplicados en la ventilación industrial, (William A. Burgess, 2004)

TABLA 4
MODELOS DE VENTILADORES AXIALES

Tipos ventiladores axiales		
Paleta axial	Turbo axial	Hélice propulsor
		
<p>Descripción Ventiladores tubulares bifurcados aplicados en sistemas de ventilación con capacidad de alta presión puede soportar aire con temperaturas de 150°C en periodos continuos</p>	<p>Descripción Extractores axiales tubulares de alta presión y gran robustez, especialmente diseñados para instalaciones de minería, navales o aplicaciones con grandes pérdidas de carga</p>	<p>Descripción Son ventiladores de hélice tienen un gran de campo de aplicaciones, en donde la resistencia al flujo de aire es baja y donde la conducción del aire por el conducto es corta.</p>

Fuente: (C. David Cooper, 2011)

Ventiladores Centrífugos. - Estos ventiladores absorben el aire de forma axial y la descarga es en forma radial. Son aplicados en sistemas de ventilación industrial cuando se requiere manejar bajos caudales y altas presiones. Ver figura (2.11)

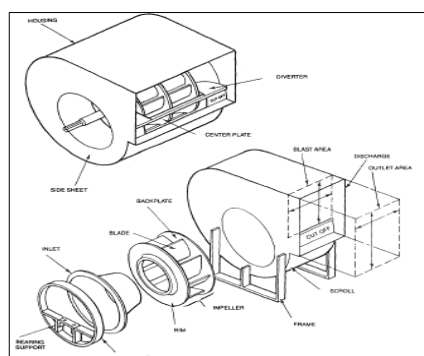





FIGURA 2.11 PARTES DE UN VENTILADOR CENTRÍFUGO

Fuente: American conference of governmental Industrial hygienists

Los tipos de ventiladores centrífugos o radiales aplicados en la ventilación industrial se presenta en la tabla (5) (William A. Burgess, 2004)

TABLA 5
MODELOS DE VENTILADORES CENTRÍFUGOS

TIPOS DE VENTILADORES CENTRIFUGOS		
Alabes curvados hacia adelante	Alabes Rectos	Alabes inclinados hacia atrás/curvado hacia atrás
		
Descripción	Descripción	Descripción
Son ventiladores que tienen baja velocidad y son silenciosos, su aplicación se centra cuando la presión estática del sistema es media o baja y es utilizado generalmente en sistemas de aire acondicionado, calefacción y ventilación.	Son ventiladores centrífugos que alcanzan velocidades de transporte de materiales con característica de alta eficacia con poco material y alta resistencia a impacto. Su velocidad periférica es media y es utilizado en sistemas de ventilación industrial localizada.	Este tipo de ventiladores presenta mayor velocidad periférica con alto rendimiento a bajo nivel sonoro. Su aplicación puede ser en sistemas de ventilación que la fuente de emisión no genere materiales sólidos debido a la tendencia a acumular material en la parte posterior de los alabes.

Fuente: (C. David Cooper, 2011)

Perdidas por fricción.

Son pérdidas de presión que se presentan al ser desplazado el aire por el sistema interno de conductos donde es considerado homogéneo, mono-componente y newtoniano, lo que responde a la ecuación de Bernoulli para su aplicación mediante la ecuación (2.4) (C. David Cooper, 2011)

$$P_1/\rho g + V_1^2/2g + Z_1 = P_2/\rho g + V_2^2/2g + Z_2 \quad (2.4)$$

Para el caso de aire que circula por el sistema de ventilación, el peso de la columna aire (Z) del interior del ducto es despreciable, es decir, que el cabezal por altura expresada

en la ecuación (2.4) se expresa en la ecuación (2.5), tomando su forma en presiones estáticas y dinámicas.

$$SP_1 + VP_1 = SP_2 + VP_2 \quad (2.5)$$

Al final se traduce en caída de presión total del sistema mostrado en la ecuación (2.6)

$$TP_1 = TP_2 \quad (2.6)$$

Donde:

SP₁: Presión estática

TP: Presión total

VP: Presión de Velocidad

En función a la ecuación anterior, los dos cabezales tanto VP y SP, ocurre que cualquier incremento de la presión de velocidad (VP) por efecto de reducción de la sección del conducto, bajo esta condición la presión estática (SP), debe disminuir proporcional al aumento de la presión de velocidad (VP). Es importante detallar que no toda se puede convertirse en presión estática y viceversa, estas pueden ser pérdidas y son consideradas en la ecuación (2.7)

$$SP_1 + VP_1 + H_p = SP_2 + VP_2 + H_e \quad (2.7)$$

Donde:

H_p: Cabezal añadido por el ventilador

H_e: Cabezal de pérdidas por fricción en los ductos

Todos los términos están en pulgadas de columna de agua.

Presión estática de la campana en el conducto.

Es la presión medida en el conducto en la parte inferior de la campana, la cual consiste en la pérdida que se genera por la entrada y la presión de velocidad, mostrada en la ecuación (2.8)

$$P_s h = P_v + h_e \quad (2.8)$$

Donde:

P_sh: Presión estática en la campana (pulg. de columna de H₂O)

P_v: Presión de velocidad (pulg. H₂O)

h_e: Pérdida de presión a la entrada de la campana (pulg. H₂O)

La presión de velocidad está relacionada con la siguiente ecuación (2.9)

$$VP = \left(\frac{V}{4005} \right)^2 \quad (2.9)$$

Donde:

V= Velocidad del aire en el ducto (pies/min)

Por otra parte, para hallar la pérdida de presión por fricción del aire en la campana de succión es necesario el coeficiente de entrada respecto al ángulo de abertura, y la presión de velocidad. En la tabla (6) se muestra los coeficientes referentes al ángulo teta °(θ)

TABLA 6
PÉRDIDA DE PRESIÓN Y COEFICIENTE DE ENTRADA POR ENTRADA A
CAMPANA

°(θ)	Pérdida de presión		Coeficiente de entrada	
	Redondo	Rectangular	Redondo	Rectangular
15	0,15 VP	0,25 VP	0,93	0,80
30	0,6 VP	0,16 VP	0,98	0,93
45	0,8 VP	0,15 VP	0,97	0,93
60	0,0 VP	0,17 VP	0,96	0,92
90	0,15 VP	0,25 VP	0,93	0,89
120	0,25 VP	0,40 VP	0,09	0,06
150	0,40 VP	0,40 VP	0,84	0,82

Fuente: (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

El ángulo teta °(θ) se refiere a la inclinación de la pared de la campana con respecto a la vertical.

Para determinar las pérdidas de presión en la campana de succión, se utiliza la información proporcionada en Tabla (6) que muestra que está en función de la forma y de la presión de velocidad que se generará en este tramo. Se evalúa aplicando las ecuaciones (2.10) y (2.11)

$$VP = \left(\frac{v}{4005} \right)^2 \quad (2.10)$$

$$He_c = he * VP \quad (2.11)$$

Donde:

V_p : Presión de velocidad en el tramo

V : Velocidad de transporte del contaminante (pies/min)

H_{e_c} : Pérdida de presión por fricción a la entrada de la campana de succión.

En la Tabla (7) se presentan ciertas presiones de velocidades en pulgadas de columna de agua (H_2O), respecto a velocidades de transporte en pies/min.

TABLA 7
PRESIÓN DE VELOCIDAD RESPECTO A LA VELOCIDAD DE TRANSPORTE

V_p presión de velocidad (in. H_2O)	V (FPM)
0,82	3622
0,83	3644
0,84	3666
0,85	3688
0,86	3709
0,87	3731
0,88	3752
0,89	3774
0,90	3795
0,91	3816

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

Pérdida de presión por fricción en el conducto.

Es la pérdida de presión que se da en las secciones rectas expresadas como presión de velocidad, esta se obtiene a través del caudal manejado por la fuente del contaminante y el diámetro del conducto; encontrando la pérdida por fricción (h_e) por cada pie lineal de conducto, presentada en la figura (2.12)

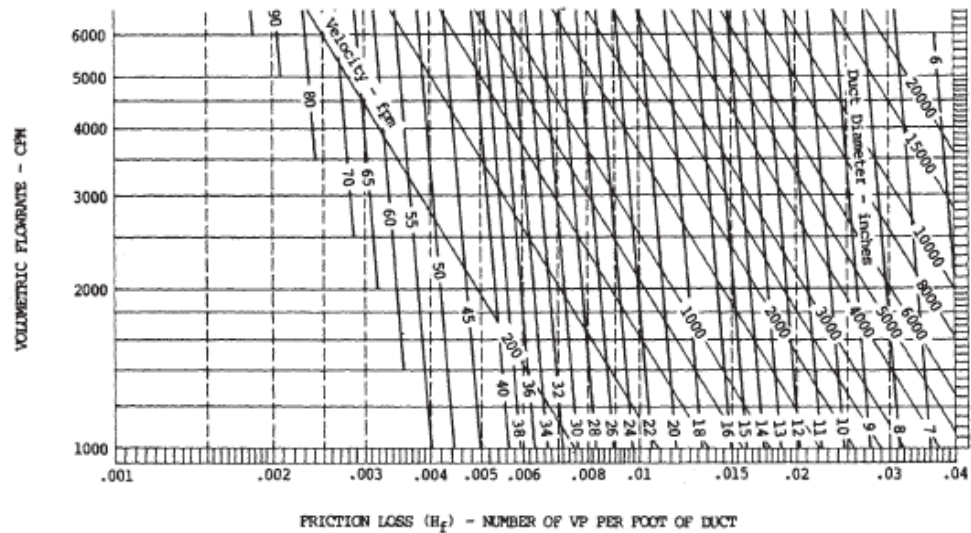


FIGURA 2.12 PÉRDIDA POR FRICCIÓN EN EL DUCTO UTILIZANDO EL MÉTODO DE LA PRESIÓN DE VELOCIDAD

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

La pérdida que se genere en el conducto del sistema estará dada por la ecuación (2.12)

$$He_{cd} = \frac{He \text{ " columna de } H_2O * Ltd \text{ (ft)}}{100 \text{ ft}} \quad (2.12)$$

Donde:

He_{cd} : Pérdida de presión por fricción en conducto, pulg de columna de H_2O por cada 100 pies

Ltd: Longitud de ducto (pies)

Perdidas por codos y ramales.

La pérdida por fricción y turbulencia por cambio de dirección del aire, es considerada directamente proporcional a la velocidad de presión y la forma del accesorio, presentadas en las figuras (2.13) y (2.14)

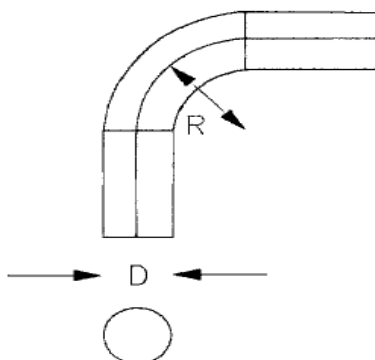


FIGURA 2.13 CODO REDONDO DE 90 °

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

Por otra parte, las pérdidas de presión por codos están en función a la relación R/D , es decir, la razón del radio interno de curva en función al diámetro hidráulico. Ver tabla (8)

**TABLA 8
PRESIÓN DE VELOCIDAD EN CODOS REDONDOS**

Codos redondos	
R/D	Perdida de presión, fracción de V_p
2,50	0,22
2,25	0,26
2,00	0,27
1,75	0,32
1,50	0,39
1,25	0,55

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

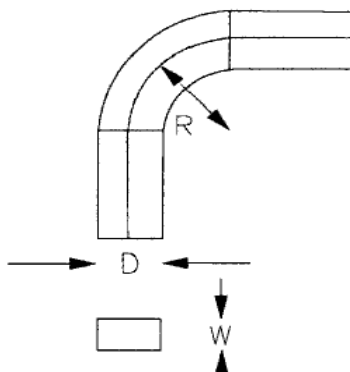


FIGURA 2.14 CODO RECTANGULAR DE 90 °

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

En los codos rectangulares, el factor de fricción por la presión de velocidad en el tramo es referente a R/D , radio interno de curva respecto al diámetro hidráulico y además la relación W/D , es decir, en función a la proporcionalidad de los lados detallados en la Tabla (9)

**TABLA 9
PRESIÓN DE VELOCIDAD EN CODOS RECTANGULARES**

R/D	Codos rectangulares Relación W/D					
	0,25	0,50	1,00	2,00	3,00	4,00
0,00	1,50	1,32	1,15	1,04	0,92	0,86
0,50	1,36	1,21	1,05	0,95	0,84	0,79
1,00	0,45	0,28	0,21	0,21	0,20	0,19
1,50	0,28	0,18	0,13	0,13	0,12	0,12
2,00	0,24	0,15	0,11	0,11	0,10	0,10
3,00	0,24	0,15	0,11	0,11	0,10	0,10

Fuente: (C. David Cooper, 2011)

Las pérdidas de presión por fricción generada en codos, se evalúan a través de la ecuación (2.13) y los fundamentos de diseño citado en tablas

$$He_c = he * VP \quad (2.13)$$

Pérdida de presión por fricción a la entrada del ramal al ducto principal.

La pérdida de presión por ramal hacia el ducto principal se da cuando el flujo de aire secundario ingresa al conducto principal, lo que genera turbulencia y es proporcional a la

presión de velocidad en dicho tramo. Así mismo, depende del ángulo de acoplamiento que presente entre las secciones. Ver tabla (10) y figura (2.15)

TABLA 10
FACTOR DE PÉRDIDA POR PRESIÓN DE VELOCIDAD EN RAMALES

Ángulo θ en grados	Perdida de presión por V_P en entrada de ramal
10	0,06
15	0,09
20	0,12
25	0,15
30	0,18
35	0,21
40	0,25
45	0,28
50	0,32
60	0,44
90	1,00

Fuente: (C. David Cooper, 2011)

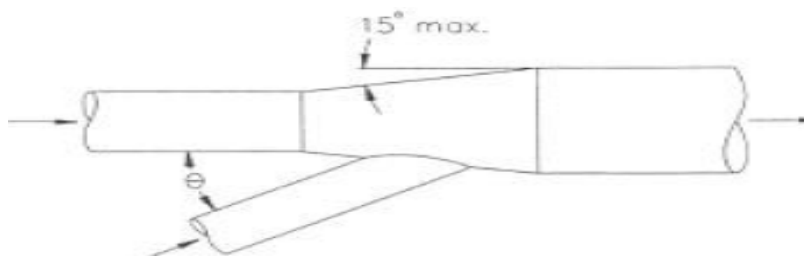


FIGURA 2.15 ENTRADA DE RAMAL AL DUCTO PRINCIPAL DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

La pérdida de presión por fricción por cada ramal al ingreso del conducto principal, está dada por la ecuación (2.14) y los fundamentos de diseño citado en tablas.

$$H_{e_r} = h_e \cdot V_P \quad (2.14)$$

Perdidas por accesorios.

Dentro de un sistema de ventilación por extracción localizada y su diseño, también se encontrarán pérdidas por accesorios, como es el caso de secciones en contracción, expansión, campanas entre otros; y que serán proporcionales a la presión de velocidad. Para las secciones de contracción de conducto principal se aplica la ecuación (2.15) y figura (2.16)

$$\Delta p_s = -(\Delta p_s + \Delta p_v) \quad (2.15)$$

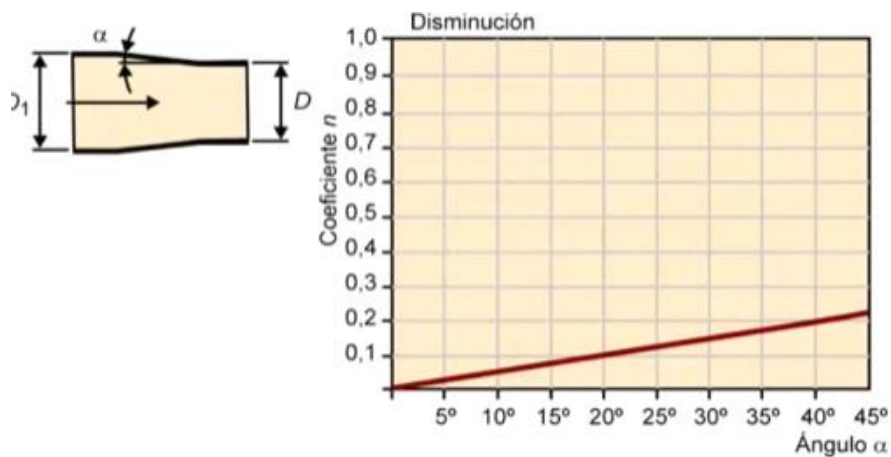


FIGURA 2.16 COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA REFERENTE A LA SECCIÓN EN CONTRACCIÓN

Fuente: (Salvador Escoda S.A, 2018)

En el caso de tener sección de expansión del conducto principal se aplica la ecuación (2.16) y figura (2.17)

$$\Delta p_{loss} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2} \quad (2.16)$$

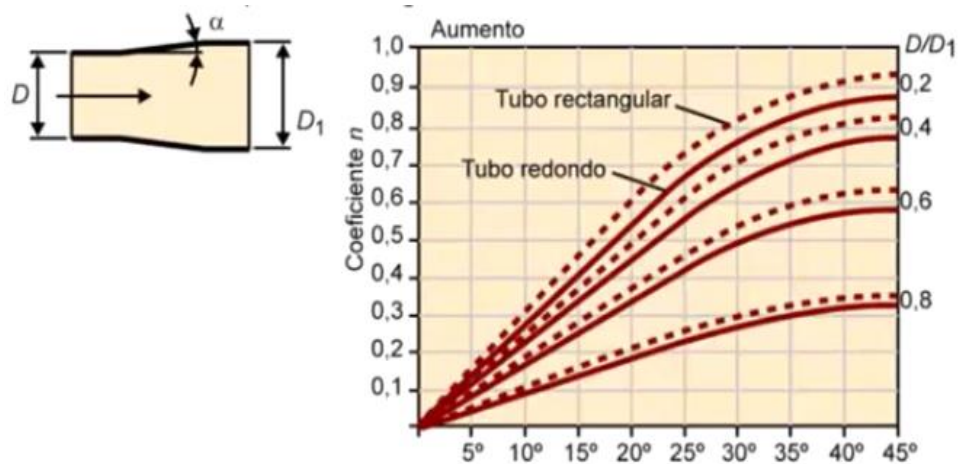
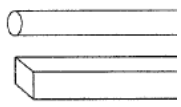
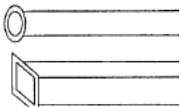
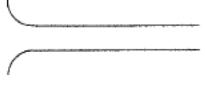


FIGURA 2.17 COEFICIENTE DE PÉRDIDA DE CARGA REFERENTE A LA SECCIÓN EN EXPANSIÓN

Fuente: (Salvador Escoda S.A, 2018)

A continuación, se muestra algunos valores específicos relacionadas a las pérdidas típicas de la campana en la Tabla (11).

**TABLA 11
COEFICIENTES DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN EN ENTRADAS DE CAMPANAS.**

Descripción de entrada	Coefficientes de entrada (C_e)	Factor de pérdida en la entrada (F_e)
Planos/llanos 	0,72	0,93
Brida/rebordeado 	0,82	0,49
Boca de campana 	0,98	0,04

Fuente: (WHITE, Mecánica de Fluidos - Quinta Edición, 2004)

Pérdida de presión por sombrerete o sombrero chino.

Es la pérdida de presión por fricción que se da por el sombrerete a la salida de los gases a través del sistema, es utilizado para evitar que algún fluido o partículas de material contaminante ingrese por el ducto y pueda ocasionar problemas o fallos al sistema. Su dimensionamiento se basa en los siguientes criterios de diseño presentado en la figura (2.18)

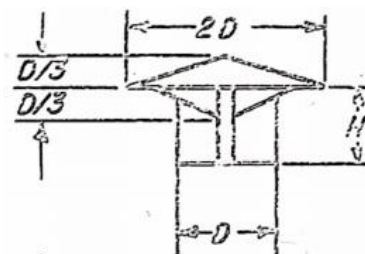


FIGURA 2.18 CRITERIO DE DISEÑO PARA SOMBRERETE

Fuente: (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

Para conocer la pérdida de presión por fricción, es necesario conocer el coeficiente que está relacionado con la altura del sombrerete, de acuerdo al diámetro hidráulico de la sección de salida del contaminante, el cual es detallado en la Tabla (12) y su evaluación se realiza aplicando la ecuación (2.16)

**TABLA 12
PERDIDA DE FRICCIÓN POR PRESIÓN DE VELOCIDAD POR H N° DIÁMETRO**

H, N°. de Diámetro	Perdida de fricción por presión de velocidad
1.0 D	0,10
0,75 D	0,18
0,70 D	0,22
0,55 D	0,30
0,60 D	0,41
0,55 D	0,56
0,50 D	0,73
0,45 D	1.0

Fuente: (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

Para determinar la pérdida de presión por fricción en sombrerete, se aplica la ecuación (2.17) en función al dimensionamiento seleccionado como parte de diseño.

$$H_{e_s} = h_e * VP \quad (2.17)$$

Velocidad de captura.

Es la velocidad necesaria para la succión del contaminante desde la fuente hacia la campana de extracción en cualquier punto de la misma, en función a la generación del contaminante, y su aplicación en el área de producción se especifican los rangos de velocidad. (Brs. Astele V., 2003) Ante lo citado se presenta la Tabla (13)

TABLA 13
VELOCIDAD DE CAPTURA SEGÚN EL CONTAMINANTE

Generación de contaminantes	Aplicación	Velocidad de captura (FPM)
Sin velocidad	Evaporación y desgrasado de tanques	50-100
Con baja velocidad	Cabinas de pintura, llenado de tanques, galvanizados, mezclados, entre otros.	100-200
Generación activa	Molinos, zarandas, transferencia de transportadores mayores a 200 fpm	200-500
A alta velocidad	Limpiado abrasivo, desbastado, tambores rotatorios, etc.	500-2000

Fuente: **(William A. Burgess, 2004)**

Velocidad de transporte.

Es la velocidad del aire en el interior de los conductos necesarios para transportar los contaminantes y garantizar de manera eficiente la evacuación, es decir, evitar que los gases o partículas queden en el interior del sistema. Ver Tabla (14) (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

TABLA 14
VELOCIDAD PARA TRANSPORTE DE PARTÍCULAS Y HUMOS

Contaminante	Velocidad (FPM)
Gases, Vapores y humos	1400-2000
Polvos finos y livianos	2000-2500
Polvos secos y talcos	2500-3500
Polvo industrial (granito, arcilla, aserrín)	3500-4000
Polvo pesado (metálicos, limpieza por impacto, etc)	4000-4500
Polvos húmedos (trozos de asbestos, cemento, etc)	4500 – o mayor

Fuente: (C. David Cooper, 2011)

Método de dimensionamiento de ductos.

Para el dimensionamiento de ductos existen varios métodos de diseño, y que, dependiendo de la característica del recinto de producción y el agente contaminante, se selecciona el que permita obtener un mejor costo beneficio a la instalación; los métodos de mayor aplicación son:

Velocidad Constante.

Es aplicado en sistemas sencillos donde no se encuentran ramales y en fuentes contaminantes donde pueden precipitarse material sólido ocasionando obstrucción.

Método dinámico

Este método es utilizado cuando en el sistema hay ramificaciones, es decir, varias fuentes contaminantes en el área de producción. Es importante seleccionar los datos de diseño puesto que una toma de medida incorrecta puede provocar un sistema sobre dimensionado y el costo se eleva tanto el de fabricación, operación y mantenimiento.

Método por Equifricción

Es utilizado en sistemas que presenta simetría entre las fuentes de generación del contaminante y por consiguiente sus ramificaciones.

Método por Reganancia estática

Su utilidad es en sistemas donde existe varias ramificaciones conectadas a un Ramal principal, dimensionando conductos igualando la reganancia estática provocada por la disminución de velocidad en accesorios como expansión, alcanzando eficiencia energética y por consiguiente un sistema más económico.

2.2.3. Cabezal del ventilador

Para determinar el cabezal del ventilador en sistemas de ventilación por extracción localizada es indispensable conocer las pérdidas de presión y los caudales a ser manejados por un ventilador centrífugo o axial, pero además es necesario que cumpla ciertas características como la resistencia a los contaminantes, generar bajos niveles de presión sonora en ambiente laboral (decibeles auditivos dBA), soportar altas temperaturas de acuerdo a la fuente de generación, y tener un reducido margen de explosividad. Además, es importante mencionar que el fluido de trabajo es aire pero el cabezal de los ventiladores están determinados por cabezales de agua y no de aire, como se indica en la ecuación (2.18). (Quizpi & Montero, 2018) y el cabezal del ventilador en la ecuación (2.19)

$$\rho_w * h_w = \rho_a * h_a \quad (2.18)$$

$$h_a = \frac{\rho_w h_w}{\rho_a} \quad (2.19)$$

2.2.4. Potencia Efectiva

La potencia efectiva en los ventiladores es la relación que presenta entre la potencia y rendimiento frente a un flujo volumétrico o caudal entregado por un sistema. (Farina, 2018). Ver ecuación (2.20)

$$W_n = \frac{\dot{W}_v}{n_{e|e}} \quad (2.20)$$

2.2.5. Punto de operación del ventilador.

Para la selección del ventilador es importante evaluar el punto de operación único respecto a la operación del sistema, considerando la curva característica del sistema o resistencia y la curva del ventilador que se relaciona con el flujo volumétrico, la presión y

la potencia requerida para remover el caudal necesario. En la figura (2.19) se muestra la obtención del punto de operación de un sistema de ventilación. (Salvador Escoda S.A, 2018) (C. David Cooper, 2011)

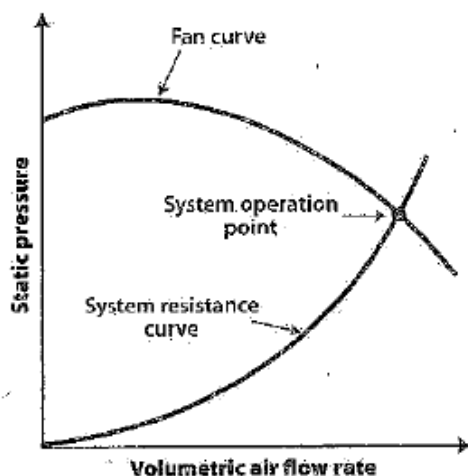


FIGURA 2.19 PUNTO DE OPERACIÓN DEL SISTEMA

Fuente: (C. David Cooper, 2011)

Por otra parte, es importante citar que el desempeño del ventilador depende del tamaño, la velocidad de rotación (rpm), la densidad del gas (ρ), caudal (Q), potencia (HP), eficiencia, presión estática (SP), y dinámica o presión de velocidad (VP).

2.2.6. Filtros en los sistemas de ventilación industrial con carbón activado

Los filtros son utilizados en la ventilación industrial para la separación de contaminantes del aire, con el objetivo de mejorar la calidad del ambiente de trabajo, protegiendo a las máquinas e instalaciones de las partículas de polvo, trazas de grasas, entre otros, y que además funcionen como paneles que ayuden a la condensación de vapores evitando la suciedad de los ductos y álabes del ventilador, permitiendo así obtener condiciones óptimas de funcionamiento del sistema. (C. David Cooper, 2011). (Salvador Escoda S.A, 2018)

CAPÍTULO 3

3. MARCO METODOLÓGICO.

3.1. Alcance del estudio.

La presente investigación tiene el alcance de un estudio correlacionado con el propósito de medir y analizar el grado de relación que representa la temperatura ambiente y la humedad relativa del aire respecto a la salud ocupacional en los trabajadores que, a través del desarrollo de un diseño de sistema de ventilación por extracción de mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite localizado en las fuentes de emisión del contaminante (freidoras), se presenta como propuesta a la solución en el mejoramiento del confort térmico en función al control de la temperatura y humedad en el área de cocción de la fábrica procesadora de chifle.

3.2. Diseño de investigación

El presente estudio es desarrollado en la ciudad de Portoviejo – Manabí – Ecuador ubicado a una latitud de 1.0546° S, a 170 pies de altura sobre el nivel del mar, y 1 atm de presión atmosférica, en las instalaciones de una planta procesadora de chifles de plátano, con el propósito de mejorar las condiciones ambientales de las zonas aledañas a las áreas de cocción. Ante lo citado se propone el diseño de un sistema de Ventilación Industrial por extracción localizada, que debido a que el aire no contiene partículas sólidas en suspensión, se selecciona y se calcula el sistema de ventilación por el método de reganancia estática.

Para propósitos de cálculo habrá expansiones graduales y por ende una reducción de la velocidad de flujo. Esta disminución de la presión de velocidad provoca un aumento de la presión estática (reganancia estática) en igual magnitud si no hubiese pérdidas. Para la obtención de datos como parte del levantamiento diagnóstico del confort térmico actual, se realiza visitas de campo para lo cual se utilizaron instrumentos de medición digitales en varios intervalos de tiempo. En la tabla (15) se presenta las características de los instrumentos aplicados en la medición.

TABLA 15
INSTRUMENTOS PARA LA TOMA DE DATOS EN EL ÁREA DE COCCIÓN

Equipo	Marca	serie	rango
Higrómetro Temperature/humidity/ Dew point meter	ProsKit	MT-4616	-20 a 60°C 0-100%RH

Anemómetro	Kestrel	5000	km/h a 218 km/h
Medidor de longitud (largo, ancho, altura) /laser	Bosch	GLM 50	Precisión entre 1.0 km/h – 144 km/h de +/- 3% Precisión +/- 1,5 mm. Tiempo de medición menor a 0,5 s.

Fuente: Autor del proyecto

Por otra parte, se procede a sustentar las bases teóricas partiendo por la normativa de seguridad y salud ocupacional y criterios técnicos de diseño en sistemas de ventilación industrial por extracción localizada, a través de fuentes primarias especializadas entre ellos libros, artículos, tesis, trabajos presentados en conferencias, experiencias de expertos con investigaciones sobre diseños de sistemas de ventilación por extracción localizada tipo campana elevada en el área industrial, y fuentes secundarias como manuales técnicos, información Abstracted Business, y fuentes terciarias como normativas gubernamentales; de esta manera se genera la línea base y enfoca la solución del problema de contaminación por calor. En la figura (3.1) se representa el flujograma de procedimiento metodológico de la propuesta.

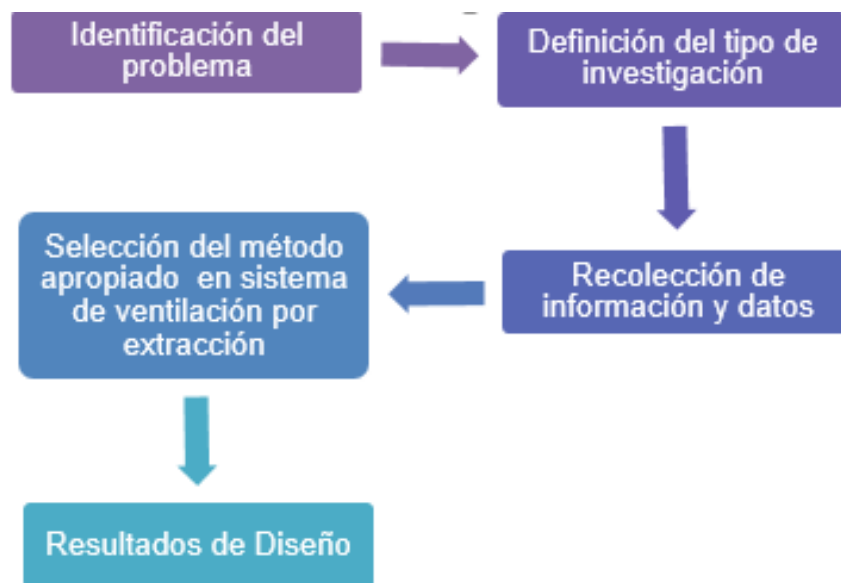


FIGURA 3.1 PROCEDIMIENTO METODOLÓGICO DEL PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

Fuente: Autor del proyecto

3.2.1. Organización de la información.

Para la selección del sistema de ventilación industrial por extracción localizada de mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite, se utilizan varios requerimientos como parte de la organización de la investigación captados en las visitas en campo, los cuales se detallan a continuación:

- Confort térmico actual del área de cocción (temperatura y humedad relativa)
- Identificación del proceso productivo
- Numero de fuentes de emisión de contaminante (cocinas freidoras)
- Dimensiones de la fuente contaminante (cocinas freidoras)
- Característica del contaminante y aire en el área de cocción.
- Caudal de emisión de la fuente contaminante
- Ventilación natural
- Distribución de fuentes de calor en el área de cocción.
- Volumen total del área de cocción.

Durante la recopilación de la información a través de entrevistas técnicas con el gerente de la empresa, jefe de producción, mantenimiento y seguridad y salud ocupacional, proporcionaron datos relevantes sobre el proceso de producción y la seguridad del trabajador y el confort térmico del área de cocción. Así mismo, se procedió a la medición con instrumentos digitales que permitieron verificar la contaminación del ambiente laboral por temperatura y humedad relativa del aire de las instalaciones. En la Tabla (16) se muestra el registro de temperatura considerando las horas de mayor intensidad a partir de la 11:00 a 16:30 con un total de 50 trabajadores siendo 32 operadores directos en las ocho cubas freidoras, representando la capacidad total instalada de producción por jornada; las mediciones fueron tomadas durante 10 días y se calculó un promedio por horas de lecturas.

TABLA 16
TEMPERATURAS EN EL ÁREA DE COCCIÓN DE LAS FREIDORAS DE
PLÁTANO

Hora	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8	Temperatura °C
11:00	36,5	36,7	37,2	36,2	36,5	36,9	36,1	36,6	36,5
11:30	37,5	36,8	37	36,5	36,9	36,9	36,4	36,7	36,8
12:00	37	36,7	37,3	36,6	36,7	36,8	36,3	36,4	36,7
12:30	36,6	36,9	37,3	36,6	36,8	36,7	36,5	36,6	36,7

13:00	36,8	36,9	37,5	36,3	36,7	36,8	37	36,8	36,8
13:30	36,6	36,8	37,7	36,2	36,7	36,8	36,8	36,8	36,8
14:00	37	36,5	37,5	36	36,9	36,8	36,9	36,9	36,8
14:30	37	35,7	37,2	35,9	36,7	36,7	36,9	37	36,6
15:00	36,8	36,7	37,4	36,3	36,7	36,7	36,8	36,8	36,7
15:30	36,5	36,5	37,4	36	36,6	36,6	36,7	36,7	36,6
16:00	36,9	36,5	37,2	36,3	36,4	36,4	36,5	36,4	36,5
16:30	36,2	36,5	37,2	36,2	36,4	36,4	36,5	36,1	36,4
Temperatura Promedio									36,7

Fuente: Autor del proyecto

Donde:

S₁: Sistemas de cocción (freidoras de plátano)

En la Tabla 16 se muestra las lecturas de temperaturas en cada área de cocción, generando la más alta de 36,8°C identificando la relación que existe en las horas pico del día y el incremento de temperatura registradas de 11h30, 13h00, 14h00 y 15h00 con la tendencia de reducción a las 16h30. Ver figura (3.2)

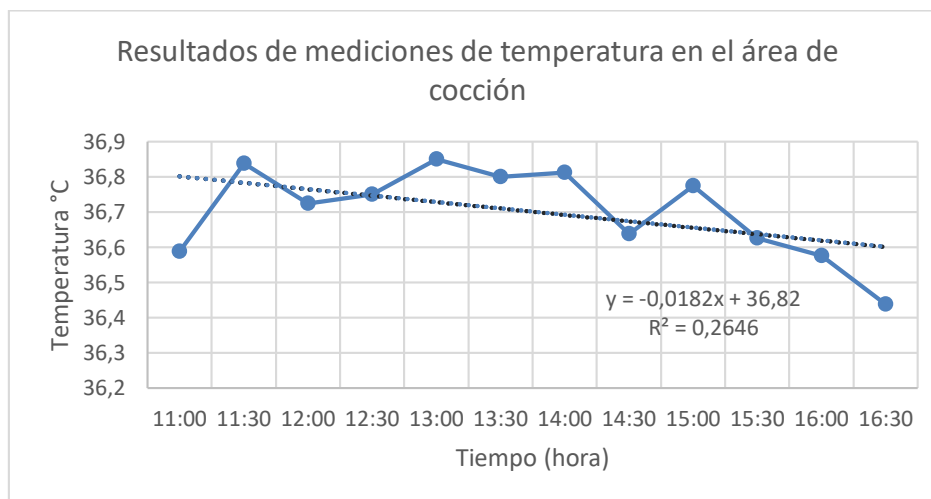


FIGURA 3.2 RESULTADOS DE MEDICIONES DE TEMPERATURA EN FREIDORAS DEL ÁREA DE COCCIÓN

Fuente: Autor del proyecto

Por otra parte, en la Tabla (17), se presenta lecturas de mediciones correspondientes a la humedad relativa (% HR) en cada área de cocción tomadas durante el día, de 74,8 % la más elevada y 72,7% la más baja, que en promedio se tiene 74,1 %, cabe indicar que esta medición se la hizo en los mismos intervalos de las lecturas de temperatura.

TABLA 17
LECTURAS DE HUMEDAD RELATIVA EN CADA ÁREA DE COCCIÓN DE LAS
OCHO FREIDORAS

Hora	S1	S2	S3	S4	S1	S2	S3	S4	Humedad relativa HR (%)
11:00	76	76	70,5	76,2	76	76	70,5	76,2	74,8
11:30	75,2	75,2	70,6	76	75,2	75,2	70,6	76	74,3
12:00	76	76	70,7	76,2	76	76	70,7	76,2	74,7
12:30	76,1	72	70,7	76,2	76,1	72	70,7	76,2	73,7
13:00	75,2	72	67,5	76,4	75,2	72	67,5	76,4	72,7
13:30	76,1	75,2	65,5	76,2	76,1	75,2	65,5	76,2	73,3
14:00	76	76	67,5	76,2	76	76	67,5	76,2	73,9
14:30	76	76	70,5	76,2	76	76	70,5	76,2	74,7
15:00	75,2	76	70,65	76,2	75,2	76	70,6	76,2	74,5
15:30	76	76	70,65	76,2	76	76	70,6	76,2	74,7
16:00	72	76,1	70,5	76,1	72	76,1	70,5	76,1	73,7
16:30	76,6	76,1	70,5	76,2	76,6	76,1	70,5	76,2	74,8
Promedio de Humedad Relativa									74,1

Fuente: Autor del proyecto

En la figura (3.3) se muestra el gráfico referente a la humedad relativa en los puntos de cocción registradas durante el proceso de toma de lecturas.

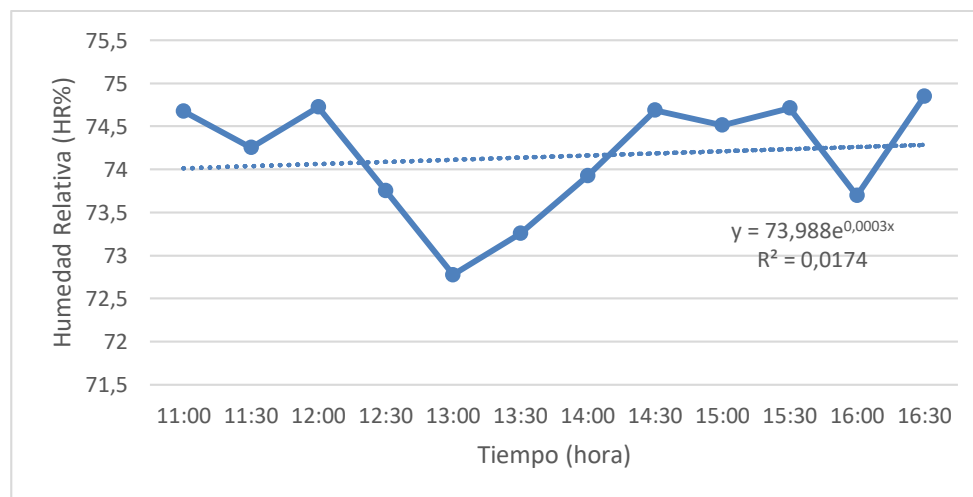


FIGURA 3.3 HUMEDAD RELATIVA EN FREIDORAS DEL ÁREA DE COCCIÓN

Fuente: Autor del proyecto

Como parte de los instrumentos utilizados para el levantamiento de la información, se aplicó la entrevista estructurada a través de un cuestionario a 7 trabajadores que laboran en las áreas de mantenimiento, seguridad y salud ocupacional, y producción con el objetivo de cualificar la situación actual del área de cocción por la presencia del calor y humedad. En la sección de anexos se muestra las preguntas estructuradas de la entrevista.

En este contexto del procedimiento de toma de lecturas en el área de cocción, se consideró elementos como la autorización del gerente general, accediendo a la inspección a través de varias visitas en la planta de producción, que permitan la validación de la información, para obtener las características de las instalaciones y del contaminante. En las Tablas (20), se muestra los registros de temperatura, humedad relativa y la temperatura de la mezcla de vapor en el área de las cubas freidoras; en la Tabla (21) se presenta las dimensiones de las fuentes contaminantes y en la Tabla (22) las lecturas de la medición del ambiente laboral.

TABLA 20
LECTURA DE TEMPERATURAS Y HUMEDAD RELATIVA (HR) EN UNA DE LAS
ÁREAS DE COCCIÓN

# de Pruebas (muestra)	Hora	Temperatura en puesto laboral de freidoras (°C)	HR (%)	Temperatura de mezcla de vapor y aceite (°C)
1	11:00	36,5	76	50,2
2	11:30	37,5	75,2	51,3
3	12:00	37	76	50,4
4	12:30	36,6	76,1	50,2
5	13:00	36,8	75,2	50,3
6	13:30	36,6	76,1	50,2
7	14:00	37	76	50,4
8	14:30	37	76	50,4
9	15:00	36,8	75,2	50,3
10	15:30	36,5	76	50,2
11	16:00	36,9	72	50,4
12	16:30	36,2	76,6	50,1
Promedio		36,7	75,5	50,3

Fuente: Autor del proyecto

Donde:

HR: Humedad relativa

TABLA 21
LECTURA DE MEDIDAS GEOMÉTRICAS DE LA FUENTE DEL CONTAMINANTE

Descripción	Dimensiones de la fuente pies (ft)
Largo	1,54
Ancho	7,97
Alto	3,28

Fuente: Autor del proyecto

TABLA 22
LECTURA DE MEDIDAS CARACTERÍSTICAS DEL AMBIENTE LABORAL

Condiciones ambientales del área de cocción					
Temperatura bulbo seco	Temperatura Bulbo Húmedo	Punto de Rocío	Humedad específica	Temperatura Promedio	Humedad Relativa
(°C)	(°C)	(°C)	kg H ₂ O/kg aire seco	(°C)	HR (%)
32,2	28,3	27,2	0,0234	36,7	74,1

Fuente: Autor del proyecto

Con los registros de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo, y utilizando la carta psicrométrica se determina la humedad relativa, la temperatura de rocío y la humedad específica.

3.6. Técnicas de procesamiento y análisis de datos

Las técnicas de procesamiento de datos informativos se realizaron en el orden de la recolección de los mismos para posteriormente procesar y analizar como parte de los resultados del presente estudio de mejoramiento del confort laboral. En la figura (3.4) se muestra lo citado.



FIGURA 3.4 TÉCNICAS DE PROCESAMIENTO DE INFORMACIÓN

Fuente: (Roberto Hernández Sampieri, 2014)

En la recolección de información durante la entrevista, se obtuvo la línea base de la problemática en el área de cocción, citando que el contaminante que genera malestar laboral son las altas temperaturas, que en promedio es de 36,7°C, siendo el factor predominante de la contaminación derivado del proceso de cocción del plátano, así como también por la ineficiencia del sistema de ventilación. Por otra parte, en las visitas de campo se levantó datos que permiten sustentar el estudio y las características de la planta de producción, como dimensiones de las fuentes del contaminante, velocidad de aire circundante en el interior, altura de las campanas de succión, instalaciones de los quemadores de las cocinas industriales, volumen total del recinto de cocción, espacios libres para la reestructuración del sistema de ventilación; así como también las condiciones ambientales de la temperatura y humedad relativa.

Como parte del procesamiento de la información, se procedió aplicar fichas para el registro de lecturas, especificando hora de la muestra sobre temperaturas en los puestos de trabajo, temperatura de la mezcla de aire caliente y partículas de aceite; así como también de humedad relativa y dimensiones de las instalaciones. Cabe recalcar que las mediciones se dieron en horas pico de calor ambiental y con la máxima capacidad instalada de producción, cuyos datos fueron importados hacia una herramienta computacional utilitario (Excel) para la optimización en el diseño del sistema de ventilación industrial.

3.6.1. Criterios de Diseño del sistema de ventilación por extracción localizada.

Una vez obtenidas las lecturas de temperatura, humedad relativa, y conociendo la característica del contaminante como datos previos al diseño del sistema de ventilación localizada, se procedió a definir el método por reganancia estática debido a que la succión del aire será de varias fuentes emisoras, requiriendo la conexión de múltiples ramales conectados a un ducto principal e igualando la presión estática a causa de los tramos en expansión y a la caída de presión por fricción del fluido en el interior de los ductos.

El sistema está compuesto por campanas de extracción, accesorios, ductos, expansiones, acoples, ventiladores y filtros. Con la información de los parámetros de operación y el método aplicado, se procedió al cálculo de las pérdidas de presión en cada ramal, la caída total de presión, la potencia hidráulica y la potencia efectiva para remover el caudal necesario y mejorar las condiciones laborales del área de trabajo.

Cálculo del Caudal requerido.

Para la obtención del caudal requerido para remover el aire caliente al exterior de las áreas de cocción de las ocho freidoras, las cuales están divididas en dos sistemas de cuatro freidoras cada uno, se aplicó la ecuación de $Q = 1.4 * P * V_c * D$. En el sistema se tomó la velocidad de captura del contaminante caracterizado como vapores calientes, seleccionando la velocidad de 75 pie/min (FPM) considerando principios como bajas corrientes de aire cruzado, contaminante de baja toxicidad, operaciones de mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite con picos variables y caudales elevados que emiten las 8 freidoras. Se procedió a la sumatoria de los caudales de aire a remover de 4 cubas freidoras (4 fuentes) y se ha determinado el caudal de ventilación para su evacuación al exterior de las áreas de cocción. De igual modo se procedió para el sistema 2.

Selección de la campana

La selección de la campana se la realizó en función a la identificación del contaminante y de la operación del trabajador, se dimensionó respecto a la superficie de la fuente de emisión de calor como son las freidoras y se ajustó el diseño recomendado por fuentes bibliográficas de alta confiabilidad, considerando criterios de diseño como el perímetro de campana $0,4 * D$ por la distancia que existe de la fuente hasta el borde inferior de la campana extractora respecto al perímetro de la fuente de calor; por otra parte el grado de 45° mínimo de inclinación para tener una caída de presión admisible por el sistema respecto a la fuente de generación del contaminante. (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013) Ver figura (3.5)

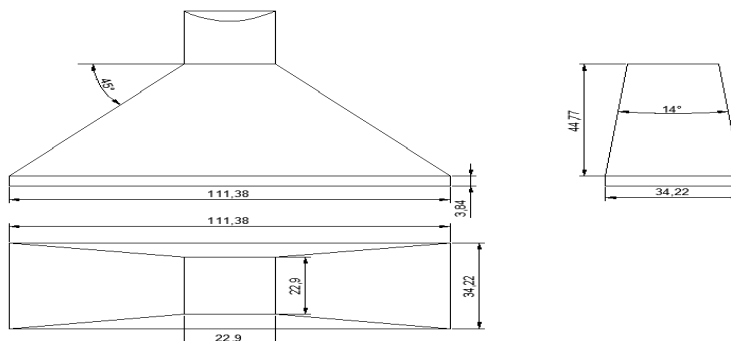


FIGURA 3.5 DISEÑO DE CAMPANA DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN

Fuente: Autor del proyecto

Donde:

Medidas: en pulgadas (“)

Velocidad mínima de captura.

Para la selección de la velocidad mínima requerida para la captación de mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite se seleccionó una velocidad de 75 FPM, considerando criterios de condiciones del área de cocción como la generación del contaminante de baja toxicidad, pero de altos caudales. Los valores son obtenidos de la Velocidad de captura, según el tipo de contaminante mostrado en la Tabla (23)

**TABLA 23
VELOCIDAD DE CAPTURA SEGÚN EL CONTAMINANTE**

Generación de contaminantes	Aplicación	Velocidad de captura recomendada (FPM)	Velocidad de captura seleccionada (FPM)
Sin velocidad	Evaporación y desengrasado de tanques	50-100	75

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

Velocidad mínima del conducto o transporte

La velocidad de transporte se selecciona respecto al contaminante generado como el vapor caliente que emite las unidades freidoras del proceso de cocción. Ver Tabla (24)

**TABLA 24
VELOCIDAD PARA TRANSPORTE DE GASES, VAPORES Y HUMOS**

Contaminante	Velocidad (FPM) recomendada	Velocidad (FPM) seleccionada
Gases, Vapores y humos	1400-2000	1800

Fuente: (C. David Cooper, 2011)

Diseño de ducto.

El dimensionamiento de los conductos principal y sus ramales, considerando el método de regancia estática, el cual está en función del caudal manejado por la fuente de

contaminación, así como su velocidad de transporte que permite determinar su área circundante y el diámetro hidráulico mediante la ecuación (3.1).

$$D_h = 4A/P, \quad (3.1)$$

Donde:

D_h: diámetro hidráulico (ft)

A: área de influencia(ft²)

P: perímetro (ft)

En el diseño se considera la forma del ducto principal de forma transversal cuadrada porque representa una menor área expuesta al paso del fluido, esta forma provoca una menor caída de presión por fricción, mayor facilidad en su construcción y montaje en el sitio de instalación.

Calculo de pérdidas.

1. Presión estática de la campana en el conducto.

Para el diseño de la campana de extracción, es fundamental conocer el ángulo necesario para obtener la mayor cantidad de área de captación del contaminante, pero que no represente una alta carga estática. En el presente objeto de estudio se consideró lo que sugiere el manual técnico de higiene y seguridad en ambiente laboral, seleccionando un ángulo de 45° con referencia a la superficie exterior de la misma, y en el caso de ser variable el ángulo se considera el que genere la menor pérdida por fricción, dada mediante la ecuación (3.2)

$$H_e = n \cdot (VP) \quad (3.2)$$

Donde:

n: coeficiente de pérdida en función al ángulo.

VP: presión de velocidad (pulg. columna de H₂O)

2. Pérdida de presión por fricción en los conductos.

Son las pérdidas de presión por fricción del aire dentro de las paredes del conducto a lo largo del sistema, y está basado en la pérdida por fricción (h_e) que se determina con el caudal y el diámetro hidráulico (D_h), y finalmente por su longitud. Para el cálculo se aplica la ecuación (3.3)

$$H_{ed} = L_{td} * h_e / 100. \quad (3.3)$$

Donde:

H_{ed} : pérdida por fricción en conducto (pulg. columna de H₂O)

L_{td} : longitud total del ducto (pies)

$h_e/100$: pérdida por fricción en pulgadas de columna de agua por cada 100 pies de longitud del conducto.

3. Pérdidas por accesorios.

Estas pérdidas de presión por fricción son significativas debido a los cambios de dirección del aire contaminado por la presencia de codos y acoples. Así mismo, por sus contracciones o expansiones graduales en secciones necesarias en la incorporación de ramales hacia el conducto principal por concepto de diseño en función a las fuentes de generación. Como criterio de diseño de codos rectangulares, se ha definido el radio de curvatura, longitud y ancho del accesorio. Ver Tabla (25)

TABLA 25
SELECCIÓN DE He CON RELACIÓN A R/D, W/D

R/D	Codos rectangulares Relación W/D					
	0,25	0,50	1,00	2,00	3,00	4,00
0,00	1,50	1,32	1,15	1,04	0,92	0,86
0,50	1,36	1,21	1,05	0,95	0,84	0,79
1,00	0,45	0,28	0,21	0,21	0,20	0,19
1,50	0,28	0,18	0,13	0,13	0,12	0,12
2,00	0,24	0,15	0,11	0,11	0,10	0,10
3,00	0,24	0,15	0,11	0,11	0,10	0,10

Fuente: (C. David Cooper, 2011)

4. Pérdida de presión por entrada a ramal principal.

Por otra parte, al acoplar los ramales secundarios al ducto principal, también se genera pérdidas por fricción, las cuales están en función del ángulo de acople al conducto. La sección cuadrada ha sido considerada en el presente caso de estudio, como se explicó anteriormente. Ver la Tabla (26)

TABLA 26
PERDIDA DE PRESIÓN POR V_P ENTRADA DE RAMAL

Ángulo de acople θ en grados	Pérdida de presión por V_P en entrada de ramal
45°	0,28

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

5. Pérdida de presión por sombrerete. (sombrero chino)

Es importante detallar que, a la salida del ducto principal del sistema de extracción, exista un elemento que sirva para proteger de agentes contaminantes como polvo con partículas en suspensión, agua entre otros, que pueden originar daños al sistema específicamente al motor eléctrico y agrietamiento de las aspas, corrosión u oxidación por presencia de agua en la superficie. En función a lo citado se presenta la Tabla (27) acerca de la pérdida por fricción por presión de velocidad por altura referente al Diámetro del conducto (H, N°)

TABLA 27
PÉRDIDA POR FRICCIÓN POR PRESIÓN DE VELOCIDAD POR H N°
DIÁMETRO

H, N° de Diámetro	Pérdida por fricción por presión de velocidad
1.0 D	0,10

Fuente: (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales,
2013)

6. Pérdida de presión total por fricción.

En la figura (3.6) se identifican los tramos de conductos para el cálculo de las pérdidas por fricción, accesorios y acopamiento al ducto principal.

En los sistemas de ventilación 1 y 2, las pérdidas de presión, debido a la fricción en los diferentes tramos o ramales producidos por el desplazamiento del aire al interior del sistema de extracción, son expresadas por Presión Estática (SP). Para el caso del sistema 1, la pérdida de presión estática total se calcula mediante la ecuación (3.4)

$$\sum SP_t = SP_{1-A} + SP_{2-A} + SP_n \quad (3.4)$$

Donde:

$\sum SP_t$: Sumatoria de presión estática total. (pulg. columna de H₂O)

SP 1-A: Presión estática en tramo 1-A (pulg. columna de H₂O)

SP 2-A: Presión estática en tramo 1-A (pulg. columna de H₂O)

SPn: Presión estática en último tramo (pulg. columna de H₂O)

3.6.2. Desarrollo del diseño del sistema de ventilación por extracción localizada – método por regancia estática.

El diseño de los sistemas de extracción localizado de tipo elevada, se realiza en función a la infraestructura de las instalaciones en el área de cocción y los fundamentos de ingeniería en ventilación industrial. En la figura (3.6) se muestra el diseño del sistema 1 y 2 por el método de regancia estática.

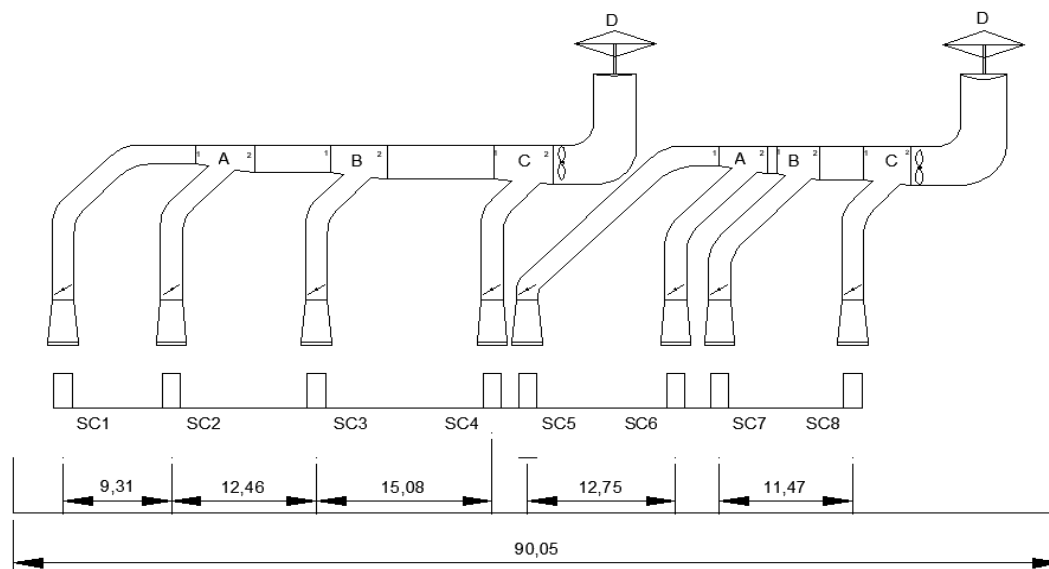


FIGURA 3.6 VISTA FRONTAL DE LOS DOS SISTEMAS DE EXTRACCIÓN TIPO LOCALIZADO EN LAS ÁREAS DE COCCIÓN

Fuente: Autor del proyecto

DISEÑO DEL SISTEMA 1 POR EL MÉTODO DE REGANANCIA ESTÁTICA.

Las dimensiones de cada campana de extracción dependen de la fuente de contaminación en función al perímetro y a la altura de elevación que se va a localizar. Para su cálculo se expresa mediante la ecuación (3.5).

$$L_c = 0,4 D \quad (3.5)$$

El perímetro de la campana será la sumatoria de todos sus lados

$$P_c = 23,2 \text{ pies}$$

Donde:

L_c : Lado excedente de campana por cada lado

P_c : Perímetro de campana

Medidas: Pies.

Para el cálculo del caudal a remover por unidad freidora utilizamos la ecuación (3.6)

$$Q = 1,4 * P * V_c * D \quad (3.6)$$

Donde:

P : Perímetro del tanque contaminante(pies)

V_c : Velocidad de captura (pies/min)

D : Distancia de la fuente hasta la campana (pies)

Aplicando la ecuación (3.6), el caudal de aire que debe manejar el ventilador del sistema 1, de cada freidora es de:

$$Q = 6550 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

TRAMO 1-A

En la figura (3.7) se presenta el ramal de succión de la primera freidora de chifle, el tramo 1-A.

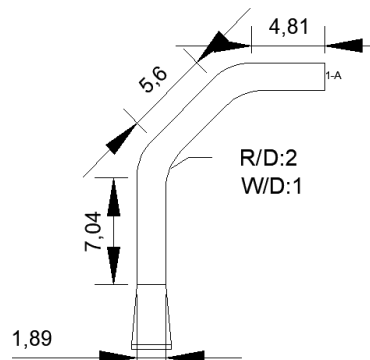


FIGURA 3.7 RAMAL DE SUCCIÓN DEL TRAMO 1-A

Fuente: Autor del proyecto

Para el cálculo del diámetro hidráulico (D_h) se aplica la ecuación (3.7), conociendo el área mediante la ecuación (3.8)

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (3.7)$$

$$A = \frac{Q}{V} \quad (3.8)$$

$$A = 3,55 \text{ pies}^2$$

$$D_h = 1,9 \text{ pies o } 22,65 \text{ pulg.}$$

Donde:

D_h : Diámetro hidráulico en tramo 1-A

A: Área ducto

P: Perímetro ducto

Q: Caudal

V: Velocidad de transporte del flujo del contaminante

Presión de Velocidad

$$VP_{1-A} = \left(\frac{V}{4005} \right)^2 = 0,20 \text{ pulg. Col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

VP_{1-A} : Presión de velocidad en el tramo 1-A (pulg. Col. de H_2O)

V: Velocidad (pies/min)

Pérdida de presión por fricción en la campana de succión.

$$he_c = he * VP_{1-A}$$

$$he_c = 0,25 * VP_{1-A}$$

$$he_c = 0,050 \text{ pulgadas de Col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

he_c : Pérdida por fricción en campana (pulg. Col. de H₂O por 100 pies)

he: Pérdida de fricción por ángulo de captación de 90°

VP_{1-A}: Presión de velocidad en el tramo 1-A (pulg. Col. de H₂O)

Pérdida de presión por fricción en ducto

$$he_d = he * Ltd$$

$$he_d = 0,073 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

he_d : Pérdida por fricción en ducto (pulg. col. de H₂O)

he: Pérdida por fricción respecto al caudal y al diámetro hidráulico (pulg. Col. de H₂O por 100 pies de conducto)

Ltd: Longitud total de ducto. (pies)

Pérdida por fricción en codo

$$he_{cd} = he * VP_{1-A}$$

$$he_{cd} = 0,022 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

he_{cd} : Pérdida por fricción en codo (pulg. Col. de H₂O)

he: Pérdida por fricción con relación a R/D: 2; W/D: 1 (C_e * pulg. de Col. de H₂O))

VP_{1-A}: Presión de velocidad en el tramo 1-A (pulg. de Col. de H₂O)

Pérdida por fricción en ramal al conducto principal.

$$he_r = he * VP_{1-A}$$

$$he_r = 0,056 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

he_r : Pérdida por fricción en codo de ramal ($C_e \cdot \text{pulg. de Col. de H}_2\text{O}$)

he : Pérdida por fricción con relación al ángulo de inclinación (pulg. de Col. de H₂O)

VP_{1-A} : Presión de velocidad en el tramo 1-A (pulg. de col. de H₂O)

Pérdida de presión por filtro

Referente al filtro seleccionado ISOBOX modelo 70012511200, la pérdida de carga es 0,28 pulg. de col. de H₂O

Sumatoria de pérdidas por fricción en el tramo 1-A

$$\sum he_{1-A} = he_f + he_c + he_{dt} + he_{cd} + he_{cr}$$

$$\sum he_{1-A} = 0,48 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

he_f : Pérdida de carga por filtro

he_c : Pérdida de presión por fricción en campana

he_{dt} : Pérdida de presión por fricción en ducto

he_{cd} : Pérdida de presión por fricción por codo

he_{cr} : Pérdida de presión por fricción en codo de ramal

he_{ex} : Pérdida de presión por fricción en tramo de expansión

$\sum he_{2-A}$: Sumatoria de las pérdidas por fricción en el tramo 1-A

Presión estática SP

$$SP_{1-A} = VP_{1-A} + \sum he_{1-A}$$

$$SP_{1-A} = 0,68 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Tramo 2-A

En la figura (3.8) se presenta el ramal de succión de la segunda fuente contaminante del tramo 2-A.

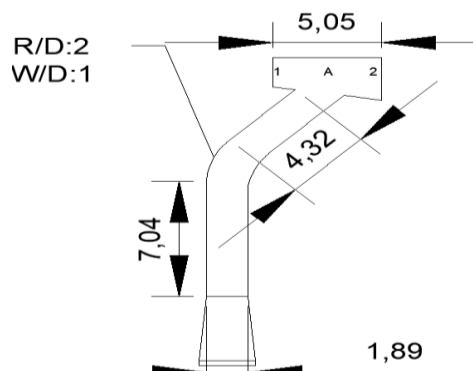


FIGURA 3.8 RAMAL DE SUCCIÓN DEL TRAMO 2-A
Fuente: Autor del proyecto

Diámetro hidráulico Dh

$$Dh = \frac{4A}{P} \quad A = \frac{Q}{V} \quad A = 3,55 \text{ pies}^2$$

Dh = 1,9 pies o 22,8 pulg.

Donde:

Dh: Diámetro hidráulico en tramo 2-B

A: Área ducto

P: Perímetro ducto

Q: Caudal

V: Velocidad de transporte del flujo del contaminante

Velocidad de presión

$$VP_{2-A} = \left(\frac{V}{4005} \right)^2 = 0,20 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

VP_{2-A}: Presión de velocidad en el tramo 2-A

V: Velocidad de transporte en el interior del ducto

Pérdida de presión por filtro.

Referente al filtro seleccionado ISOBOX modelo 70012511200, la pérdida de carga es 0,28 pulg. de col. de H₂O

Perdida por fricción en campana

$$he_c = he * VP_{2-A}$$

$$he_c = 0,25 * VP_{2-A}$$

$$he_c = 0,050 \text{ pulg. de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

he_c : Pérdida por fricción en campana

he : Pérdida por fricción por ángulo de captación de 90°

VP_{2-A} : Presión de velocidad en el tramo 2-A

Pérdida por fricción en ducto

$$he_d = he * Ltd$$

$$he_d = 0,047 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

he_d : Pérdida por fricción en ducto

he : Pérdida por fricción respecto al caudal y al diámetro hidráulico.

Ltd : Longitud total de ducto.

Pérdida por fricción en codo

$$he_{cd} = he * VP_{2-A}$$

$$he_{cd} = 0,022 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

he_{cd} : Pérdida por fricción en codo

he : Pérdida por fricción con relación a R/D: 2; W/D:1

VP_{2-A} : Presión de velocidad en el tramo 2-A

Pérdida por fricción en codo a ramal principal

$$he_r = he * VP_{2-A}$$

$$h_{e,r}=0,056 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

$h_{e,r}$: Pérdida por fricción en codo de ramal

h_e : Pérdida por fricción con relación al ángulo de inclinación

VP_{2-A} : Presión de velocidad en el tramo 2-A

Expansión en tramo A

En la figura (3.9) se presenta la expansión del tramo 1A-2A respecto a la entrada del ramal de succión de la cuarta fuente contaminante.

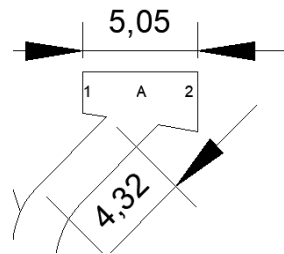


FIGURA 3.9 PLANO MECÁNICO DE EXPANSIÓN DEL TRAMO A

Fuente: Autor del proyecto

$$C_e = \frac{D_1}{D_2} \quad D_1/D_2 = 0,70$$

$$H_{ex} = n * VP_{2-A}$$

$$H_{ex} = 0,10 * 0,202 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

$$H_{ex} = 0,020 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

n : Coeficiente de pérdida de presión respecto a D_1/D_2 y al ángulo de 13° de expansión (nomograma figura 2.17)

Sumatoria de pérdidas por fricción en el tramo 2-A

$$\sum h_{e,2-A} = h_{ef} + h_{ec} + h_{edt} + h_{ecd} + h_{ecr} + h_{exA}$$

$$\sum h_{e,2-A} = 0,68 \text{ pulg. columna de H}_2\text{O}$$

Donde:

H_{ef} : Pérdida de presión por filtro.

H_{e_c} : Pérdida de presión por fricción en campana

H_{ed} : Pérdida de presión por fricción en ducto

$H_{e_{cd}}$: Pérdida de presión por fricción por codo

$H_{e_{cr}}$: Pérdida de presión por fricción en codo de ramal

$H_{e_{ex}}$: Pérdida de presión por fricción en tramo de expansión

$\sum h_{e_{2-A}}$: Sumatoria de las pérdidas por fricción en el tramo 2-A

Presión estática SP

$$SP_{2-A}: VP_{2-A} + \sum h_{e_{2-A}}$$

$$SP_{1-A}: 0,40 \text{ pulgadas de Col. de H}_2\text{O}$$

Evaluación de SP 1A-2A

$$Ev \text{ SP} = \frac{SP_{1-A} - SP_{1-B}}{SP_{1-A}}$$

$$SPA = 0,001 \text{ pulgadas de columna de H}_2\text{O} (0,1 \%)$$

Donde:

C_e : Coeficiente de entrada por expansión de ducto

D_1/D_2 : Cociente de diámetros referente a la entrada y salida del ducto

H_{ex} : Pérdida de presión por expansión de ducto

Cálculo de diámetro (expansión)

$$Q_{1-A} = \left(\frac{SP_{2-A}}{SP_{1-A}} \right) * Q_1$$

$$Q_{1-A} = 6.407,5 \text{ pies}^3/\text{min}$$

Cálculo caudal 2-A

$$Q_{2-A} = Q_{1-A} + Q_2 \quad Q_{2-A} = 12.819 \text{ pies}^3/\text{min}$$

Calculo de diámetro hidráulico

$$D = \frac{4A}{P}$$

$$\text{Area} = 7,16 \text{ pies}^2$$

$$\text{Perímetro} = 2,67 \text{ pies}$$

$$D_h = 2,67 \text{ pies o } 32 \text{ pulg.}$$

Donde:

Dh: Diámetro hidráulico en tramo 2-B

A: Área ducto

P: Perímetro ducto

Q: Caudal

V: Velocidad de transporte del flujo del contaminante

Tramo 2A-1B

En la figura (3.10) se muestra el ducto principal del sistema referente al tramo 2A-1B

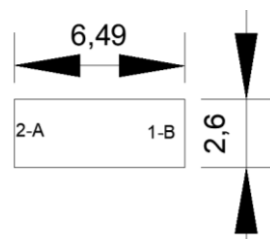


FIGURA 3.10 DUCTO PRINCIPAL TRAMO 2A-1B

Fuente: Autor del proyecto.

Velocidad Recalculada - Velocidad de Presión o Dinámica

$$V_{2A-1B} = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{A_{2A-1B}}$$

$$VP_{2A-1B} = \left(\frac{V}{4005} \right)^2 = 0,202 \text{ pulg. col. de H}_2\text{O}$$

Pérdida por ducto con Caudal y Diámetro hidráulico.

$$He_{\text{ducto}} = L_t \cdot he \quad L_t = 6,49 \text{ pies}$$

$$He_{\text{ducto}} = 0,014 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

he_d: Pérdida por fricción en ducto

he: Pérdida por fricción respecto al caudal y al diámetro hidráulico.

L_t: Longitud total de ducto.

Presión Estática SP TRAMO 2A 1B

$$SP_{2A-1B} = he_{2A-1B} + VP_{2A-1B}$$

$$SP_{2A-1B} = 0,216 \text{ pulgadas de Col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

SP_{2A-1B} : Presión estática en tramo 2A-1B

he_{2A-1B} : Pérdida de presión por fricción respecto a caudal y diámetro hidráulico

VP_{2A-1B} : Presión de velocidad en el tramo 2A-1B

Tramo 2-B

En la figura (3.11) se presenta el ramal de succión de la tercera fuente contaminante del tramo 2-B.

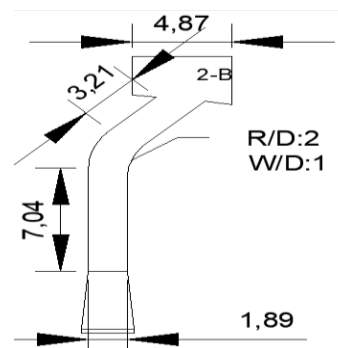


FIGURA 3.11 RAMAL DE SUCCIÓN DEL TRAMO 2-B

Fuente: Autor del proyecto.

$$Dh = \frac{2A}{P}$$

$$A = \frac{Q}{V}$$

$$A = 3,55 \text{ pies}^2$$

Cálculo Diámetro Hidráulico

$$Dh = 1,9 \text{ pies o } 22,65 \text{ pulg.}$$

Donde:

Dh: Diámetro hidráulico en tramo 2-B

A: Área ducto

P: Perímetro ducto

Q: Caudal

V: Velocidad de transporte del flujo del contaminante

Pérdida de presión por campana

$$90^\circ \quad 0,25 \text{ VP}$$

$$He = 0,25 \text{ VP}$$

$$He_c = 0,050 \text{ pulgadas de Col. de H}_2\text{O}$$

Pérdida de presión por filtro

Referente al filtro seleccionado ISOBOX modelo 70012511200, la pérdida de carga es 0,28 pulgadas. de col. de H₂O

Pérdida de presión por ducto

$$he_{\text{ducto}} = L_{td} * he \quad he = 0,42 \text{ respecto al caudal y al Dh}$$

$$He_{\text{ducto}} = 0,043 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

90°: Angulo de apertura de campana

He: Pérdida de presión por fricción en ducto

L_{td}: Longitud de ducto

Perdida de presión por codo

$$R/D:2 \ ; \ W/D:1$$

$$He = 0,11 * VP = 0,022 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

R/D: Relación del radio interior respecto al diámetro hidráulico

W/D: Relación largo - ancho en ducto

He: Pérdida por fricción en codo

Pérdida de presión por entrada a ramal (45°)

$$He_{2-B} = 0,28 * VP_{2-B} \quad 0,28 * 0,202 = 0,057 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

He_{r2-B}: Pérdida de presión por fricción en codo de ramal

VP_{2-B}: Presión de velocidad en tramo 2-B

Expansión en tramo 1B – 2B

En la figura (3.12) se presenta la expansión del tramo 1B-2B respecto a la entrada

del ramal de succión de la tercera fuente contaminante.

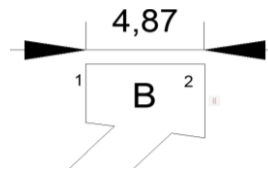


FIGURA 3.12 EXPANSIÓN DEL CONDUCTO PRINCIPAL DEL TRAMO 1B – 2B

Fuente: Autor del proyecto

$$\text{Con } 13^\circ \quad n = \frac{D_1}{D_2} \quad \text{Hex} = n * VP_{2-A}$$

$$D_1/D_2 = 0,82$$

$$\text{Hex} = 0,10 * 0,202 \text{ " Columna de H}_2\text{O}$$

$$\text{Hex} = 0,016 \text{ pulgadas de Col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

Ce: Coeficiente de entrada por expansión de ducto

D_1/D_2 : Cociente de diámetros referente a la entrada y salida del ducto

H_{ex} : Pérdida de presión por expansión de ducto pulg. col. H_2O

Evaluación de SP 2-A SP 2-B

$$\text{Ev SP} = \frac{SP_{2-A} - SP_{2-B}}{SP_{2-A}}$$

$$\text{SP} = 0,016 \text{ pulgadas de col. H}_2\text{O; } 1,67 \%$$

Donde:

Ev SP_{2A-2B}: Evaluación de presión estática en tramo 2A y 2 B

SP_{2-A}: Presión estática en tramo 2-A

SP_{2-B}: Presión estática en tramo 2-B

Cálculo de caudal 2-B

$$Q_{1-B} = \left(\frac{SP_{2-B}}{SP_{2-A}} \right) * Q_3$$

$$Q_{1-B} = 6.390,3 \text{ pies}^3/\text{min}$$

$$Q_{1-B} = Q_{2-A} + Q_3 \quad Q_{2-B} = 12.819 + 6.390,3 = 19.210,4 \text{ pies}^3/\text{min}$$

Donde:

Q_{1-B} : Caudal tramo 1-B

SP_{2-A} : Presión estática tramo 2-A

SP_{2-B} : Presión estática tramo 2-B

Q_{2-B} : Caudal del tramo 2-B

Cálculo de diámetro hidráulico

$$A = \frac{Q}{V}$$

$$D = \frac{4A}{P}$$

$$D_{h_{2B-1C}} = 3,3 \text{ pies o } 39 \text{ pulg.}$$

Donde:

$D_{h_{2B-1C}}$: Diámetro hidráulico en tramo 2B – 1C

A: Área ducto

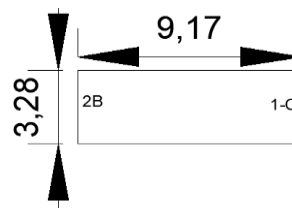
P: Perímetro ducto

Q: Caudal

V: Velocidad de transporte del flujo del contaminante

Tramo 2B-1C

En la figura (3.13) se representa el tramo recto del conducto principal 2 B – 1C



**FIGURA 3.13 CONDUCTO RECTO PRINCIPAL DEL SISTEMA
TRAMO 2B –1C**

Fuente: Autor del proyecto

Velocidad Recalculada

$$V_{1-C} = \frac{Q}{A} = \frac{Q_{2-B}}{A_{2B-1C}} \quad V_{1-C} = 1871,6 \text{ pies}^3/\text{min}$$

$$V_{1-C} = 1800 \text{ pies}/\text{min.}$$

Donde:

V_{1-C} : Velocidad de transporte tramo 1-C

Q_{2-B} : Caudal tramo 2-B

A_{2B-1C} : Área del tramo 2B-1C

Velocidad de Presión o Dinámica

$$VP_{2A-1B} = \left(\frac{v}{4005} \right)^2 =$$

$$VP_{2A-1B} = 0,202 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Pérdida de presión por ducto.

$$He_{\text{ducto}} = Lt \cdot he \quad Lt = 9,17 \text{ ft} \quad He = 0,15$$

$$He_{\text{ducto}} = 0,014 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

He : Pérdida de presión por fricción en ducto por cada 100 pies de longitud.

Lt : Longitud de ducto

Presión Estática SP TRAMO 2B-1C

$$SP_{2B-1C} = he_{2B-1C} + VP_{2B-1C}$$

$$0,014 + 0,202 = 0,216 \text{ pulg. de Col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

SP_{2B-1C} : Presión estática en tramo 2B-1C

he_{2B-1C} : Pérdida por presión por fricción en tramo 2B-1C

VP_{2B-1C} : Presión estática en tramo 2B – 1C

Tramo 2 C

En la figura (3.14) se presenta el ramal de succión de la cuarta fuente contaminante, tramo 2-C.

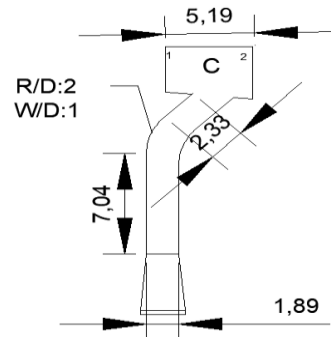


FIGURA 3.14 RAMAL DE SUCCIÓN DEL TRAMO 2-C

Fuente: Autor del proyecto

Recalculo de velocidad

$$V_{1C} = \frac{Q}{A} = \frac{Q_{2B-1C}}{A_{2B-1C}}$$

$$V_{1C} = 1800 \text{ pies/min}$$

Presión de velocidad

$$VP_{2-C} = \left(\frac{V}{4005} \right)^2 =$$

$$VP_{2-C} = 0,202 \text{ pulgadas. de Col. de H}_2\text{O}$$

Diámetro Hidráulico

$$A = \frac{Q}{V} \quad D = \frac{4A}{P} \quad Dh = 3,55 \text{ pies}^2 / 1,88 \text{ pies}$$

$$Dh = 1,9 \text{ pies o } 22,8 \text{ pulg.}$$

Donde:

Dh: Diámetro hidráulico en tramo 2-C

A: Área ducto

P: Perímetro ducto

Q: Caudal

V: Velocidad de transporte del flujo del contaminante

Pérdida de presión por campana

$$He = 0,25 VP_{2-C}$$

$$H_{ec} = 0,050 \text{ pulgadas. col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

90°: Ángulo de apertura de campana

He: Pérdida de presión por fricción en ducto

Ltd: Longitud de ducto

Pérdida de presión por filtro.

En referencia al filtro seleccionado ISOBOX modelo 70012511200 con pérdida de presión de 0,28 pulgadas de col. de H₂O

Pérdida por ducto

$$H_e = 0,42 \text{ pulg. de col. de H}_2\text{O}$$

$$H_{ed} = L_{td} * h_e$$

$$L_{td} = 10,08 \text{ ft}$$

$$H_e = 0,039 \text{ pulgadas. de col. de H}_2\text{O}$$

Pérdida de presión por codo

$$R/D:2$$

$$W/D:1$$

$$H_{ec} = h_e * VP$$

$$H_{ec} = 0,11 * 0,202$$

$$H_{ec} = 0,022 \text{ pulgadas. de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

R/D: Relación del radio interior respecto al diámetro

W/D: Relación largo - ancho en ducto

He: Pérdida por fricción en codo

Pérdida de presión por codo entrada a ramal principal

$$H_{ecr} = h_e * VP$$

Donde:

he_r: Pérdida por fricción en codo de ramal (C_e* pulg. de Col. de H₂O))

he: Pérdida por fricción con relación al ángulo de inclinación (pulg. de Col. de H₂O)

VP_{2-C}: Presión de velocidad en el tramo 2-C (pulg. de Col. de H₂O)

Expansión en tramo 1C-2C

En la figura (3.15) se presenta la expansión del tramo 1C-2C respecto a la entrada del ramal de succión de la cuarta fuente contaminante.

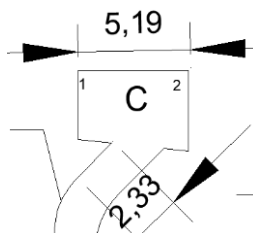


FIGURA 3.15 EXPANSIÓN DEL CONDUCTO PRINCIPAL DEL TRAMO 1C – 2C

Fuente: Autor del proyecto

Con ángulo de expansión de 10° y el cociente de D_1/D_2 se obtiene el coeficiente (n) que es la pérdida de presión por expansión en ductos rectos, aplicando el monograma de la figura 2.15.

$$D_1/D_2 = 0,82$$

$$Hex = n * VP_{2-C}$$

$$Hex = 0,05 * 0, \text{ pulg. de col. de } H_2O$$

$$Hex = 0,01 \text{ pulgadas de col. de } H_2O$$

Donde:

n: Coeficiente de entrada por expansión de ducto D_1/D_2 , y ángulo de expansión

D_1/D_2 : Cociente de diámetros referente a la entrada y salida del ducto

H_{ex} : Pérdida de presión por expansión de ducto pulg. col. de H_2O

Presión Estática SP Tramo 2-C

$$SP_{2-C} = VP_{2-C} + H_{ex2-C}$$

$$SP_{2-C} = 0,661 \text{ pulgadas. de Col. de } H_2O$$

Evaluación de SP 2-C

$$Ev \text{ SP} = \frac{SP_{2-B} - SP_{2-C}}{SP_{2-B}} = 0,0146 ; 1,46 \%$$

$$Q_{2-C} = \left(\frac{SP_{2-C}}{SP_{2-B}} \right) * Q_4$$

$$Q_{2-C} = 6.400,1 \text{ pie}^3/\text{min.}$$

Cálculo de caudal Tramo 2-C

$$Q_{2-C} = Q_{1-C} + Q_4$$

$$Q_{2-C} = 19.219,4 + 6397,1 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

$$Q_{2-C} = 25.607 \text{ pies}^3/\text{min.}$$

Donde:

Q_{2-C} : Caudal tramo 1-B

SP_{2-C} : Presión estática tramo 2-C

SP_{2-B} : Presión estática tramo 2-B

Q_4 : Caudal del tramo 2-C

Calculo de diámetro hidráulico

$$D = \frac{4A}{P} \quad A = \frac{Q}{V}$$

$$A = 14,1 \text{ pies}^2$$

$$P = 3,73 \text{ pies}$$

$$D_{h2-c} = 3,66 \text{ pies o } 43,9 \text{ pulg.}$$

Donde:

D_h : Diámetro hidráulico en tramo 2-C

A: Área ducto

P: Perímetro ducto

Q: Caudal

V: Velocidad de transporte del flujo del contaminante.

Tramo 2C-D

En la figura (3.16) se muestra el tramo 2C – D correspondiente al ingreso del ventilador y salida del contaminante al medio ambiente.

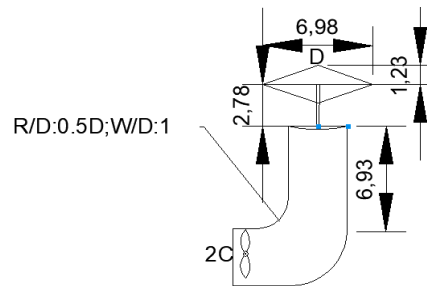


FIGURA 3.16 CONDUCTO PRINCIPAL DEL TRAMO 2C – D

Fuente: Autor del proyecto

Pérdida de presión por ducto

Con $D_h = 44$ pulg. y Caudal de 25616,6 pies³/min.

$H_e = 0,14 / 100$ pies (pulg. Col. de H₂O) $L_{td} = 10,2$ pies

$$H_{ed} = L_{td} * h_e$$

$$H_{ed} = 0,0149 \text{ pulgadas de col. de H}_2\text{O}$$

Donde:

H_e : Pérdida de presión por fricción en ducto (pulgadas de col. de H₂O)

L_{td} : Longitud de ducto. (pies)

Pérdida de presión por codo

$R/D:0,5$

$W/D:1$

$$H_{e_c} = 1,05 VP_{2C-D}$$

$$H_{e_c} = 0,212 \text{ pulgadas. de Col. de H}_2\text{O}$$

Pérdida de presión por Sombrero Chino o Sombbrero

$$H = 0,75 D$$

$$H_{es} = 0,18 VP_{2C-D}$$

$$H_{es} = 0,036 \text{ pulgadas. de Col. de H}_2\text{O}$$

Sumatoria de pérdidas total de presión en tramo 2 C-D

$$\sum he_{2C-D} = hedt + hecd + hes$$

$$\sum he_{2C-D} = 0,47 \text{ pulgadas. de Col. de H}_2\text{O}$$

Presión estática total en el sistema

Es la sumatoria de todas las pérdidas de presión por fricción que se producen en todo el sistema en campanas, ductos y accesorios en general, la cual está expresada en la ecuación (3.9). La pérdida de presiones estáticas por tramos se presenta en la Tabla (28)

$$\sum Spt = SP_{1-A} + SP_{2-A} + SP_{2A-1B} + SP_{2-B} + SP_{2B-1C} + SP_{2-C} + SP_{2C-D} \quad \text{ec. (3.9)}$$

TABLA 28
PÉRDIDA TOTAL DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN EL SISTEMA

Sumatoria de SP del sistema	
SP 1-A	0,68
SP 2-A	0,68
SP 2A-1B	0,22
SP 2-B	0,39
SP 2B-1C	0,22
SP 2-C	0,66
SP 2C-D	0,47
TOTAL	3,3 pulgadas. de Col. de H₂O

Fuente: Autor del proyecto

Donde:

$\sum Spt$: Sumatoria total de presiones estáticas en el sistema (pulg. de Col. de H₂O)

Igualdad de presiones de columna de aire con columna de agua

Para determinar la potencia hidráulica y efectiva del ventilador es indispensable hallar el cabezal de agua que viene especificado en los ventiladores, permitiendo aplicar la ecuación (3.10) de igualdad de presiones por pérdidas de fricción de columnas de aire con columna de agua, considerando el producto de la densidad del agua por el cabezal del agua y esto es igual a la densidad del aire por el cabezal del aire.

(3.10)

$$\rho_w h_w = \rho_a h_a$$

Cabezal del ventilador

$$h_a = \frac{\rho_w h_w}{\rho_a}$$

$$h_a = \frac{3,31 \text{ pulg. de Col. de H}_2\text{O} * 62,4 \text{ lb. -mas./pies}^3 * 1 \text{ pies}}{0,0715 \frac{\text{lb.-mas.}}{\text{pies}^3} * 12 \text{ pulg.}} = 240,8 \text{ pies (ft)}$$

Potencia Hidráulica del motor.

$$W_v = \rho * g * \dot{V} * h_a \quad (3.11)$$

$$\dot{W}_v = \frac{0,0715 \text{ lbm}}{\text{pies}^3} * 32,14 \frac{\text{pies}}{\text{seg}^2} * \frac{25.641,6 \text{ pies}^3/\text{min}}{\frac{1 \text{ lbf}}{32,2 \frac{\text{lbm-pie}}{\text{seg}^2}}} * 240,8 \text{ pies} * \frac{1 \text{ min.}}{60 \text{ seg}} * \frac{1 \text{ HP}}{550 \text{ lbf.} * \text{pie} / \text{seg}}$$

$$\dot{W}_v = 11,8 \text{ HP}$$

Potencia efectiva

Con eficiencia del ventilador centrífugo que es del 70%, se determina la potencia efectiva del ventilador (W_n)

$$W_n = \frac{\dot{W}_v}{\eta_{\text{eje}}} \quad W_n = \frac{11,8}{0,70} \quad W_n = 17,0 \text{ HP}$$

Resumen del diseño del sistema de extracción de mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite

Al término del cálculo del sistema de ventilación por extracción localizado tipo elevada, se procede a detallar en resumen los resultados del dimensionamiento del sistema número uno, mostrado en la Tabla (29) y del sistema 2 mostrado en la Tabla (30).

El cálculo de las pérdidas y la potencia efectiva para el sistema 2 de ventilación localizada, se ha determinado siguiendo el mismo procedimiento utilizado en sistema 1.

TABLA 29
DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN SISTEMA DE
EXTRACCIÓN N°1

Item	Descripción	Largo (pulg.)	Ancho (pulg.)	Area (pulg ²)
1	Dimensión de cada campana de extracción			
	Campana 1	111,4	34,2	
	Campana 2	111,4	34,2	
	Campana 3	111,4	34,2	
	Campana 4	111,384	34,2	
2	Dimensiones del ducto en cada tramo			
		Lado A (pulg.)	Lado B (pulg.)	Largo (pulg.)
	TRAMO 1-A	22,89	22,89	202,92
	TRAMO 2-A	22,89	22,89	132
	TRAMO 2A - 1B	32,36	32,36	77,88
	TRAMO 2-B	22,89	22,89	122,52
	TRAMO 2B - 1C	39,45	39,45	110,04
	TRAMO 2-C	22,89	22,89	111,96
	TRAMO 2C - D	45,47	45,47	128,76
	SP equilibradas en cada junta de caudales	pulg. Col. H2O	%	
	SP1A - SP2A	0,001	0,9	
	SP2A - SP2B	0,029	1,67	
	SP2B - 2C	0,024	1,46	
4	Perdidas de fricción por cada tramo	pulg. Col. H2O		
	TRAMO 1-A	0,68		
	TRAMO 2-A	0,68		
	TRAMO 2A - 1B	0,22		
	TRAMO 2-B	0,390		
	TRAMO 2B - 1C	0,216		
	TRAMO 2-C	0,66		
	TRAMO 2C - D	0,46		

5	Caudales en cada tramo	pie ³ /min (CFM)	
	TRAMO 1-A	6550	
	TRAMO 2-A	12819,9	
	TRAMO 2-B	19210,4	
	TRAMO 2-CD	25607,9	
6	Caudal Total de extracción	25607,9	
7	Cabezal total	240,8	Pies de aire (ft)
8	Potencia Hidráulica	11,8	HP
9	Potencia efectiva	17,0	HP

Fuente: Autor del proyecto

TABLA 30
DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE EXTRACCIÓN SISTEMA DE
EXTRACCIÓN N°2

Item	Descripción	Largo (pulg.)	Ancho (pulg.)	Area (pulg ²)
1	Dimensión de cada campana de extracción			
	Campana 1	111,384	34,224	
	Campana 2	111,384	34,224	
	Campana 3	111,384	34,224	
	Campana 4	111,384	34,224	
2	Dimensiones del ducto en cada tramo			
		Lado A (pulg.)	Lado B (pulg.)	Largo (pulg.)
	TRAMO 1-A	22,89	22,89	234,84
	TRAMO 2-A	22,89	22,89	138
	TRAMO 2A - 1B	32,10	32,10	50,04
	TRAMO 2-B	22,89	22,89	131,64
	TRAMO 2B - 1C	39,27	39,27	45,36
	TRAMO 2-C	22,89	22,89	107,76
	TRAMO 2C - D	45,29	45,29	128,76
	SP equilibradas en cada junta de caudales	pulg. Col. H2O	%	
	SP1A - SP2A	0,023	2,3	
	SP2A - SP2B	0,024	2,4	
	SP2B - 2C	0,028	2,8	

4	Perdidas de fricción por cada tramo	pulg. Col. H₂O	
	TRAMO 1-A	0,69	
	TRAMO 2-A	0,68	
	TRAMO 2A - 1B	0,211	
	TRAMO 2-B	0,67	
	TRAMO 2B - 1C	0,208	
	TRAMO 2-C	0,66	
	TRAMO 2C - D	0,465	
5	Caudales en cada tramo	pie³/min (CFM)	
	TRAMO 1-A	6550	
	TRAMO 2-A	12884,01	
	TRAMO 2-B	19274,40	
	TRAMO 2-C	25641,60	
6	Caudal Total de extracción	25641,60	
7	Cabezal total	240,6	Pies de aire (ft)
8	Potencia Hidráulica	11,83	HP
9	Potencia efectiva	17,2	HP

Fuente: Autor del proyecto

Punto de operación del ventilador.

Respecto al cálculo del sistema de extracción de la mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite generados en las áreas de cocción de los dos sistemas, se tiene 3,3 pulg. columna de agua (H₂O) de presión estática con un caudal a remover por cada sistema de 25.641,6 pies³/min, aproximadamente, y una potencia hidráulica de ventilador de 11,83 HP. Si se considera una eficiencia de $n = 70\%$, entonces se requiere de 17,2 HP de potencia efectiva para cada sistema de ventilación. Los parámetros de performance del ventilador correspondiente a la clase I, se muestra en la tabla (31).

TABLA 31
CALIFICACIÓN DE LOS VENTILADORES REFERENTE A CAUDALES Y
PRESIÓN ESTÁTICA

CFM	OV FPM	Class I		Class II		Class III		Outlet Area: 11.5"										
		RPM	BHP	RPM	BHP	RPM	BHP	1-1/2" SP		2" SP		2-1/2" SP		3" SP		3-1/2" SP		
11580	1000	292	1.3	356	2.2													
12738	1100	307	1.5	369	2.5	425	3.6											
13896	1200	324	1.7	383	2.8	433	3.9											
15054	1300	342	2.0	397	3.2	445	4.3	492	5.7									
16212	1400	360	2.3	411	3.5	459	4.6	502	6.1	548	7.7							
17370	1500	378	2.6	426	3.9	473	5.3	514	6.6	554	8.2	599	10.0					
18528	1600	397	3.0	442	4.4	487	5.9	527	7.3	565	8.8	604	10.5	647	12			
19686	1700	416	3.4	459	4.9	501	6.4	541	8.0	578	9.6	613	11.1	650	13			
20844	1800	434	3.8	476	5.4	516	7.0	555	8.7	591	10.3	625	11.9	658	13			
22002	1900	453	4.3	494	6.0	531	7.6	569	9.4	605	11.7	638	12.8	669	14			
23160	2000	472	4.8	513	6.5	548	8.3	584	10.2	619	12.9	652	13.8	682	15			
25476	2200	510	6.0	550	8.0	582	8.9	615	11.8	648	13.8	680	15.9	709	17			
27792	2400	549	7.4	587	9.8	619	11.6	648	13.7	678	15.9	708	16.1	737	20			
30108	2600	588	9.0	624	11.3	656	13.6	683	15.8	710	18.1	738	20.5	766	22			
32424	2800	628	10.9	662	13.4	693	15.9	720	18.3	745	20.7	770	23.1	795	25			
34740	3000	668	13.0	700	15.8	730	18.3	757	21.0	761	23.6	804	26.1	823	28			
37056	3200	709	15.4	739	18.2	768	21.1	794	23.9	817	26.7	840	28.4	861	32			
39372	3400	750	18.2	778	21.0	805	24.1	831	27.1	855	30.1	876	33.0	897	35			
41688	3600	790	21.2	817	24.2	843	27.4	868	30.7	882	33.9	913	37.0	933	40			
44004	3800	831	24.6	857	27.7	882	31.0	905	34.5	929	37.9	936	41.2	970	44			

Fuente: (C. David Cooper, 2011)

Selección del ventilador

Una vez obtenido el punto de operación de ambos sistemas de las instalaciones, se procede a seleccionar el ventilador que cumple con los requerimientos del estudio. En la figura (3.17) se presenta el ventilador seleccionado para ambos sistemas de tipo centrífugo con álabes curvados hacia atrás, modelo CDXRT-800-20-60 HZ, con una presión total de 3,5 pulgadas de columna de H₂O (presión estática más la dinámica), permitiendo manejar un caudal máximo de 26.841,6 pie³/min a una velocidad de rotación de 1025 revoluciones por minuto con una potencia máxima regulable hasta 18 HP.

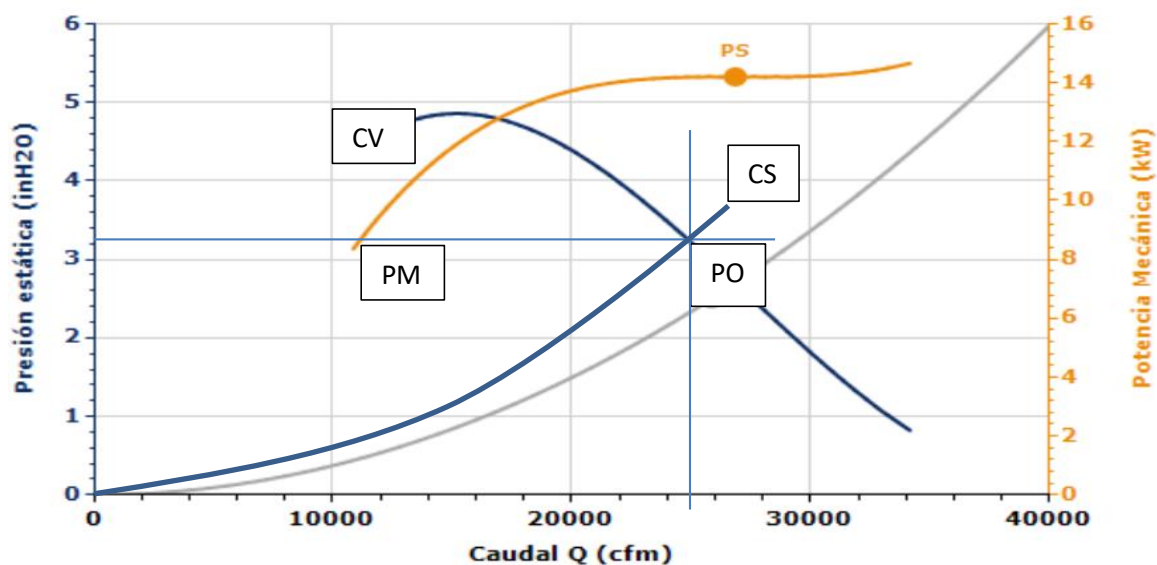


FIGURA 3.17 PUNTO DE OPERACIÓN DEL VENTILADOR RESPECTO AL SISTEMA DE VENTILACIÓN

Fuente: (Sodeca S.A, 2021)

Donde:

PS: punto de operación o servicio del ventilador respecto al sistema.

CV: curva del ventilador.

CS: curva del sistema.

PM: potencia del ventilador

Entre las características principales del ventilador se presenta los datos técnicos mostrados en la Tabla (32) que es de gran importancia para la instalación, operación y mantenimiento.

**TABLA 32
CARACTERÍSTICA TÉCNICA DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO**

	<p>MODELO: CDXRT-800-20-60 HZ</p> <p>TIPO: CENTRÍFUGO DE DOBLE ASPIRACIÓN A TRANSMISIÓN</p>
---	---

Descripción	Característica
Ventilador	Envolvente en chapa
	Turbina a reacción de acero galvanizado
	Alabes curvadas hacia atrás
Motor	Motor con índice energético grado 3 IE3
	Motor con rodamiento a bolas protección ip55
	Multi tensión 220/380V 60 Hz, 254/440V 60 Hz, 265/460 V 60 Hz
	Temperatura máxima del aire a transportar 60 °C Potencia Nominal 14 KW Hz7fases – 60/3 Polos de conexión 6 Corriente máxima (A) 380-480 de 28,20
Acabado	Anticorrosivo en chapa de acero galvanizado.

Fuente: (Sodeca S.A, 2021)

Las dimensiones definidas explícitamente en la Tabla (33) y en la figura (3.18) se muestran en pulgadas. Las dimensiones del sistema acoplado motor-ventilador son aproximadas.

TABLA 33
DIMENSIONES DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO

A	B	B2	C	E	Φ_e	H	H1	K	ΦO
49,21	60,9	33,93	39,64	21,06	2,36	23,58	3,15	57,08	0,51
P	Q	R	V	x	X				
43,54	39,52	83,07	87,40	41,61	43,58				

Fuente: (Sodeca S.A, 2021)

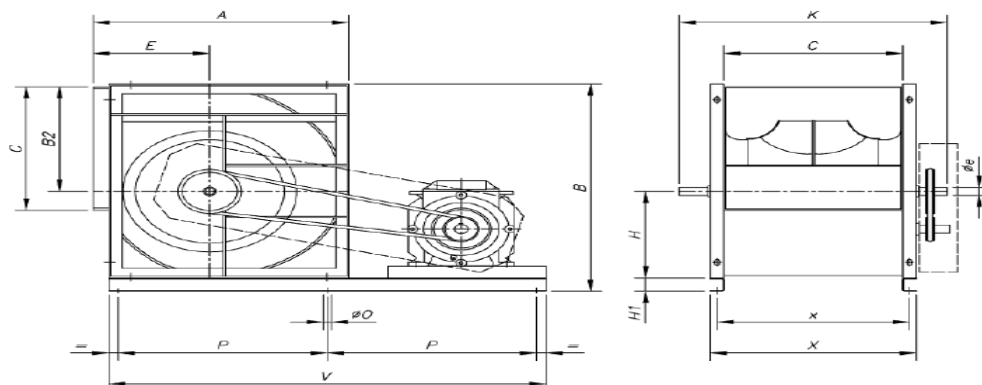


FIGURA 3.18 DIMENSIONES DEL VENTILADOR SELECCIONADO

Fuente: (Sodeca S.A, 2021)

Selección de Filtro.

En función al contaminante de las cubas freidoras en el área de cocción se seleccionó el filtro ISOBOX modelo 70012511200 con las siguientes especificaciones:

- Alta eficiencia en Absorción
- Mínima pérdida de carga 72 Pascal o 0,289 pulg. Col. H₂O, obteniendo ahorro energético
- Caudal a manejar de 3.237 Pies cubico por minuto (pies³/min.)
- Medio filtrante (carbón activado)
- Tiempo de contacto filtrante es 2 segundos.
- Dimensiones de (27,55 x 49,25 x 47,29) pulgadas.

Costos de fabricación, instalación y puesta a punto del sistema de ventilación por extracción localizada.

Por otra parte, los costos tanto de fabricación, instalación y puesta a punto del sistema de extracción, se muestran en la Tabla (34). En esta se presenta los valores referentes y sujetos a cambios en función a la comercialización de los materiales y equipos de adquisición.

**TABLA 34
COSTO GENERAL DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN POR EXTRACCIÓN LOCALIZADA**

Componentes	Cantidad	Tipo	Costo
Sistema de ductos, accesorios	1	Elevada	4.500,00
Ventilador	1	Centrífugo	5.578,00
Sistema de control	1	Governor	850,00
Puesta a punto del sistema	1	Calibración	800,00
Total			11.728,00

Fuente: Autor del proyecto

CAPÍTULO 4

4. RESULTADOS

Los resultados a los objetivos planteados como parte del objeto de estudio, se obtuvo el dimensionamiento de cada sistema de ventilación, contando con información recabada en el trabajo de campo, dimensiones de las cocinas freidoras, registro de temperaturas y humedad relativa en las áreas de trabajo, obteniéndose lo siguiente:

- Durante las inspecciones de campo se logró conocer las instalaciones y las condiciones ambientales del aire en el área de cocción, como la temperatura de 36.7°C, humedad relativa de 74,15%, temperatura de bulbo seco de 32,2°C, bulbo húmedo 28.35°C, punto de rocío 27.51°C, humedad específica 0.0234 kg H₂O/ kg de aire seco.
- A través de la revisión de fuentes especializadas, se seleccionó los criterios de diseño implicados en el sistema de extracción localizada tipo campana elevada, como el ángulo de apertura de mayor incidencia en la captación del contaminante (90°), codos con relación R/D:2; W/D:1, secciones de expansión de 10° grados, con relación de 1,50:1 y 1,25:1 la relación H/D y 2D referente al sombrero chino, considerando las instalaciones de la planta, la producción y la caracterización de la fuente contaminante; así como también por concepto de instalación y mantenimiento.
- El diseño del sistema de extracción localizado se basa en dos sistemas independientes para la remoción del contaminante, el sistema N° 1 con un caudal a remover de 25.606,9 pies³/min, con una caída de presión estática de 3,3 pulgadas. columna de H₂O, una potencia hidráulica de 11,8 HP y una potencia efectiva de 17 HP y el sistema N° 2 el caudal a manejar es de 25.641,6 pies³/min con una presión estática de 3,32 pulgadas. de columna de agua (H₂O), una potencia hidráulica de 11,83 HP y potencia efectiva de 17,2 HP, considerando el 70% la eficiencia efectiva del ventilador
- El modelo de los ventiladores seleccionados es el CDXRT-800 – 20 a 60 Hz, con una capacidad para manejar una presión total de 3,5 pulgadas de columna de agua (H₂O) y un caudal máximo de 26.845,5 pie cúbico por minuto (pies³/min), con nivel de potencia sonora de 92 Lw db(A), un nivel de presión sonora de 74 Lp db(A) y temperatura máxima de aire a transportar de hasta 60 grados centígrados (°C).
- Se seleccionó el filtro con carbón activado para la captación del contaminante, marca ISOBOX modelo 70012511200 con prestaciones de alta eficiencia en absorción, mínima perdida de carga 72 Pascal o 0,289 pulgadas de columna de H₂O y caudal a manejar de 3.237 pies³/min.

CAPÍTULO 5.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

- A través de las visitas in-situ se constató que en el área de cocción de plátano no ofrece un confort térmico agradable a los trabajadores, registrando altos valores de temperaturas y humedad relativa en el aire.
- Por medio de fuentes especializadas en el campo de ventilación industrial, se logró obtener el diseño de un sistema de extracción de mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite para dar confort en las áreas de trabajo, adaptado a las instalaciones del área de cocción de la planta de producción, así como también en la factibilidad de la instalación y mantenimiento.
- La selección del método de cálculo por regancia estática como metodología aplicado en el diseño de sistemas de ventilación industrial por extracción localizada, permitió calcular la capacidad del caudal a remover, la presión estática, la potencia hidráulica y efectiva del ventilador.
- La selección del ventilador modelo CDXRT-800 – 20 a 60 Hz, se sustenta en la presión total a manejar, capacidad de caudal a remover, decibeles sonoros permisibles acorde a la legislación de Seguridad y Salud Ocupacional, máxima temperatura que puede transportar la mezcla de aire caliente, vapores y aceite, así como el tipo de filtro con carbón activado para la condensación, con alta eficiencia de absorción del contaminante, mínima pérdida de carga de presión y una temperatura máxima de trabajo de 75°C y de ágil montaje garantizando la disponibilidad del sistema.
- Con la implementación del sistema de ventilación para la extracción de mezcla de aire caliente, vapor de agua y aceite de las áreas de cocción, la empresa mejorará el ambiente laboral logrando alcanzar temperatura óptima para una mayor producción con carga térmica moderada entre los 25 a 30 °C, reduciendo el nivel de ausentismo del orden de 11,2% de los trabajadores del área de cocción registrados por el Departamento de Recursos Humanos reportados en el año 2019, permitiendo el incremento de la productividad.

5.2. Recomendaciones

- El actual sistema de extracción de aire presenta deficiencias en su operación, ya que no realiza la función de remover el flujo necesario de las áreas de cocción al medio exterior para el mejoramiento del confort térmico de las áreas cocción de chifles, por lo que se recomienda el reemplazo instalando los dos sistemas diseñados en el presente estudio.
- Los filtros seleccionados de carbón activado a ser instalados a la entrada de cada una de las campanas de succión, deben ser fácilmente desmontables para reemplazo y mantenimiento.
- Es necesario que al cambiar los filtros del sistema de ventilación por extracción localizada contengan carbón activado, por su alta capacidad de absorción de gases y vapores.
- La frecuencia de mantenimiento de los filtros se recomienda una vez por semana y cambiar cada 3 meses o cuando la caída de presión se incremente a 2/3 respecto a la caída de presión inicial; y considerar un juego de filtros adicional para el cambio inmediato sin parar la producción.
- Las instalaciones de los conductos del sistema de ventilación deben de estar fijas, acopladas a estructuras estables (paredes, techo) para el montaje y operación continua, además, para tener facilidad en los mantenimientos.
- Es necesario que toda la instalación de los conductos del sistema de ventilación por extracción localizada sea de acero inoxidable, según requerimiento en sistemas de producción de alimentos, para evitar la corrosión y prolongar la vida útil del sistema.
- El área de cocción debe de contar con rejillas y filtros para la renovación natural de aire fresco al interior de las cubas freidoras.
- Implementar un plan de mantenimiento de todos los componentes del sistema de ventilación por extracción localizada, que garantice la confiabilidad y disponibilidad a la producción.
- Calibrar los caudales de succión que ingresan por cada campana de extracción mediante dampers instalados en cada conducto hacia el ramal principal, esto con la finalidad controlar y equilibrar las caídas de presión en cada ramal, y que el sistema opere según el diseño desarrollado en el presente estudio.

- Es importante que se desarrolle un sistema de control automatizado a través de un variador de frecuencia para regular las velocidades del ventilador en función a los caudales requeridos y optimizar su funcionamiento.

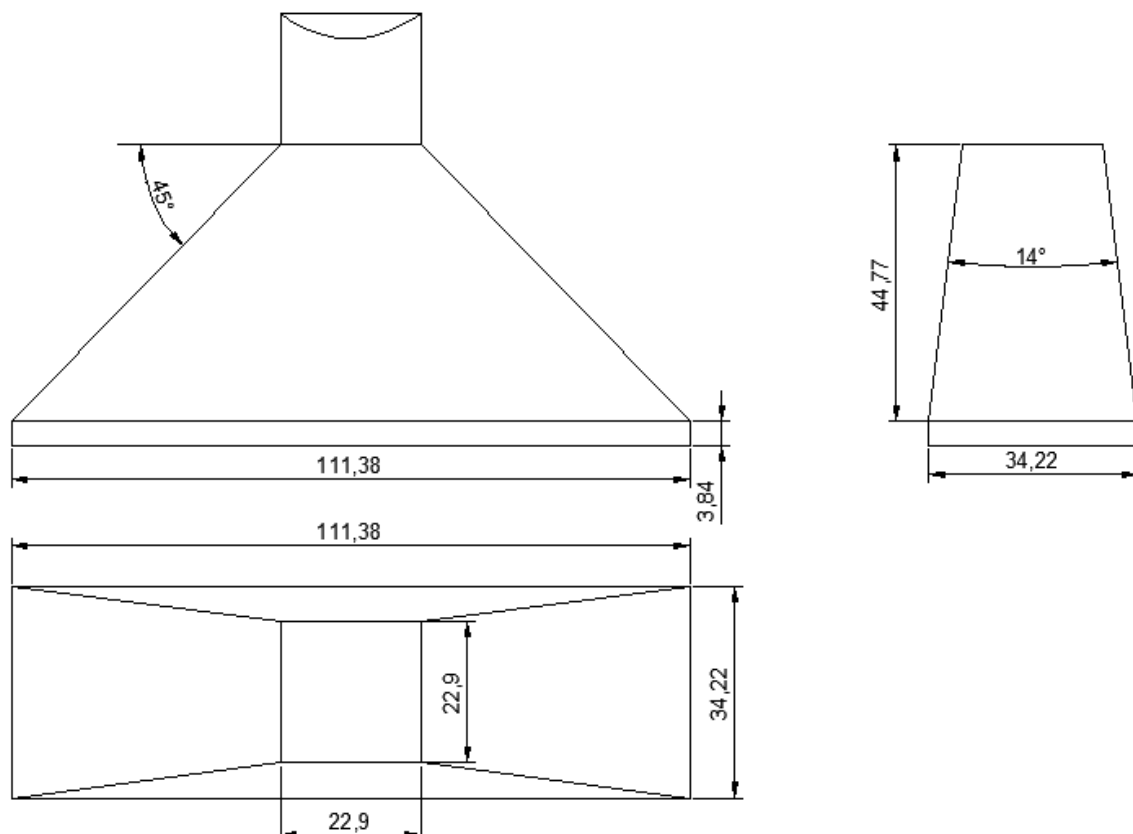
BIBLIOGRAFÍA

- Alberto Márquez Quizhpi, J. P. (2018). *Diseño de un sistema de extracción de polvo y vituta de madera para la carpintería de la Fundación Salesiana*. Cuenca: Universidad Politécnica Salesiana Sede Cuenca.
- American Conference of Governmental Industrial Hygienists. (2013). *Industrial Ventilation Manual of Recommended Practice*. Estados Unidos: American Conference of Governmental Industrial Hygienists Inc. edición 28.
- Arroyo, F. V. (2016). *Salud y Seguridad Laboral en ambientes Térmicos*. Madrid- España: Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales UPM.
- Becerra, J. M. (2013). *Construir y Automatizar un Sistema de Extracción de Olores y Ventilación del Área de Trabajo para una Panadería*. Quito: Universidad Politécnica Nacional.
- Brs. Astele V., D. P. (2003). *Diseño de un sistema de captación de humos de los hornos de mantenimiento en la industria*. Caracas: Universidad Central de Venezuela.
- Brs. Astete V., D. P. (2003). *Diseño de un sistema de captación de Humos de los Hornos de manteneiminto en la industria de la fundición*. Caracas: Universidad Central de Venezuela.
- C. David Cooper, F. A. (2011). *Air Pollution Control*. Florida, USA: Waveland Press, Inc.
- Centro de Investigación en Materiales Avanzados, S.C. (2017). *Diseño y construcción de un sistema de ductos*. Chiguagua-México: CIMAV, S.C.
- Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales. (2013). *Industrial Ventilation Manual of Recommended Practice*. Estados Unidos: American Conference of Governmental Industrial Hygienists Inc. edición 28.
- Ecuador, M. d. (2017). *Normativa Técnica Sanitaria para Alimentos Procesados*. Quito: Registro Oficial Suplemento 681 de 01-feb.-2016.
- EQUIPROIN. (15 de enero de 2021). *EQUIPROIN Aire Acondicionado y Ventilación*. Obtenido de <https://www.equiproin.com.ec/ventiladores-centrifugos>

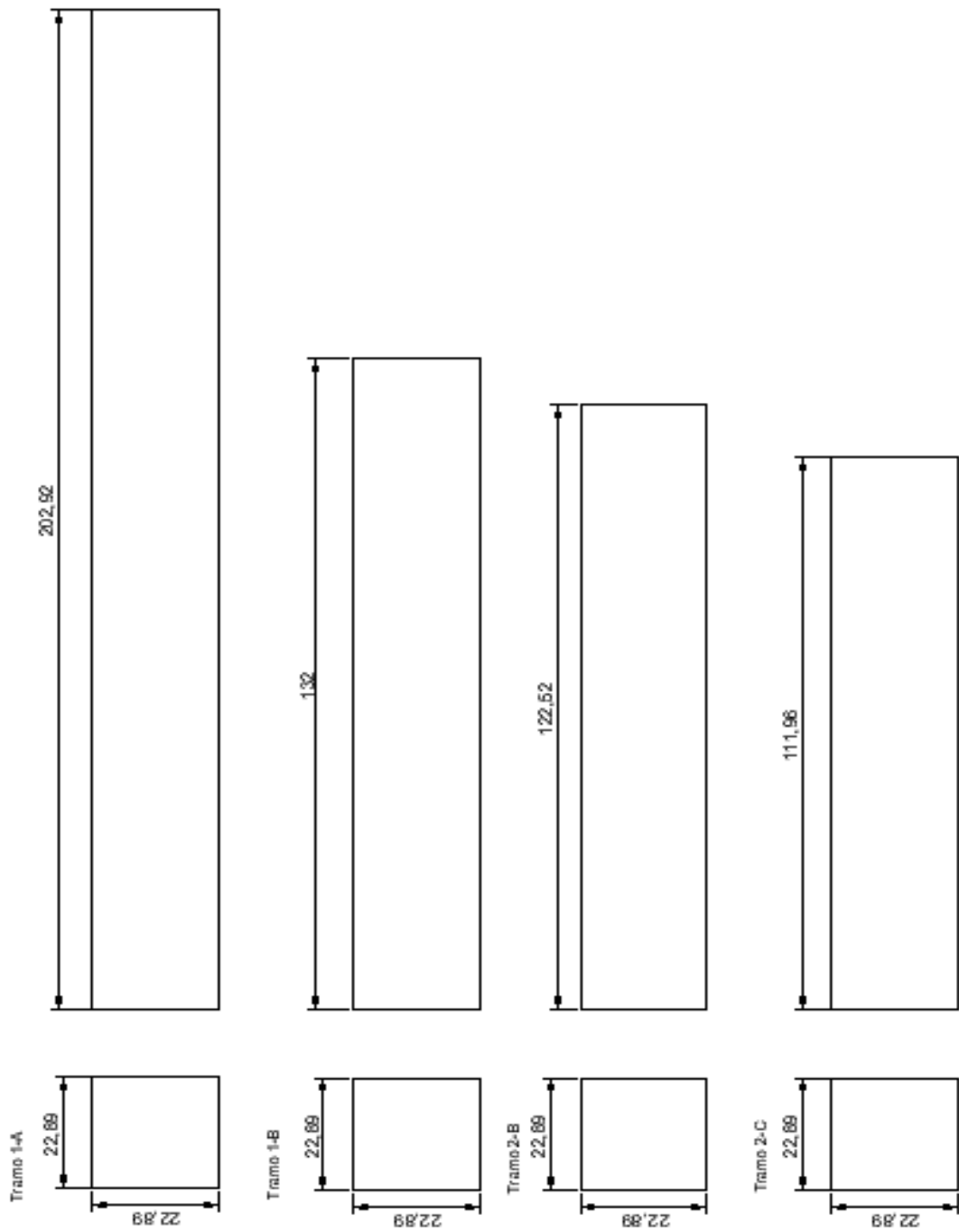
- Farina, P. A. (Abril de 2018). Motores eléctricos trifásicos: usos, componentes y funcionamiento. *Editorial Alsina,,* 68 - 72.
- GRAW HILL, M. (2012). *Termodinámica*. Mexico D.F.: S.A de CV.
- IESS, I. E. (1986). *Reglamento de Seguridad Y Salud de los Trabajadores y mejoramiento del Medio Ambiente en el Trabajo*. Quito-Ecuador.
- Inc., M. G. (2009). *Termodinámica Sexta Edición*. San Francisco: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES.
- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el trabajo. (2007). *Bienestar térmico: criterios de diseño para ambientes térmicos confortables*. Madrid - España: Centro Nacional de condiciones del trabajo NIPO: 211-07-046-3.
- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo. (2007). *Bienestar térmico: criterios de diseño para ambientes térmicos confortables*. España.
- Malagón, M. D. (2011). *Medio Ambiente y Contaminación Principios Básicos*.
- Mónica María Estrada Pareja, S. M. (2007). Efecto de la temperatura y Humedad relativa en parámetros productivos y la transferencia de calor. *Dialnet*, 288-303.
- Organización de Naciones Unidas. (2018). *Desafíos y estrategias para el desarrollo sostenible en America Latina y el Caribe*. Panamá: Grupo de las Naciones Unidas para el Desarrollo Sostenible.
- Pedro R. Modelo, E. G. (2013). *Ergonomía 2, Conforty Estrés Térmico*. Catalunya: Académiques Digitals de la UPC.
- Quizpi, A. A., & Montero, J. P. (2018). *Diseño de un sistema de extracción de polvo y vituta de madera para la carpintería de la Fundación Salesiana "PACES"*. Cuenca Ecuador: Universidad Politécnica Salesiana sede Cuenca.
- REDOLA, R. A. (2015). *CARACTERIZACIÓN DE SISTEMAS DE EXTRACCIÓN LOCALIZADA DE AIRE MEDIANTE MAPAS DE ISO-VELOCIDAD GENERADOS MEDIANTE TECNICAS CFD*. Valencia-España: Universidad Politécnica de Valencia.
- Roberto Hernández Sampieri, C. F. (2014). *Metodología de la Investigación*. Mexico D.F: MC GRAN HILL/INTERAMERICANA .

- Salvador Escoda S.A. (2018). *Manual Práctico de ventilación*. Barcelona-España.
- Sodeca S.A. (21 de 01 de 2021). *Sodeca Internacional, Soluciones en Ventilación*. Obtenido de <https://www.sodeca.com/es/productos/cdxrt-p24#prod>
- Soler y Palau Ventilation Group. (26 de Diciembre de 2020). *Catálogo Industrial de ventiladores*. Obtenido de <https://www.solerpalau.mx/ASW/recursos/cata/Industrial.pdf>
- Unidos, D. d. (05 de 04 de 2021). *Departamento del Trabajo USA. gov*. Obtenido de <https://www.usa.gov/espanol/agencias-federales/departamento-del-trabajo>
- VALYCONTROL, S.A. de C.V. (2019). *Manual Técnico de Refrigeración*. Guadalajara-Mexico: VALYCONTROL, S.A. de C.V.
- WHITE, F. M. (2004). *Mecánica de Fluidos - Quinta Edición*. Nueva York: Mc GRAW-HILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA, S.A.U.
- WHITE, F. M. (2004). *Mecánica de Fluidos-Quinta Edición*. Nueva York: Mc GRAW-HILL/INTERAMERICANA DE ESPAÑA, S.A.U.
- William A. Burgess, M. J. (2004). *Ventilación For Control Of The Work Enviroment Segunda Edición*. New Jesey , Canada: John Wiley & Sons, Inc., Publication.

ANEXOS

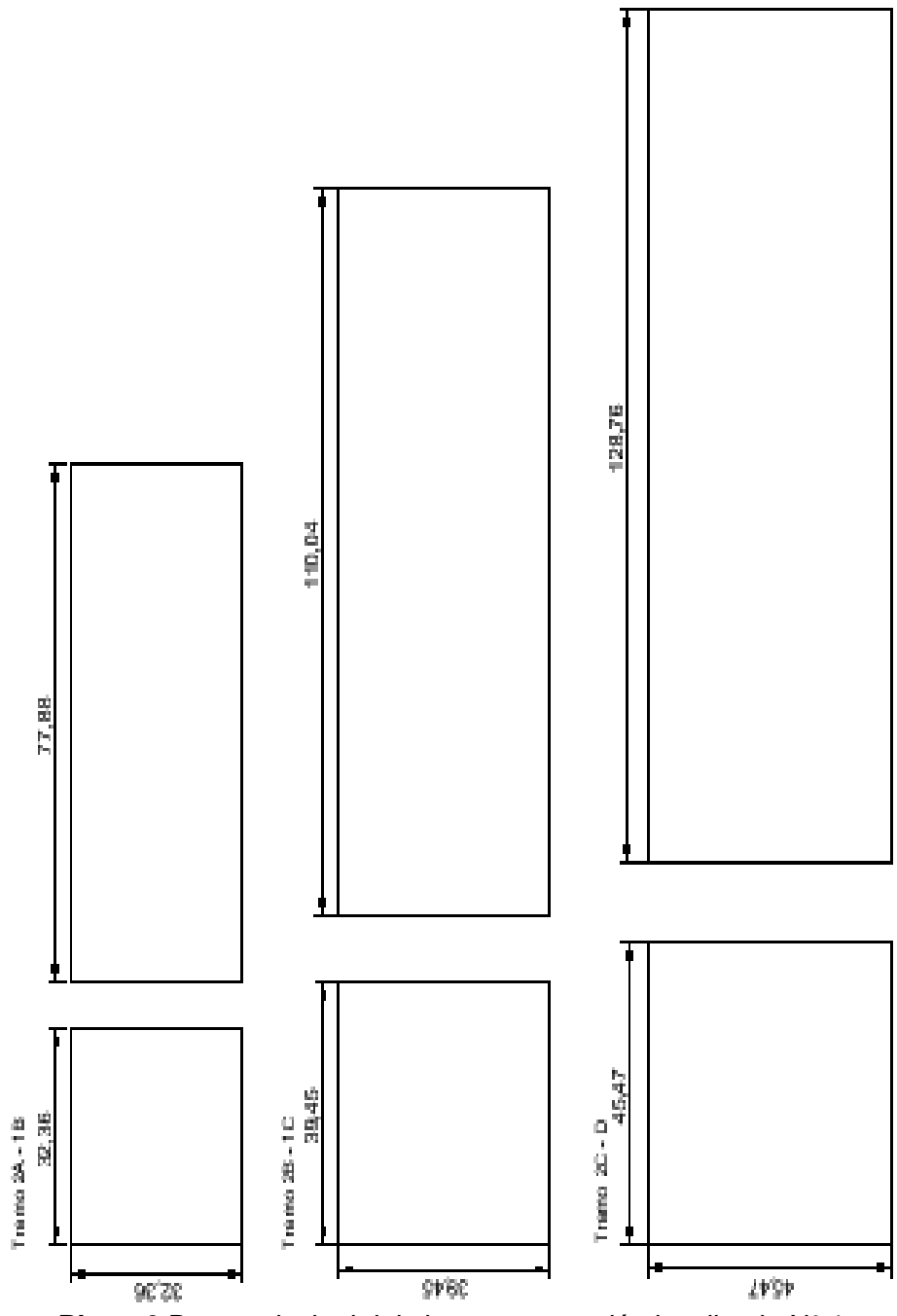


Plano 4 Campana del sistema de extracción N° 1
Fuente: Autor del proyecto

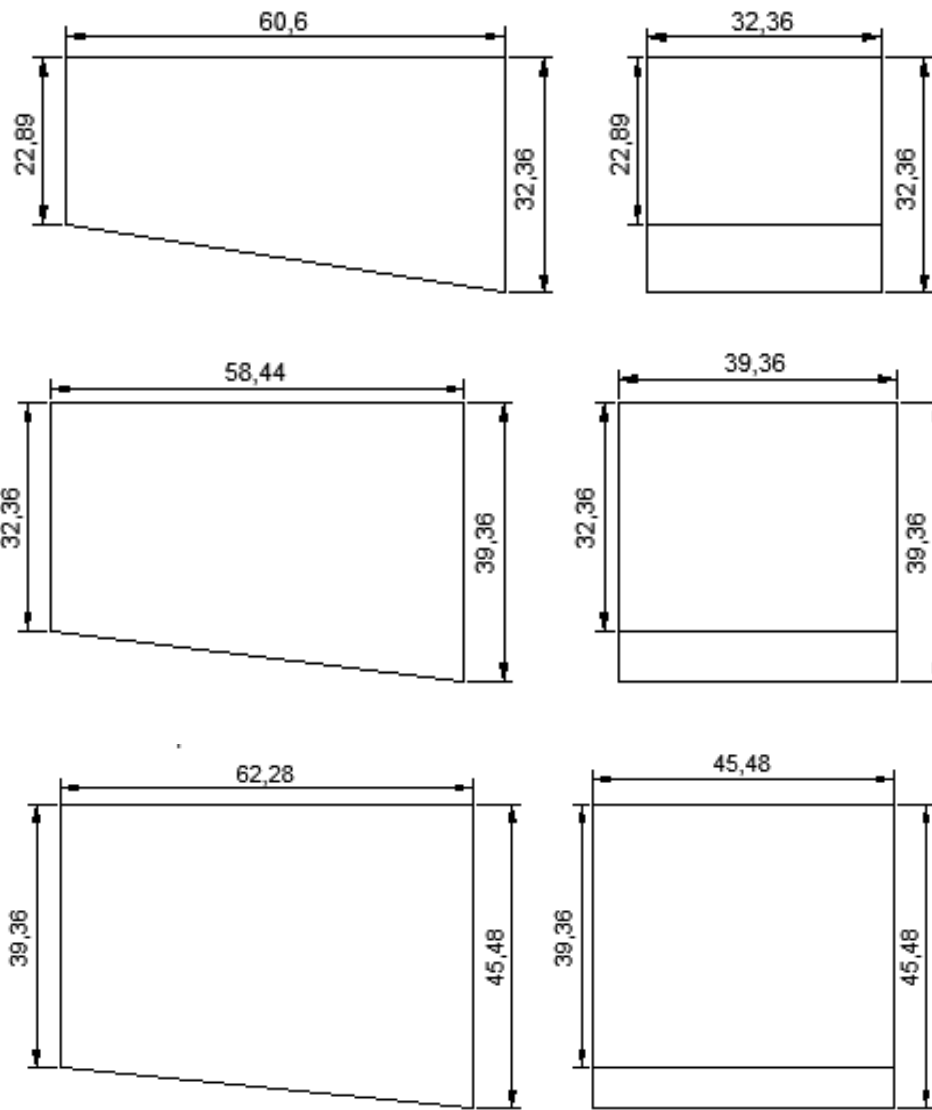


Plano 5 Ductos de ramales del sistema extracción localizada N° 1.

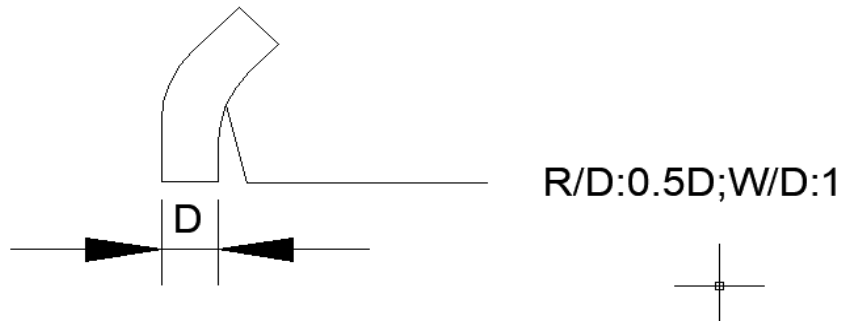
Fuente: Autor del proyecto



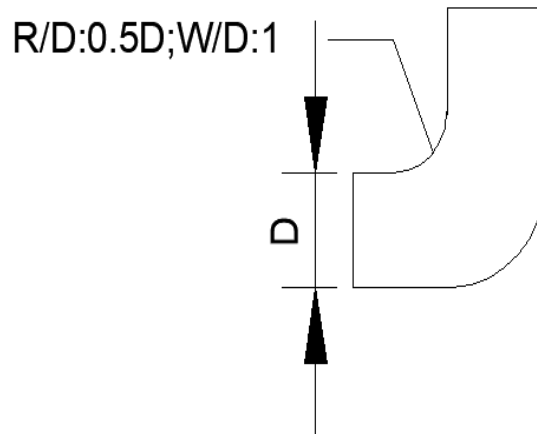
Plano 6 Ducto principal del sistema extracción localizada N° 1.
Fuente: Autor del proyecto



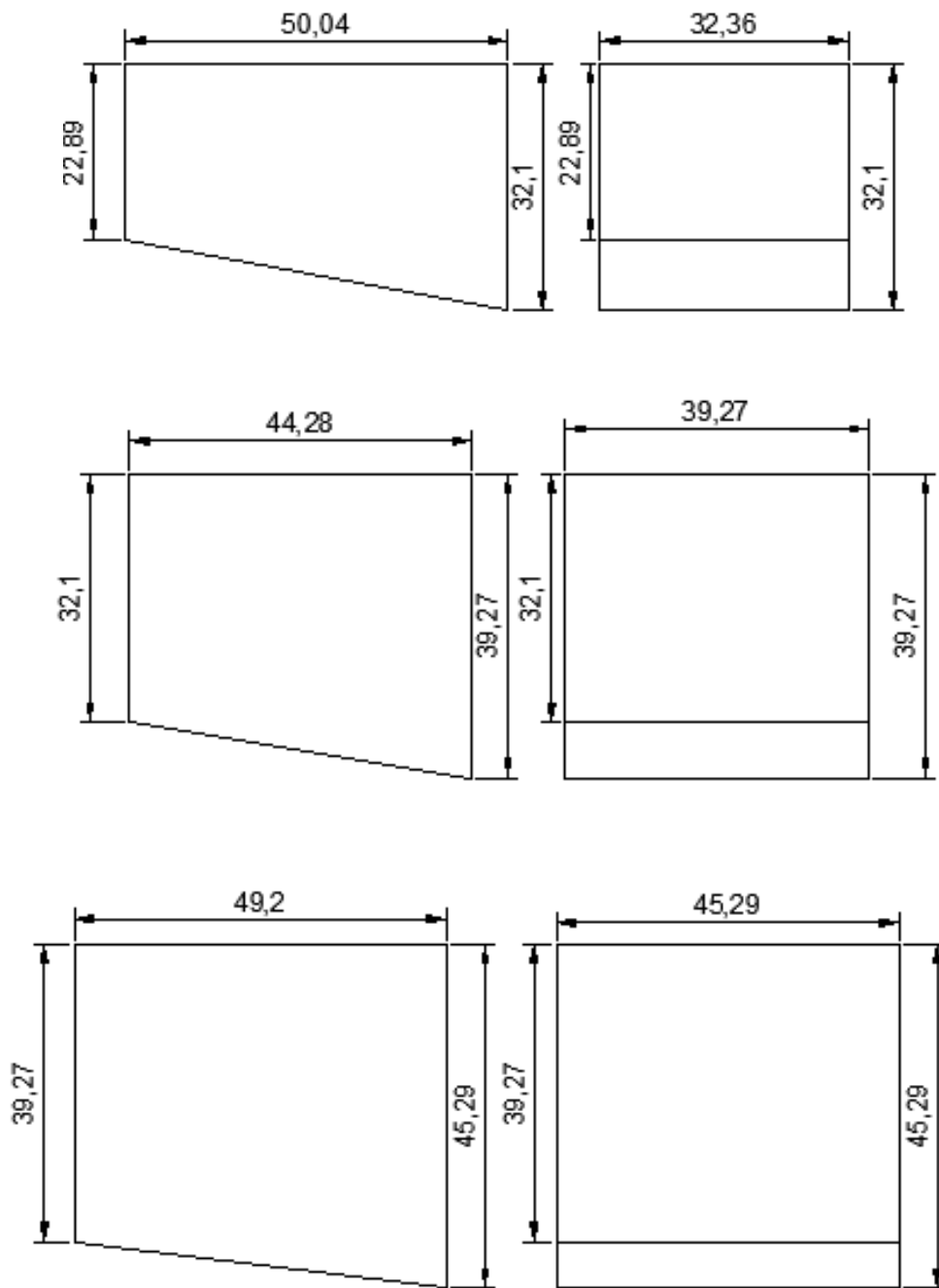
Plano 7 Ductos de expansiones del sistema extracción N° 1.
Fuente: Autor del proyecto



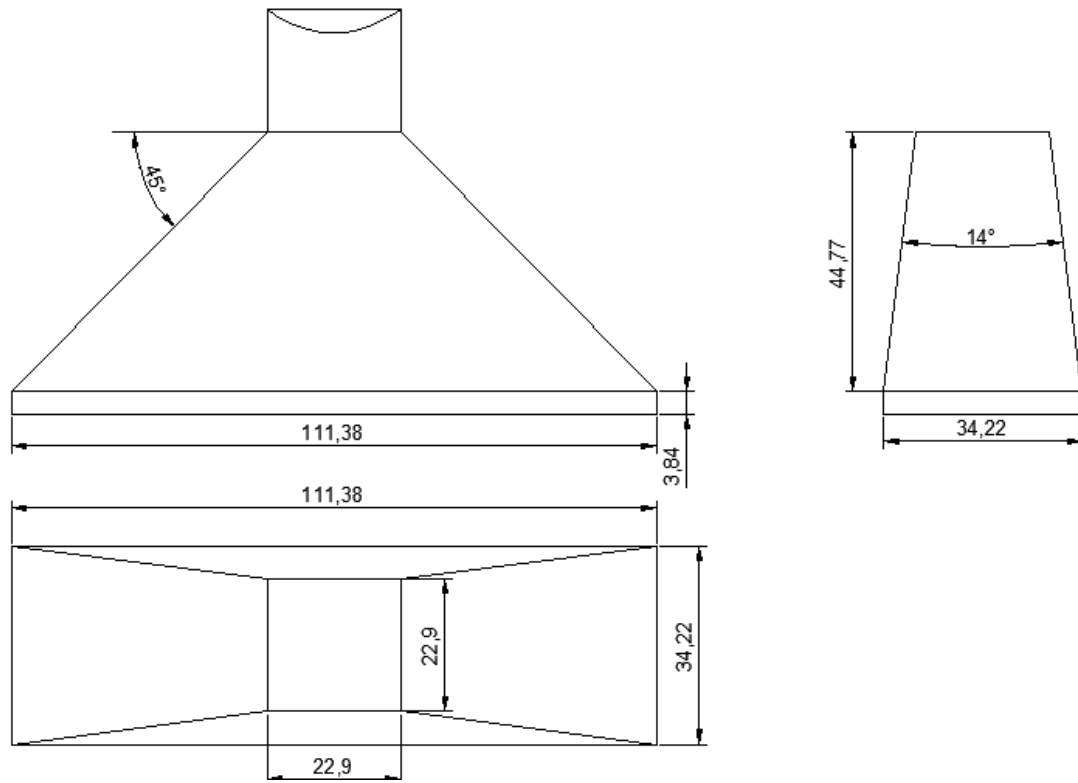
Plano 8 Codo de ramales del sistema extracción N° 1.
Fuente: Autor del proyecto



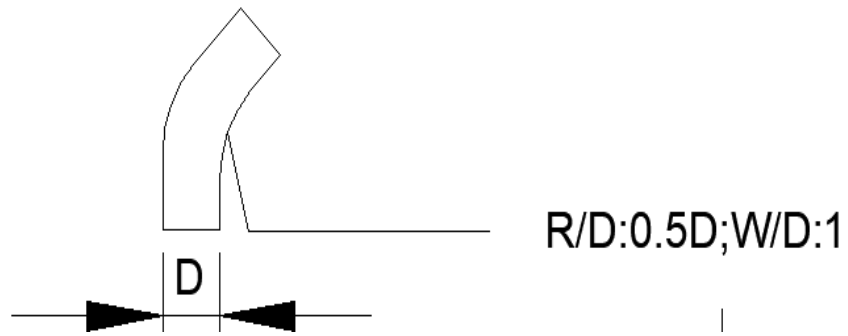
Plano 9 Codo de Ducto principal a la salida de aire caliente, vapores de grasas del sistema extracción N° 1.
Fuente: Autor del proyecto



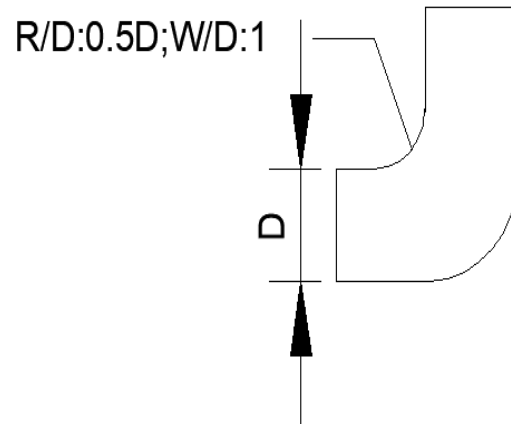
Plano 10 Ducto de expansión A, B y C del sistema extracción N° 2.
Fuente: Autor del proyecto



Plano 11 Campana del sistema de extracción N° 2
Fuente: Autor del proyecto

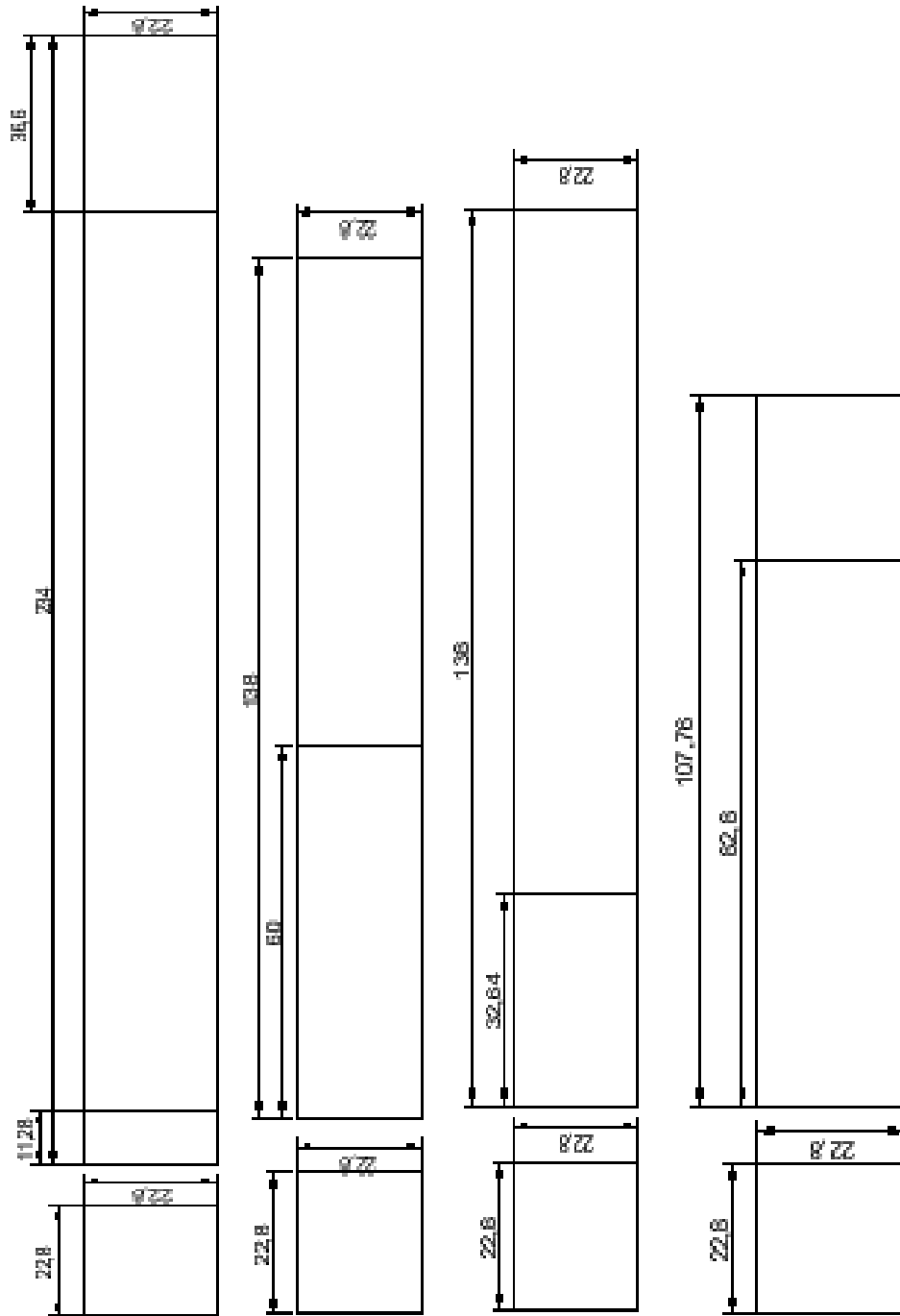


Plano 12 Codo de ramales del sistema extracción N° 2
Fuente: Autor del proyecto

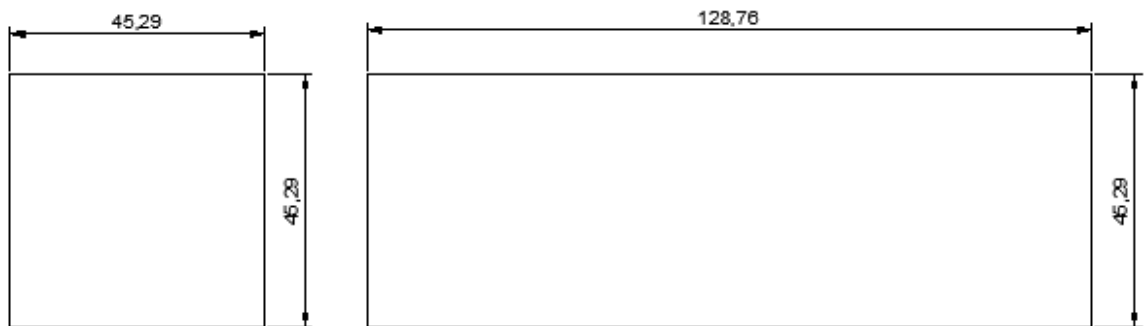
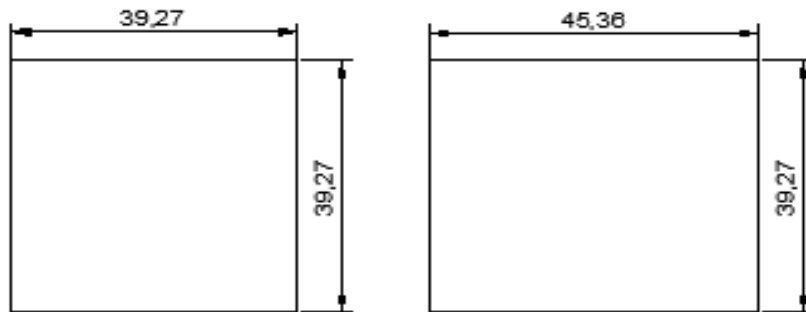
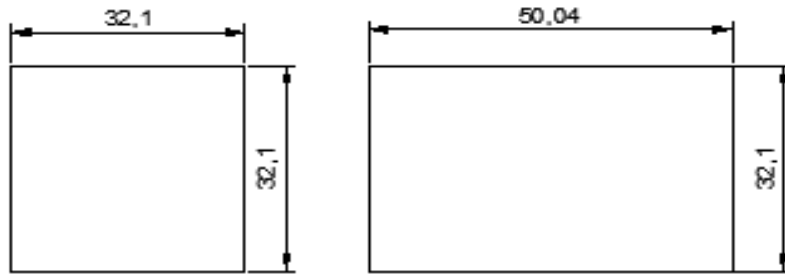


Plano 13 Codo de Ducto principal a la salida de aire caliente, vapores de grasas del sistema extracción N° 2

Fuente: Autor del proyecto



Plano 14 Ductos de ramales del sistema extracción localizada N° 2
Fuente: Autor del proyecto



Plano 15 Ductos de ducto principal del sistema extracción N° 2
Fuente: Autor del proyecto

ANEXO B

NOMOGRAMAS DE PÉRDIDA DE PRESIÓN POR FRICCIÓN EN DUCTOS.

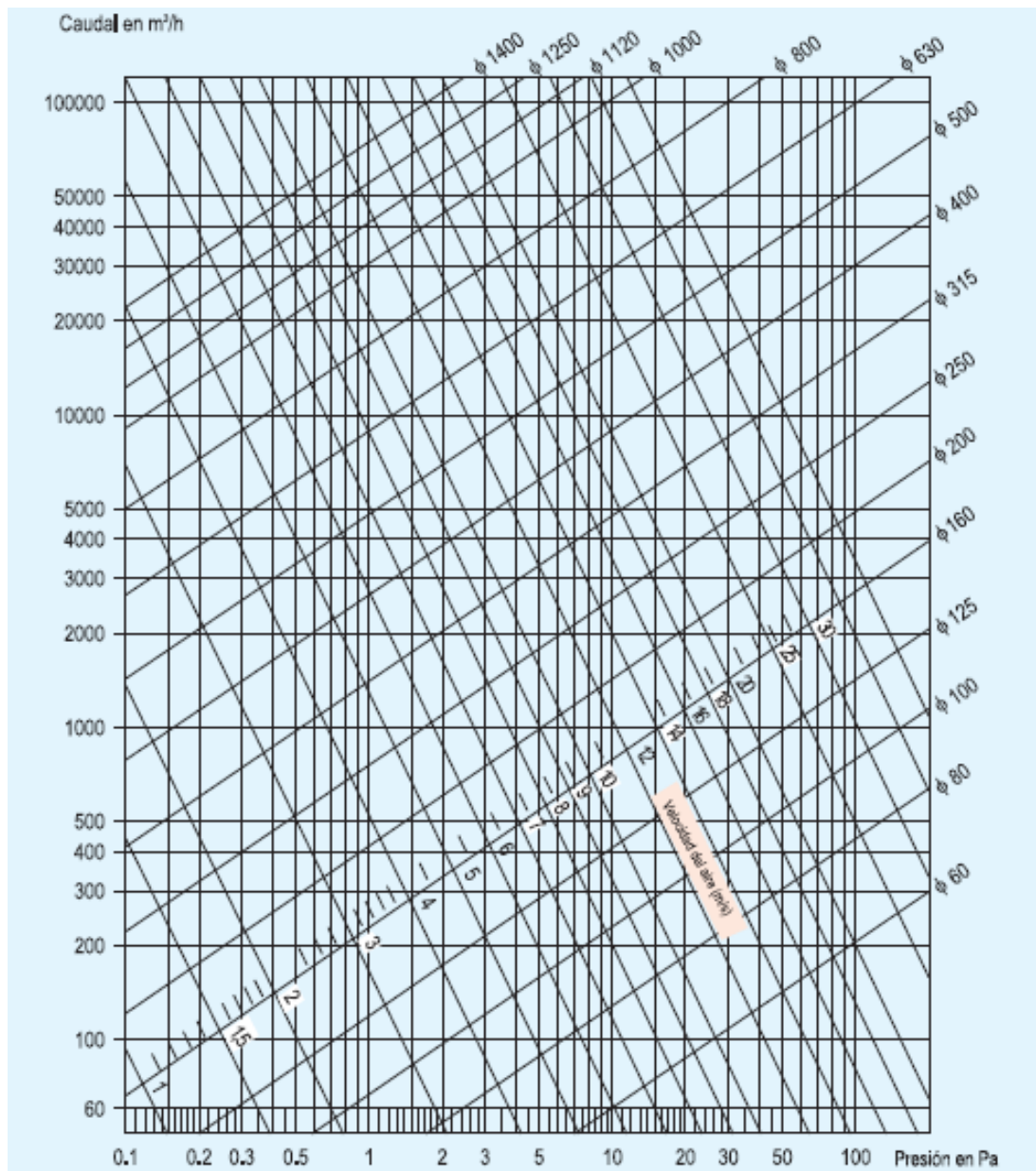


Figura 4.1 Pérdida de presión por pulgadas de agua por cada 100 ft

Fuente: (William A. Burgess, 2004)

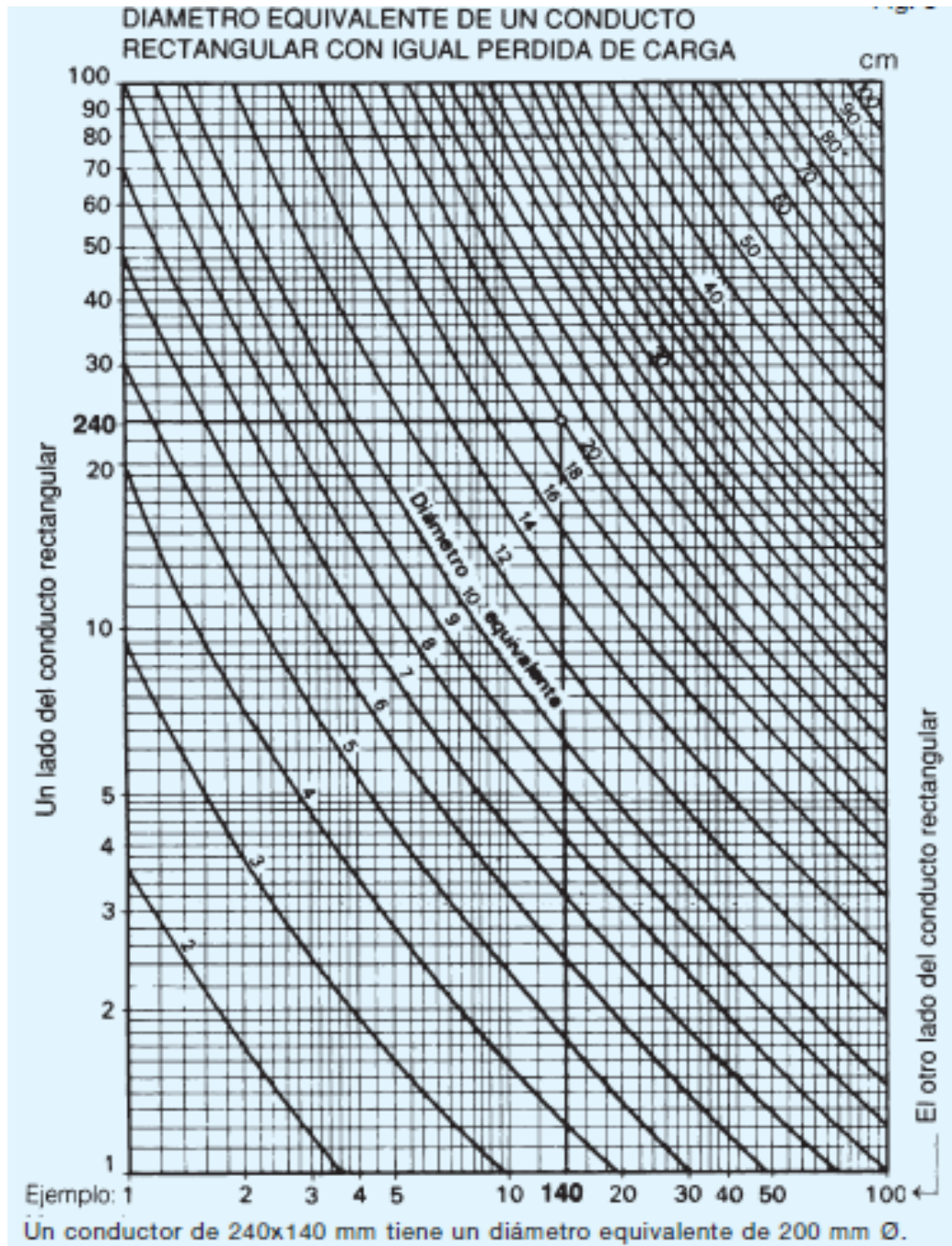


Figura 4.2 Nomograma de diámetro equivalente de un conducto rectangular con igual pérdida de carga

Fuente: (Salvador Escoda S.A, 2018)

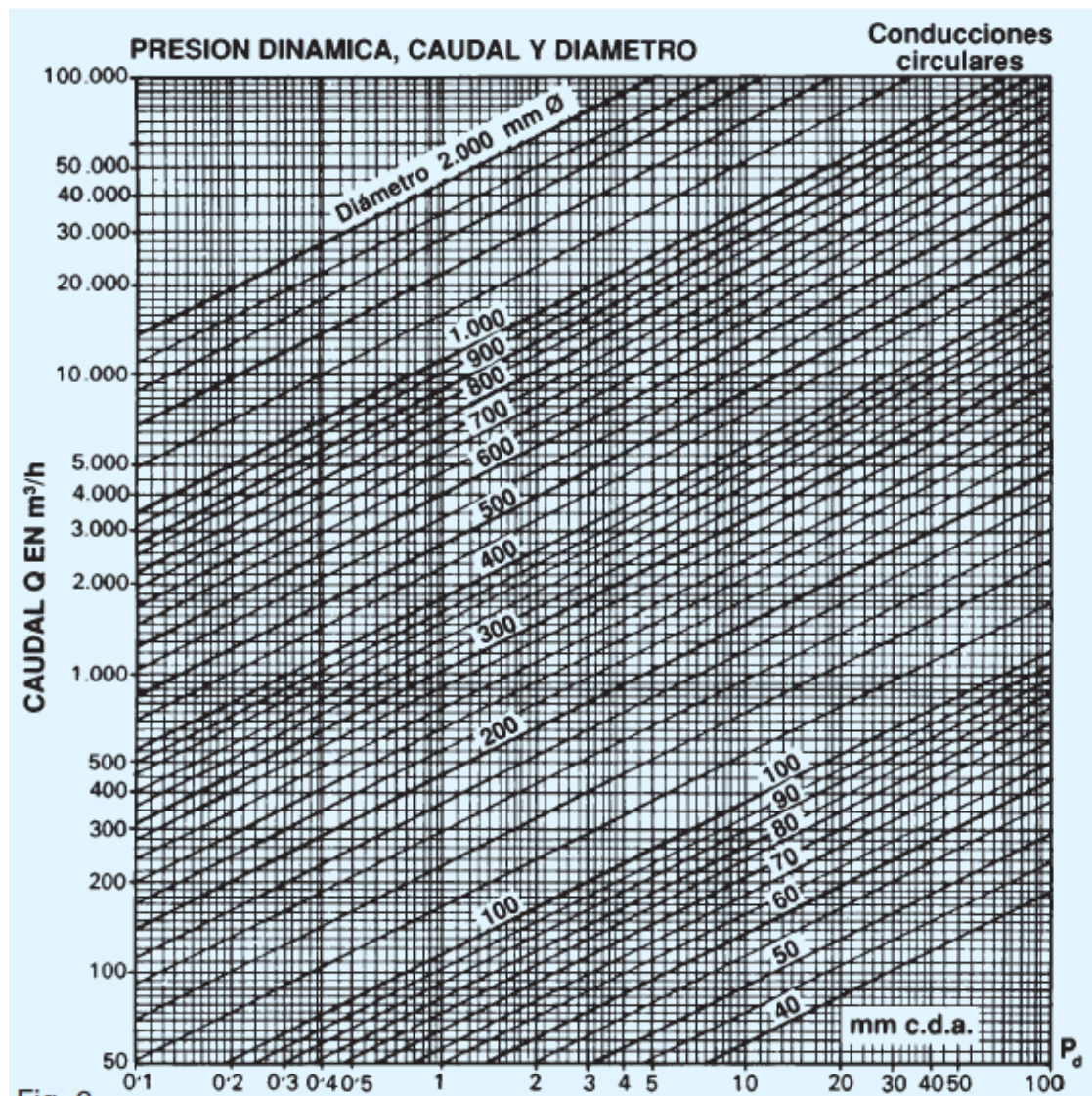


Fig. 2

Figura 4.3 Nomograma de diámetro equivalente de un conducto rectangular con igual pérdida de carga

Fuente: (Salvador Escoda S.A, 2018; Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

ANEXO C

CRITERIOS DE DISEÑO-PERDIDAS DE CARGA POR FRICCIÓN EN CAMPANAS

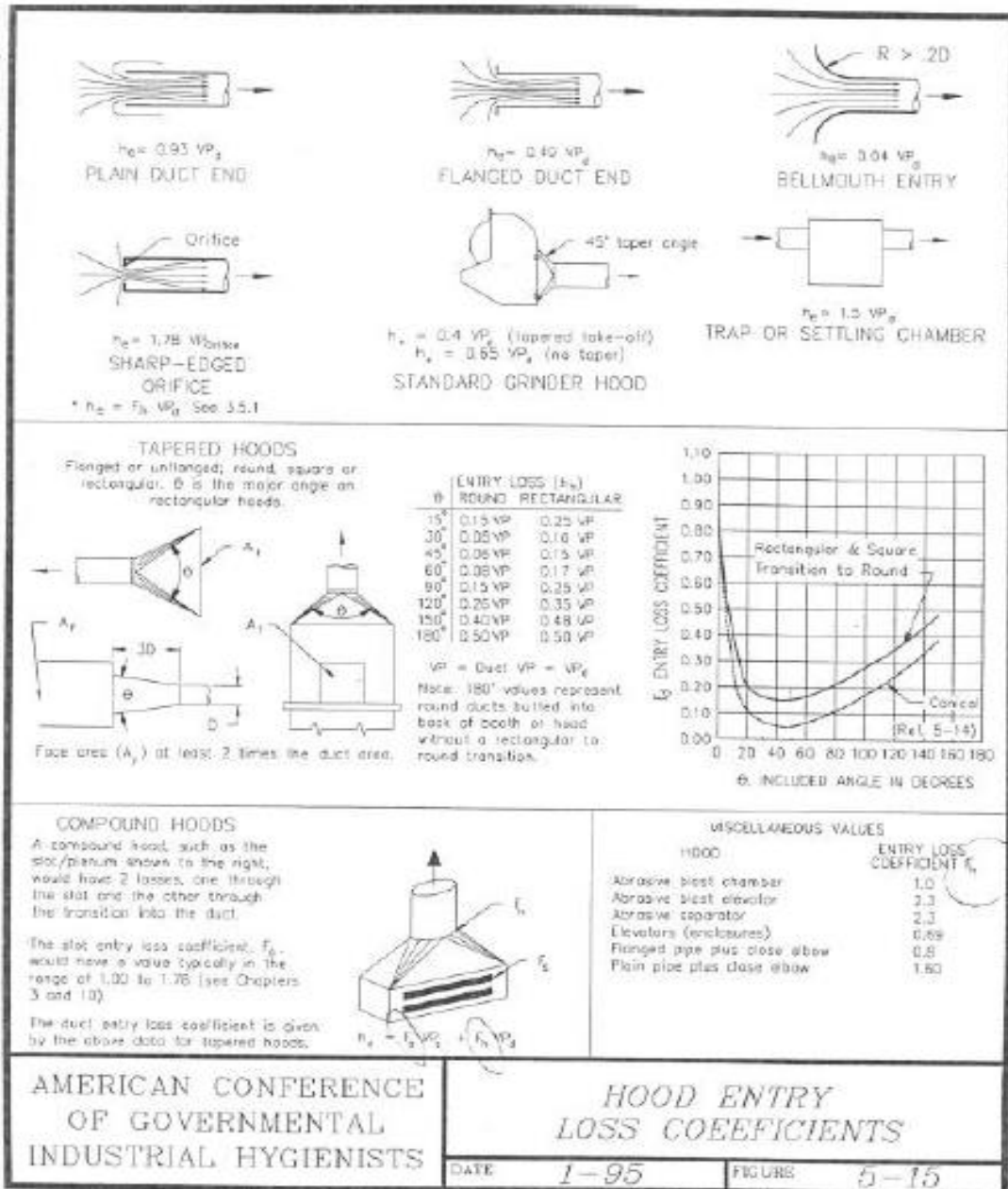


Figura 4.4 Perdidas de presión por fricción en accesorios

Fuente: (Conferencia Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

ANEXO D

PARTE DEL VENTILADOR CENTRÍFUGO Y CURVA CARACTERÍSTICA

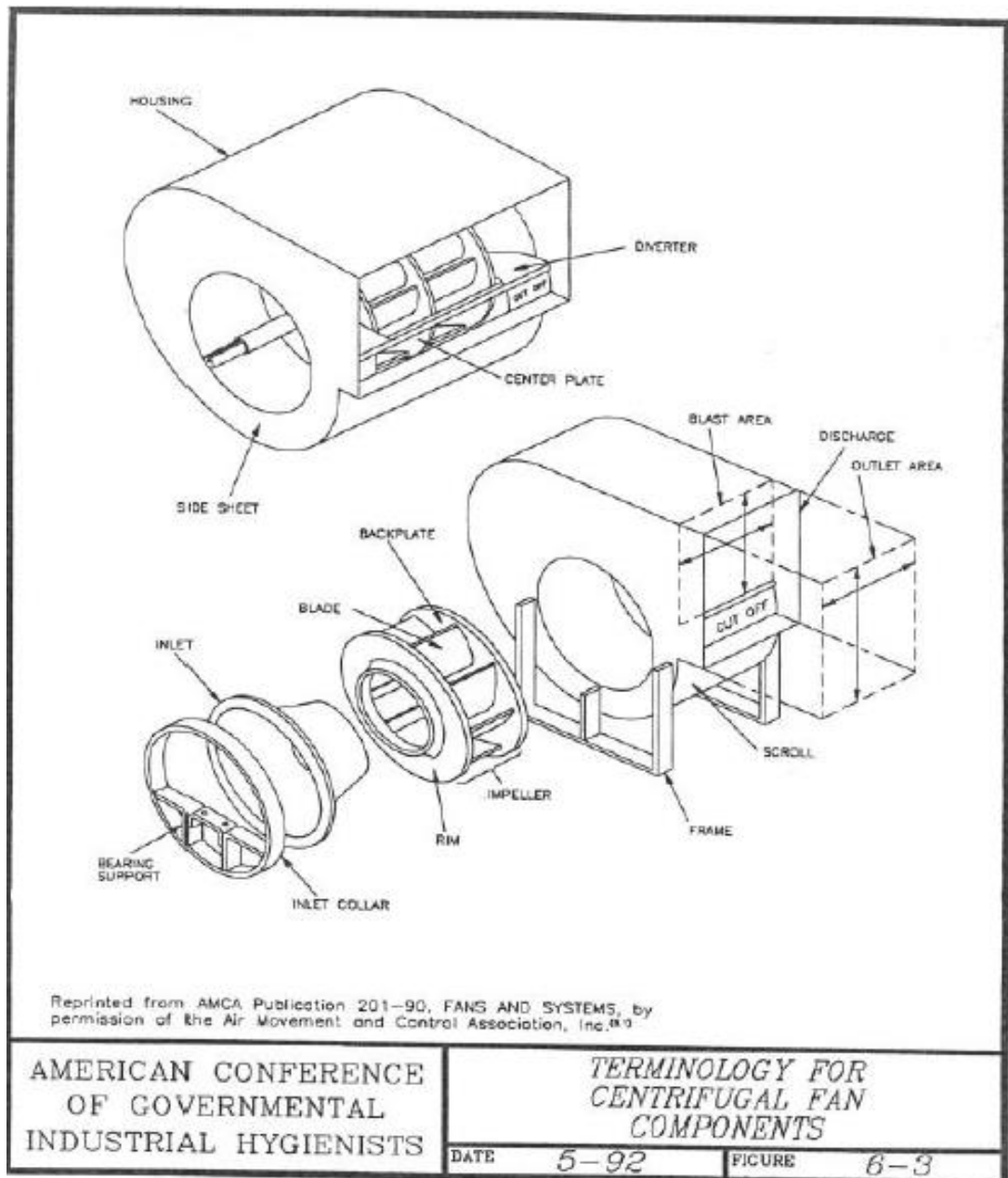


Figura 4.5 Componentes de un ventilador centrífugo

Fuente: (Confederación Americana de Higienistas Industriales Gubernamentales, 2013)

Ventiladores centrífugos

En los ventiladores centrífugos el aire ingresa en dirección paralela al eje del rotor, y la descarga se realiza perpendicular al eje, es decir que el aire cambia de dirección noventa grados (90 °).

- ✓ Ventiladores de un oído, doble oído, en línea y radiales.
- ✓ 240 a 25000 cfm.
- ✓ Acople directo y transmisión por banda y poleas.
- ✓ Para montar en pared y techos.
- ✓ Caída de presión estática hasta 5.00" ca.
- ✓ Diseño personalizado.
- ✓ Se utilizan para sistemas de aire filtrado.



Figura 4.6 Característica técnica de ventilador centrífugo con rodete de álabes rectos atrasados modelo A25-25H
Fuente: (EQUIPROIN, 2021)

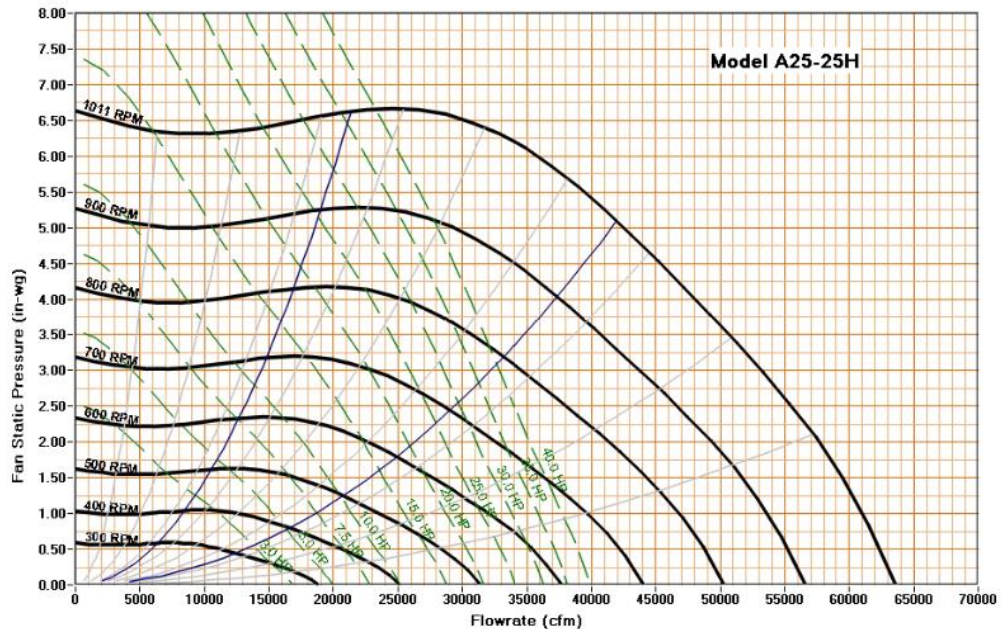



Figura 4.7 Características técnicas del ventilador centrífugo modelo A25-25H
Fuente: (EQUIPROIN, 2021)

ANEXO E.

INSTRUMENTO DE PREGUNTAS PARA LA ENTREVISTA



Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción

ENTREVISTA DIRIGIDA A LA PARTE INTERESADA, TRABAJADORES ADMINISTRATIVOS Y DE PRODUCCIÓN

Proyecto de Titulación: "Mejoramiento del confort térmico en el área de cocción mediante un sistema de extracción de aire localizada en una planta procesadora de chifle"

OBJETIVO: Establecer los lineamientos para el estudio de Pertinencia que servirá en el para el diseño del sistema de extracción de calor en el área de cocción.

Indicaciones:
Estimado/a entrevistado/a: Como parte del proceso de captación de información de fuentes primarias se ha desarrollado las siguientes preguntas que servirán para determinar la línea base de la investigación ante la problemática detectada, su aporte es de gran importancia para desarrollar la propuesta solución.
Mucho agradeceré se sirva contestar las siguientes preguntas de acuerdo a su criterio.

INTERROGANTES:

Pregunta 1
¿Cuál es el problema que genera un inadecuado confort laboral en el área de cocción?

Pregunta 2
¿Cuáles son los factores que inciden en el incremento de temperatura en el área de cocción?

Pregunta 3.
¿Considera usted al calor como un factor que influye al desarrollo normal de la producción?

Pregunta 4
¿Cree usted que los sistemas de extracción existentes en el área de cocción deben de ser modificados para una mejor captación y evacuación del calor?

Pregunta 5
¿Considera usted que con un sistema de extracción de vapores calientes por campanas de extracción mejorará el confort térmico?

Pregunta 6
¿Cree usted que, al exponerse a valores calientes, con el tiempo se generan enfermedades crónicas?

Pregunta 7
¿A parte del calor, que otro efecto fisiológico se presenta en el área de cocción?

Pregunta 8
¿El área de cocción presenta algún método de extracción de calor?

Pregunta 9
¿Si la respuesta de la pregunta 7 es afirmativa, la selección del sistema se lo realizó técnicamente?

Pregunta 10
¿Cuál es el tiempo de permanencia laboral de forma directa en las freidoras en el área de cocción?

Figura 4.8 Instrumento para la aplicación de la entrevista
Fuente: Autor del proyecto