

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE SISTEMA HVAC PARA LA
OBSERVACIÓN Y CONTROL DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE
AIRE EN RECINTOS PRESURIZADOS**

**EFRAÍN DAVID SANDOVAL MACÍAS
LINA MARCELA RODRÍGUEZ GARCÍA**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍA FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2016

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE SISTEMA HVAC PARA LA
OBSERVACIÓN Y CONTROL DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE
AIRE EN RECINTOS PRESURIZADOS**

**EFRAÍN DAVID SANDOVAL MACÍAS
LINA MARCELA RODRÍGUEZ GARCÍA**

**Trabajo de Grado para optar al título de
Ingeniero mecánico**

**Director:
Omar Armando Gélvez Arocha
Ingeniero mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍA FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2016

AGRADECIMIENTOS

A DIOS Padre que en su infinito amor y generosidad me ha regalado vida, y me acepta arrepentido a pesar de lo que soy. A DIOS Hijo que en su longánime misericordia me amó y me dio todo cuando no merecía nada. A DIOS Espíritu Santo que es y ha sido fuente de sabiduría, conocimiento y todo don espiritual.

A mi mamá Delfina Macías, que con hilos de amor ha entretejido mi vida enseñándome con dedicación y bondad, a vivir para servir y amar.

A mi papá Efraín Sandoval, que con su gran ejemplo de trabajo y esfuerzo, ha sido un gran soporte en medio de toda necesidad.

A mi familia y ancestros, por su esfuerzo, apoyo, amor, y compañía.

A mis amigos y novia, que han sido razón de buenos momentos y felicidad.

A los profesores que intervinieron en mi formación académica y profesional. A mi compañera de proyecto de grado Lina Rodríguez y al maestro Omar Gélvez.

Efraín David Sandoval Macías

Gracias a Dios por la sabiduría para tomar siempre el mejor camino, a mi mamá Emilia por el apoyo a pesar de la distancia y a mi hermano Mario por enseñarme el gran valor del trabajo bien hecho.

A mi amigo y mentor Omar Gélvez, de quien aprendí que la ingeniería y la pasión son inseparables... A quien preguntaba y si no sabía, investigaba.

A mis amigos del laboratorio de Sistemas Térmicos, a Julián desde Alemania, a Majo, Efraín, a Henry y a Don Polo, quienes siempre se rieron de mí o conmigo, ambas situaciones me hicieron feliz.

Lina Marcela Rodríguez García

TABLA DE CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN.....	18
1. OBJETIVOS	19
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	19
1.1.1 Objetivos específicos.....	19
2. ESPACIOS PRESURIZADOS	21
2.1 DEFINICIÓN DE ESPACIO PRESURIZADO	21
2.2 APLICACIONES DE ESPACIOS PRESURIZADOS	21
2.2.1 Sistema de cuartos limpios “Clean-room” y entornos controlados.....	22
2.2.2 Protección de las vías de evacuación de los edificios mediante sistemas de presurización	31
3. DISEÑO CONCEPTUAL DEL BANCO	32
3.1 REQUERIMIENTOS Y ESPECIFICACIONES DEL SISTEMA	33
3.2 CONDICIONES DE DISEÑO DEL MODELO	33
3.3 SISTEMAS Y COMPONENTES DEL BANCO	35
3.3.1 Sistema de Acondicionamiento de Aire.....	36
3.3.2 Sistema de Ventilación Mecánica	38
3.3.3 Sistema de Perturbación.....	39
3.3.4 Sistema de Control	39
4. CARACTERÍSTICAS DE LA CONSTRUCCIÓN DEL BANCO	44
4.1 JUSTIFICACIÓN DEL TAMAÑO DE LOS COMPONENTES	44
4.2 DISEÑO EN DETALLE	52

4.2.1 Sistema de acondicionamiento de aire.....	52
4.2.2 Sistema de ventilación mecánica.....	72
4.2.3 Sistema de Perturbación.....	84
4.2.4 Sistema de Monitoreo y Control.....	86
5. INTERFAZ.....	98
6. PRUEBAS Y ANÁLISIS DE LA PRESURIZACIÓN SEGÚN LOS ESCENARIOS DE CONTROL.....	104
6.1 ESCENARIO 1.....	104
6.2 ESCENARIO 2.....	110
6.3 ESCENARIO 3.....	115
6.4 ESCENARIO 4.....	118
6.5 ESCENARIO 5.....	122
6.6 ESCENARIO 6.....	124
7. CONCLUSIONES.....	127
8. RECOMENDACIONES.....	129
BIBLIOGRAFÍA.....	130
ANEXOS.....	133

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Un sistema cuarto limpio de clase 10 según U.S. Federal Standard 209E	28
Figura 2. Cabina de pintura.....	30
Figura 3. Requerimientos y especificaciones del banco a construir	33
Figura 4. Diferentes niveles de presurización en el banco construido	34
Figura 5. Sistemas que componen el banco construido	35
Figura 6. Sistema de volumen constante y temperatura variable	42
Figura 7. Control todo o nada del Sistema de Aire Acondicionado.....	42
Figura 8. Esquema general del banco.....	43
Figura 9. Componentes del sistema de Acondicionamiento de Aire	45
Figura 10. Orificios redondos de borde agudo	46
Figura 11. Arreglo "Stall Control" en ramal.....	47
Figura 12. Tubería flexible corrugada y ducto flexible de aluminio	47
Figura 13. Puerta con accesorio deslizable.....	48
Figura 14. Bombillas incandescentes al interior del banco	49
Figura 15. Elementos de control	50
Figura 16. Diseño PCB de circuitos impresos	50
Figura 17. Sensores de medición SDP610-25PA y LM35	51
Figura 18. Características del modelo construido y fuentes de carga interna.....	55
Figura 19. Distribución de la radiación de una bombilla que incide sobre una pared de acrílico	56
Figura 20. Ciclo de evolución del aire en diagrama psicrométrico.....	60
Figura 21. Esquema simplificado de flujos de aire en el sistema construido	61
Figura 22. Temperatura de rocío del aparato en carta psicrométrica	64
Figura 23. Características geométricas del evaporador modificado	67

Figura 24. Flujo másico de R-134a a través de tubo capilar (Tubo capilar DI es 0.86 mm y longitud de 3300 mm).....	71
Figura 25. Factor de corrección de flujo para R-134a	71
Figura 26. Balance de flujo másico de aire en el volumen de control del recinto..	73
Figura 27. Trazado de ductos para los diferentes niveles de presión en el modelo construido	76
Figura 28. Escenario 2.....	86
Figura 29. Procedimiento para obtener curva característica de un ventilador	87
Figura 30. Elementos de medida: Caudal y diferencial de presión	87
Figura 31. Curva característica ventiladores centrífugos.....	88
Figura 32. Diagrama de lazo cerrado de control del diferencial de presión	91
Figura 33. Curva de respuesta del sistema al escalón	93
Figura 34. Curva de respuesta al escalón: Escenario 3	94
Figura 35. Diagrama de lazo cerrado de control de la temperatura	96
Figura 36. Adquisición de datos	98
Figura 37. Envío de señales de control	99
Figura 38. Conexión del control realizado por la tarjeta Arduino sobre los ventiladores y el relé de estado sólido	99
Figura 39. Interfaz.....	100
Figura 40. Selección de puertos COM	101
Figura 41. Selección de escenario	101
Figura 42. Mensaje emergente	101
Figura 43. Visualización de presiones diferenciales por niveles	102
Figura 44. Gráficas Presión vs Tiempo para cada nivel	102
Figura 45. Caudales para cada ventilador.....	103
Figura 46. Temperaturas por nivel	103
Figura 47. Configuración escenario 1.....	104
Figura 48. Evolución de la presurización.....	105
Figura 49. Flujos para presurización de un local	105
Figura 50. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 1	107

Figura 51. Control de la temperatura.....	108
Figura 52. Configuración escenario 2.....	110
Figura 53. Esquema de flujos	110
Figura 54. Plenum presurizado y sin presurizar con cambio de carga térmica ...	111
Figura 55. Curva resistiva del sistema para nivel de 20 Pa	111
Figura 56. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 2	112
Figura 57. Influencia del aumento de carga térmica sobre la temperatura, presión y caudal de impulsión para el nivel de 20 Pa.	113
Figura 58. Configuración escenario 3.....	115
Figura 59. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 3	116
Figura 60. Configuración escenario 4.....	118
Figura 61. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 4	118
Figura 62. Influencia del aumento de carga térmica sobre la temperatura, presión y caudal de impulsión para el nivel de 20 Pa: Escenario 4.....	120
Figura 63. Configuración escenario 5.....	122
Figura 64. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 5	123
Figura 65. Configuración escenario 6.....	124
Figura 66. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 6	125

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Requerimientos de presurización	22
Tabla 2. Clasificación de la limpieza del aire en las salas limpias de acuerdo a la norma ISO 14644-1.	24
Tabla 3. Clasificación general de los Sistemas de Aire Acondicionado	37
Tabla 4. Componentes de un sistema de Ventilación Mecánica	38
Tabla 5. Métodos de control para presión y temperatura.....	41
Tabla 6. Especificación de los componentes del sistema de Acondicionamiento de Aire.....	44
Tabla 7. Características de los ventiladores usados.....	48
Tabla 8. Especificación de los elementos del sistema de control.....	51
Tabla 9. Ecuaciones para estimación de carga térmica.....	53
Tabla 10. Total de cargas sensibles internas y cargas por ventilación del edificio original.....	54
Tabla 11. Ecuaciones para luces incandescentes al interior del modelo	57
Tabla 12. Total de cargas sensibles internas y cargas por ventilación del modelo construido	59
Tabla 13. Resultados de la psicrometría del aire para cada nivel presurizado.....	65
Tabla 14. Valores de calor total, sensible y latente a retirar por el serpentín.	70
Tabla 15. Red de impulsión balanceada.....	83
Tabla 16. Red de retorno balanceada	83
Tabla 17. Escenarios de control	85
Tabla 18. Datos obtenidos para ventiladores centrifugos: (a) Ventilador Impulsión 20 Pa, (b) Ventilador Impulsión 12,5 Pa, (c) Ventiladores de Retorno 12,5 Pa y 20 Pa.....	89
Tabla 19. Cálculo de constantes según el tipo de controlador.....	93

Tabla 20. Constantes PI para cada ventilador según cada escenario	95
Tabla 21. Descripción de flujos volumétricos: Escenario 1	106
Tabla 22. Presurización sin caídas de presión temporales	109
Tabla 23. Presurización con caídas de presión temporales	109
Tabla 25. Presurización sin caídas de presión temporales: escenario 2.....	114
Tabla 26. Descripción de flujos volumétricos: Escenario 3	116
Tabla 27. Presurización sin caídas de presión temporales: escenario 3.....	117
Tabla 28. Exceso de consumo de los ventiladores	117
Tabla 29. Descripción de flujos volumétricos: Escenario 4	119
Tabla 30. Presurización sin caídas de presión temporales: escenario 4.....	121
Tabla 31. Descripción de flujos volumétricos: Escenario 5	123
Tabla 32. Presurización sin caídas de presión temporales: escenario 5.....	124
Tabla 33. Descripción de flujos volumétricos: Escenario 6	126

LISTA DE ANEXOS

Pág.

ANEXO A. RESULTADOS ESTIMACIÓN DE CARGA TÉRMICA PARA EDIFICIO ORIGINAL	134
ANEXO B. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA ADAPTAR EL TAMAÑO DEL EVAPORADOR	141
ANEXO C. COEFICIENTES DE PÉRDIDAS POR ACCESORIOS CB	151
ANEXO D. CAÍDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DE BANCOS DE TUBOS	153

RESUMEN

TÍTULO: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MODELO DE SISTEMA HVAC PARA LA OBSERVACIÓN Y CONTROL DE SISTEMAS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE EN RECINTOS PRESURIZADOS”

AUTORES: LINA MARCELA RODRÍGUEZ GARCÍA Y EFRAÍN DAVID SANDOVAL MACÍAS**

PALABRAS CLAVES: Presurización, Sistema HVAC, Control PI, Control ON-OFF, Perturbación, Señal PWM, Carga térmica, Temperatura.

DESCRIPCIÓN:

Este documento contiene el proceso de diseño y construcción de un modelo de sistema HVAC en recintos presurizados, que servirá como banco instructivo para la observación y control de sistemas de acondicionamiento de aire de este tipo. El principal objetivo es proporcionar a la industria un instrumento que mejore su función de diseño y simulación de sistemas reales.

El modelo construido consta de cuatro subsistemas principales: acondicionamiento de aire, ventilación mecánica, perturbaciones y monitoreo y control. En cada uno de ellos se encuentran procesos tales como estimación de la carga térmica de un local, selección de equipo acondicionador, estimación de la capacidad de enfriamiento de un serpentín, selección de tubo capilar como dispositivo de control de flujo, diseño de ductos por método de pérdida de carga constante, selección de ventiladores, determinación de punto de operación de un ventilador, lectura de sensores de presión con protocolo i2c, lectura de sensores de temperatura analógicos, control PI con señal PWM sobre las revoluciones del ventilador, control ON-OFF sobre el compresor del sistema de enfriamiento. Todo lo anterior garantiza en conjunto la presurización de un local a dos niveles, además de lograr una temperatura de confort al interior del modelo.

Mediante escenarios de control, que indican un orden de perturbaciones mecánicas a través de apertura aleatoria de aberturas funcionales (puertas), así como perturbaciones térmicas por aumento de carga térmica al interior del modelo, se ejercerá una acción de control sobre los elementos de retorno de aire y el sistema de encendido-apagado del compresor para garantizar un nivel de presurización especificado, así como una temperatura de confort.

* Trabajo de grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, DIRECTOR: OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA

ABSTRACT

TITLE: “CONSTRUCTION AND DESIGN OF A MODEL OF AN HVAC SYSTEM TO OBSERVE AND CONTROL AIR CONDITIONING’S SYSTEMS IN PRESSURIZED ENCLOSURES”

AUTHORS: LINA MARCELA RODRÍGUEZ GARCÍA AND EFRAÍN DAVID SANDOVAL MACÍAS**

KEYWORDS: Pressurization, HVAC System, PID Control, ON-OFF Control, Disturbance, PWM signal, Thermal Load, Temperature.

DESCRIPTION:

This document contains the design and construction's process of an HVAC system's model in pressurized enclosures, which will serve as an instructive bank for the observation and control of air conditioning systems of this type. The main goal is to provide for the industry, an instrument to improve its function design and simulation of real systems.

The constructed model comprises four main subsystems: air conditioning, mechanical ventilation, disturbances and control and monitoring. In each of them there are processes such as: the estimation of the thermal load of a local, selection of conditioning equipment, estimation of the cooling capacity of a coil, selection of capillary tube as device flow control, design of ducts by method loss constant load, fan selection, determination of a fan operating point, reading pressure sensor with i2c protocol, reading analog temperature sensors, PI Control with PWM signal for fan speed, ON-OFF Control on the compressor cooling system. All this together ensures the local's pressurization at two levels, in addition to achieving a comfortable temperature inside the model.

Through control-settings; which indicate an order of mechanical disturbances through random opening of functional openings (doors), as well as thermic disturbances by increasing the thermal load into the model, a control action will be exercised on the elements of air return and on-off system compressor to ensure a specified level of pressurization and a comfortable temperature.

* Work Project

** Physical Faculty of Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering, DIRECTOR: OMAR ARMANDO GELVEZ AROCHA

INTRODUCCIÓN

En algunas aplicaciones industriales, tales como cuartos de control eléctrico, cuartos de pintura por aspersión, salas de cirugía y salas con equipo eléctrico de alta tensión, es necesaria la implementación de sistemas que permitan condiciones de temperatura adecuada y niveles de presurización, a fin de esterilizar ambientes y facilitar la salida de agentes corrosivos y sustancias mecánica o químicamente activas.

La instalación de sistemas HVAC en recintos presurizados es una actividad bastante común entre las empresas dedicadas al diseño e instalación de Aire Acondicionado a gran escala. En busca de una mejor instrucción del personal a cargo, se busca contribuir a la industria con un modelo físico, basado en una instalación real, que logre una completa conceptualización de las características constructivas y operacionales de dichos sistemas a quienes interactúen con él.

Dicho modelo presenta un entorno didáctico mediante el cual se llegan a comprender temáticas complejas como la presurización de espacios por flujo diferencial, diseño de conductos mediante método de pérdida de carga constante, selección de equipo acondicionador según carga térmica a retirar, psicrometría del aire, control de flujo de aire y temperatura, entre otros.

Este trabajo resume los diferentes subsistemas que conforman un sistema de Aire Acondicionado en recintos presurizados, interactuando todos ellos con un sistema de control y monitoreo, a través de una interfaz gráfica en LabView, buscando garantizar el confort al interior del recinto, en términos de presión y temperatura. Al final, se tendrá un modelo construido, el cual será perturbado mecánica y/o térmicamente, logrando llegar a condiciones establecidas por requisitos de presurización y confort recomendados en la literatura consultada.

1. OBJETIVOS

1.1 OBJETIVO GENERAL

Contribuir con el cumplimiento de la misión de la Universidad Industrial de Santander que propende por la formación de personas de alta calidad ética y profesional, mediante el diseño de herramientas que permitan tanto a la academia como a la industria del Aire Acondicionado y Refrigeración, tener mejores instrumentos para su función de diseño y simulación de sistemas reales.

1.1.1 Objetivos específicos

- ❖ Diseño y construcción de un modelo de sistema HVAC para la observación y control de sistemas de acondicionamiento de aire en recintos presurizados.

Para lo cual se deberá:

- Diseñar la estructura de un recinto con medidas de 100 cm x 100 cm, con 2 plantas de 20 cm de altura cada una, que cuente con particiones para configurar 2 zonas de diferente nivel de presión (20 Pa y 12,5 Pa sobre la presión atmosférica), donde la zona de alta presión está en paralelo con la zona de presión media. Se debe tener la posibilidad de establecer estados de fugas por la apertura aleatoria o simultanea de aberturas funcionales (puertas y rendijas) que comunican los espacios.
- ❖ Disponer de un sistema de distribución de aire, que cuente con:
 - Sistema de acondicionamiento de aire, a fin de remover una carga térmica correspondiente al calor emitido por 8 bombillas incandescentes de 10 W y recrear una situación real de confort, donde se simule un sistema de reposición

de aire ambiente que se mezcle con el aire recirculado, a fin de suplir la masa de aire perdida por fugas.

- Una caja Plénum al que se conecta un sistema de ductos para suministro de aire individual a las diferentes zonas de presión, con una configuración en paralelo.

- ❖ Sistema de control automático, para lo cual se deberá:
 - Diseñar un sistema de control PI para garantizar los niveles de presión en cada una de las zonas, regulando el flujo másico de aire suministrado a cada una de ellas, desde el Plénum.

 - Diseñar un sistema de control ON-OFF que garantice una temperatura de confort de 24°C en el interior de los recintos presurizados.

 - Monitoreo del flujo másico de aire a la entrada y la salida de cada una de las zonas presurizadas, a fin de observar el cambio respecto la presencia de fugas (perturbaciones).

 - Realizar pruebas en diferentes escenarios* para garantizar la operatividad del sistema determinada a través de la medición de las variables: temperatura, presión y flujo volumétrico de aire.

* Escenarios relacionados a los estados de fugas propuestos por los autores: apertura aleatoria o simultánea de aberturas funcionales (puertas) con influencia de orificios invisibles (rendijas e intersticios en techos y suelos) que comunican los espacios.

2. ESPACIOS PRESURIZADOS

2.1 DEFINICIÓN DE ESPACIO PRESURIZADO

Un espacio presurizado es aquel donde un proceso físico mantiene un diferencial de presión estática entre el aire de dicho espacio y el de sus alrededores, ya sea aire exterior a presión atmosférica o aire en recintos adyacentes.

La presurización de un espacio tiene por objeto garantizar un nivel de calidad de aire y un control de las condiciones ambiente al interior de un recinto, al mantener presiones ligeramente superiores a la atmosférica, así, agentes externos no ingresarán.

Los niveles de presurización recomendados no deben ser demasiado elevados, pues esto generaría una dificultad a la hora de abrir o cerrar puertas en el recinto, así como dificultades físicas en las personas que ocupan el espacio.

2.2 APLICACIONES DE ESPACIOS PRESURIZADOS

El concepto de espacio presurizado se aplica donde es vital mantener zonas libres de agentes mecánica, biológica o químicamente activos, convirtiéndose en espacios aislados para proteger un determinado producto, personal o ambiente, o una combinación de estos aspectos. A continuación se listan dichas aplicaciones:

- ❖ Sistema de cuartos limpios “Clean-room” y entornos controlados.
 - *Industria de la salud*
 - *Industria minera*
 - *Industria electrónica y otras aplicaciones*
- ❖ Protección de las vías de evacuación de los edificios mediante sistemas de presurización.

2.2.1 Sistema de cuartos limpios “Clean-room” y entornos controlados Un cuarto limpio (Clean-room System CRS) es un espacio libre de agentes biológicos, físicos y químicos que pueden resultar nocivos para personas, procedimientos o procesos productivos¹.

Para lograr un ambiente interior estrictamente controlado, se deben cumplir requerimientos relacionados con los siguientes factores:

- Presurización
- Confort: Temperatura y humedad
- Flujo de aire
- Filtración

A continuación se explicará en detalle cada uno de ellos.

- **Requerimientos de presurización**

Un cuarto limpio siempre mantiene una presión más alta que la de sus alrededores menos limpios, para minimizar la infiltración de contaminantes del aire. A continuación se muestran las presiones diferenciales comúnmente usadas en estos espacios:

Tabla 1. Requerimientos de presurización

	Presión diferencial, Pulg. c.a (Pa)
Entre cuartos limpios y cuartos no limpios	0.05 (12.5)
Entre cuartos limpios y cuartos menos limpios	0.02-0.03 (5-7.5)

Fuente: WANG, Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration Second Edition. Clean-Room Systems. Ediciones McGraw-Hill, 2000. ISBN 0-07-068167-8

¹ MUNDO HVAC&R. Áreas Clasificadas: Elementos para Ambientes Exigentes [En línea]. <<https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2010/06/areas-clasificadas-elementos-para-ambientes-exigentes-2/>> [Citado en 18 de mayo de 2016]

La precisión del control de presión está típicamente entre +/- 0,01 y +/- 0,03 Pulg. c.a (+/- 2,5 y +/- 7,5 Pa).

Por una puerta o abertura entre dos cuartos limpios de diferentes requisitos de limpieza, la velocidad mínima debe estar en el intervalo de 15 a 50 ft/min (0,07 a 0,25 m/s) (cuando la puerta o las otras aberturas se mantienen abiertas).

- **Requerimientos de confort: temperatura y humedad**

Siguiendo los estrictos requerimientos de un cuarto limpio, se debe mantener una temperatura entre 66 y 68°F (18.9 y 20°C) (Esto a causa de los trajes pesados usados por el personal dentro de dichos espacios). En cuartos clase 10000 o clase 100000, donde la vestimenta es menos restrictiva, la temperatura adecuada se alcanza entre los 70 a 72°F (21.1 a 22.2°C).

Se tiene una tolerancia de +/- 2°F (1.1°C) para satisfacer los requisitos de confort térmico.

La humedad relativa adecuada para los cuartos limpios, es usualmente controlada en 45 +/-5%.

- **Requerimientos de flujo de aire**

Entre más alto sea el nivel de limpieza de un cuarto, mayor es la exigencia en el diseño del flujo de aire filtrado. Un valor de 90 fpm (0.46 m/s) +/-20% ha sido utilizado para especificar los cambios de aire por hora (ACH) en las zonas más limpias.

Dependiendo del equipo al interior de la habitación y el tipo de actividad, se pueden tener especificaciones aceptables de ACH en rangos de los 70 a 100 fpm (0.35 a 0.51 m/s) +/- 20%.

- **Requerimientos de filtración**

Para cuartos limpios de alta exigencia, se utilizan filtros ULPA con eficiencia de 99,9995% en partículas de 0,12 micrones. Para cuartos limpios industriales, por

ejemplo en la industria farmacéutica, se usan filtros HEPA con efectividad del 99,97% en partículas de 0,3 micrones.

La norma ISO 14644-1 muestra la clasificación de limpieza del aire en cuartos limpios y otros entornos controlados. Dicha clasificación solo toma en cuenta la concentración de partículas en suspensión al interior del recinto (Ver tabla 2).

Tabla 2. Clasificación de la limpieza del aire en las salas limpias de acuerdo a la norma ISO 14644-1.

Número de partículas por metro cúbico por tamaño en micrómetros						
	0.1 um	0.2 um	0.3 um	0.5 um	1 um	5 um
ISO 1	10	2				
ISO 2	100	24	10	4		
ISO 3	1000	237	102	35	8	
ISO 4	10000	2370	1020	352	83	
ISO 5	100000	23700	10200	3520	832	29
ISO 6	1000000	237000	102000	35200	8320	293
ISO 7				352000	83200	2930
ISO 8				3520000	832000	29300
ISO 9				35200000	8320000	2

Fuente: CAMFIL, Clean Air Solutions. La filtración. Especificaciones Industriales. Norma ISO 14644-1. Disponible en: <http://www.camfil.es/La-filtracion/Especificaciones-industriales/Norma-ISO-14644-1/>

2.2.1.1 Componentes de un sistema de cuarto limpio Un sistema de cuarto limpio como el mostrado en la figura 1, consta de los siguientes subsistemas, con sus respectivos componentes:

- ❖ Subsistema de acondicionamiento térmico
 - *Unidad Manejadora de Aire (MAU).*
- ❖ Subsistema de distribución de aire
 - *Unidad de Recirculación de Aire (RAU).*
 - *Red de conductos*
 - *Ventiladores*
 - *Filtros ULPA y Flujo de Aire Unidireccional.*
- ❖ Subsistema de control
 - *Control de presión*
 - *Control de temperatura y humedad.*

A continuación se explicará en detalle cada uno de ellos.

Subsistema de acondicionamiento térmico

- **Unidad Manejadora de Aire (MAU).**

La función de una MAU es suplir de aire exterior el cuarto limpio, para reponer el aire extraído y mantener niveles de presurización en el espacio. En la MAU, el aire se acondiciona y se realiza control de humedad por procesos de enfriamiento y deshumidificación, o calentamiento y humidificación. Los componentes de una MAU son los siguientes:

- ✓ Dámper de aire exterior
- ✓ Prefiltro
- ✓ Precalentador
- ✓ Chiller enfriado por agua
- ✓ Ventilador centrífugo para aire de reposición
- ✓ Filtro HEPA
- ✓ Humidificador, lo más usado es un humidificador de vapor
- ✓ Dámper Shutoff MAU

Subsistema de distribución de aire

- **Unidad de Recirculación de Aire (RAU).**

La Unidad de Recirculación de Aire (RAU) tiene como función recircular el aire en el espacio, para posteriormente filtrarlo, enfriarlo y presurizar la mezcla de aire (recirculado + aire de reposición MAU), forzando finalmente la mezcla a fluir a través de los filtros ULPA, para llegar al área limpia de trabajo.

Una RAU consta de los siguientes componentes:

- ✓ Caja de mezcla donde se combinan el aire recirculado y el de reposición de la MAU.
- ✓ Prefiltro
- ✓ Chiller enfriado por agua
- ✓ Ventilador de recirculación
- ✓ Dámpers de aire de reposición y recirculación
- ✓ Atenuadores de sonido, localizados antes del ventilador de entrada y después del ventilador de salida

- **Red de conductos**

Los conductos de ventilación en la impulsión son los encargados de llevar el aire tratado en la MAU hasta el recinto, para lograr condiciones específicas de temperatura y humedad al interior, además de entregar un flujo de aire adicional que garantiza niveles de presurización adecuados.

Los conductos de retorno recirculan la cantidad de aire necesaria para mantener condiciones de confort establecidas. Si la presión positiva al interior aumenta en gran valor, los ductos de extracción aliviarán el exceso de aire.

- **Ventiladores**

Los ventiladores, ya sean centrífugos o de hélice, son los encargados de mover flujo de aire recirculado hasta la caja de mezcla de la RAU, así como aire de reposición

desde el exterior hasta la MAU. Existen también ventiladores que impulsan aire tratado a través de los conductos hasta el interior del recinto, garantizando confort en relación a la temperatura, humedad y presurización.

- **Filtros ULPA y Flujo de Aire Unidireccional.**

La función de los filtros ULPA es proporcionar aire ultra limpio al recinto. Para obtener una distribución uniforme y unidireccional del flujo, se opta ya sea por un plénum presurizado o por conducto de filtros ULPA.

Subsistema de control

- **Control de presión**

En la figura 1, P1 es un sensor de presión diferencial entre el cuarto limpio y sus alrededores no limpios. Siguiendo los requisitos de presurización, dicho diferencial se mantiene alrededor de los 0.05 Pulg. m.c (12.5 Pa), previniendo que ingresen contaminantes al recinto.

De acuerdo con la señal de P1, el controlador DDC (Direct Digital Control) modula la apertura de los dámpers para permitir entrada de aire a la caja de mezcla, desde la MAU y desde el cuarto limpio (aire recirculado). Se presentan los siguientes escenarios:

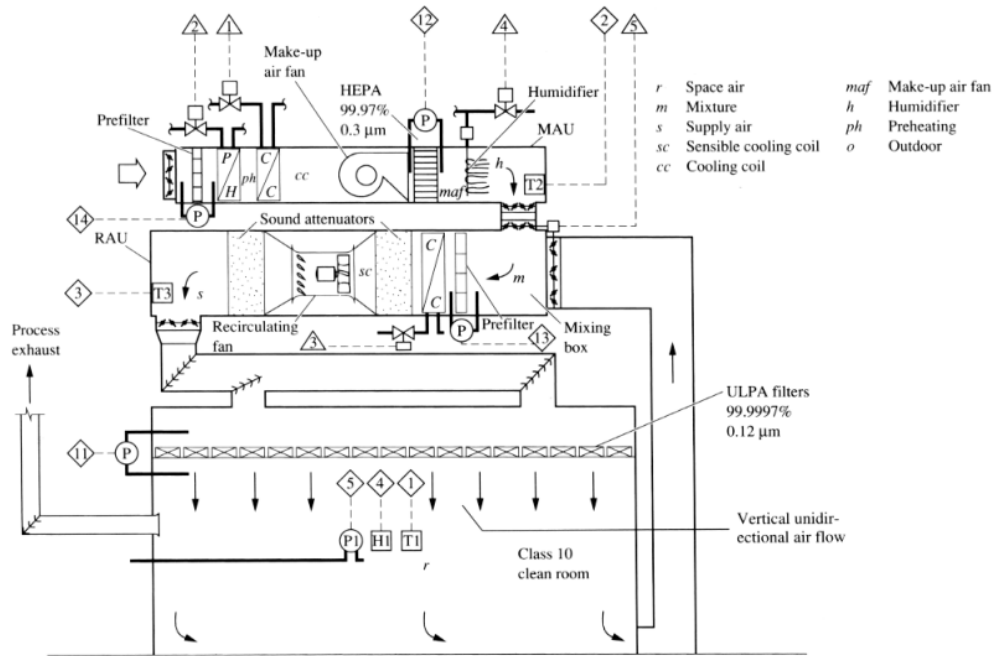
- ✓ Cuando hay un incremento en la entrada de aire desde la MAU, y un decremento del aire recirculado en la caja de mezcla de la RAU, la presión diferencial en el recinto tiende a subir.
- ✓ Cuando se incrementa el aire recirculado, pero el proveniente de la MAU decrece en la caja de mezcla de la RAU, la presión diferencial en el recinto tiende a bajar.

El suministro de aire de reposición desde la MAU es equilibrado por la extracción y por el aire exfiltrado en puertas y orificios, debido a la diferencia de presión entre el cuarto y sus alrededores.

- **Control de temperatura y humedad.**

El sistema mostrado no está exento de perturbaciones térmicas e higrométricas, los sensores H1 y T1 mostrados en la figura 1, envían señales de control a la unidad manejadora MAU, de tal forma que se garantice una temperatura y una humedad con procesos de enfriamiento y deshumidificación, o calentamiento y humidificación.

Figura 1. Un sistema cuarto limpio de clase 10 según U.S. Federal Standard 209E



Fuente: WANG, Shan K. Handbook of air conditioning and refrigeration Second Edition. Clean-Room Systems. Ediciones McGraw-Hill, 2000. ISBN 0-07-068167-8

2.2.1.2 Industrias donde se implementan cuartos limpios Son muchas las industrias que implementan laboratorios y cuartos limpios, pues los productos que allí se fabrican o la actividad humana que allí se desarrolla, requieren de un estricto control de contaminantes. A continuación se listan las principales:

- ❖ Industria de la salud
- ❖ Industria minera
- ❖ Industria electrónica y otras aplicaciones

Enseguida se explicará en detalle cada una de ellas.

Industria de la salud

Existen en el ambiente una gran cantidad de elementos que en condiciones normales, puede que no presenten ningún tipo de problema, pero en casos especiales, se convierten en agentes causantes de enfermedades o intoxicación para personas.

En la industria de la salud, la presurización es una técnica de ventilación muy común a la hora de controlar enfermedades infecciosas: Por ejemplo, un paciente con deficiencia inmunológica es aislado en un cuarto a presión elevada, la cual garantice un flujo de aire hacia afuera, que evacúe agentes patógenos y contaminantes que puedan afectar al individuo desde el exterior. Por el contrario, si el paciente tiene una enfermedad infecciosa, este será aislado en un recinto a presión negativa, previniendo que la infección salga y se extienda a otros pacientes.

Se puede mencionar también la presión positiva de los quirófanos, que evita entrada de agentes patógenos en heridas abiertas. El flujo de aire en este tipo de recintos, es de carácter no unidireccional, donde el aire retornado juega un papel importante para mantener la superficie de trabajo libre de partículas contaminantes.

Industria minera

La presión positiva es usada en ambientes mineros, para mantener partículas y contaminantes gaseosos lejos de un ambiente controlado, lo que crea una barrera protectora entre el interior y los alrededores no limpios.

El aire exterior es contaminado con polvos o humos generados en procesos productivos contiguos, o simplemente puede contener un exceso de humedad ambiental. Si dicho aire se filtra a un interior, donde existen oficinas con servidores en operación, laboratorios, equipo mecánico o eléctrico crítico, estos sufrirán averías por operar en una condición ambiente cargada de partículas mecánica o químicamente activas.

De igual manera, existen plantas donde se procesan minerales tóxicos, haciéndose necesaria la aplicación de una presión negativa, para prevenir contaminación cruzada con un producto de otra zona. Cabe resaltar que para prevenir contaminación cruzada y mantener la calidad del aire interior, ya sea con presurización negativa o positiva, es indispensable un sistema de filtrado.

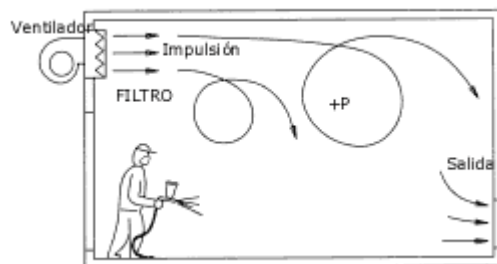
Industria electrónica y otras aplicaciones

La manufactura de semiconductores, discos, pantallas, incluyendo la investigación y desarrollo de nuevos productos, es un proceso complejo, pues dichos productos son muy susceptibles a sufrir contaminación desde el ambiente circundante. Una presión por encima de la presión atmosférica garantiza la no entrada de agentes contaminantes.

En la industria farmacéutica, donde se realiza manufactura y empaque de medicinas o insumos médicos, se provee el espacio de cierto grado de presurización, a fin mantener un ambiente estéril. Normas como la Federal Drug Association (FDA), especifican mínimo 230 cambios por hora de aire para áreas controladas.

En las cabinas o túneles de pintura por aspersion, se exige una ausencia de polvo total, pues las partículas contaminantes se adherirían a las superficies recién pintadas, alterando irremediablemente el acabado superficial.

Figura 2. Cabina de pintura



Fuente: Soler & Palau. Ventilation Group. Hojas técnicas. Casos de aplicación: Presurización de locales. Disponible en: <http://www.soler-palau.mx/casosaplicacion6.php>

2.2.2 Protección de las vías de evacuación de los edificios mediante sistemas de presurización. El fuego y el humo ponen en peligro la vida humana y la integridad de la construcción. Un sistema de presurización de vías de escape, es aquel que se activa automáticamente cuando se presenta una conflagración al interior de un edificio, inyectando mecánicamente aire exterior, hasta establecer un flujo de aire que impida el ingreso de los productos de la combustión a las zonas protegidas.

El objetivo de aislamiento se alcanza al presurizar la escalera, si por razones constructivas esto no es posible, se opta por presurizar espacios asociados a ella, como el vestíbulo o los pasillos. Se deben garantizar tantos espacios presurizados, como vías de evacuación existan en un edificio.

3. DISEÑO CONCEPTUAL DEL BANCO

Empresas dedicadas al diseño y construcción de sistemas de acondicionamiento de aire en recintos presurizados, han encontrado falencias a la hora de capacitar a sus ingenieros, técnicos y operarios en este tema. Por medio de presentaciones 2D, limitadas por la poca visión espacial del sistema, logran poco más que una vaga comprensión e interpretación de las características constructivas de los elementos y las operaciones de un sistema HVAC en espacios presurizados.

Hace un tiempo, la empresa Proyectos y Servicios Ltda. instaló un sistema HVAC para cuartos limpios en un edificio de gran tamaño. Detrás de dicho proyecto, existe el diseño y la ingeniería más completos en lo referente a la instalación de aire acondicionado para recintos presurizados. De allí surgió la idea de construir un banco de pruebas para la observación y control de este tipo de sistemas, siendo utilizado a futuro en capacitación de personal para lograr una completa conceptualización de la temática relacionada.

Buscando afianzar la comprensión de este tipo especial de sistema, se plantea como objetivo de este proyecto el diseño y construcción de un modelo de instalación HVAC para la observación y control de sistemas de aire acondicionado en recintos presurizados, que guarde semejanza con el construido por la empresa mencionada, pero a nivel de banco educativo.

Dicho modelo contará con una estructura semejante a un edificio industrial, donde se tendrán zonas visibles a diferentes niveles de presión, asociadas a un grado de limpieza específico. Se inducirán perturbaciones térmicas y físicas, a través de encendido o apagado de luces, así como apertura y cierre de puertas. El sistema responderá a las perturbaciones a través de un sistema de control, el cual actuará en ciertos componentes del sistema de aire acondicionado y ventilación mecánica, de tal forma que se alcance un estado estable que cumpla con los requerimientos de confort, en presión y temperatura, al interior del recinto.

3.1 REQUERIMIENTOS Y ESPECIFICACIONES DEL SISTEMA

Los requerimientos y especificaciones del modelo a construir se muestran en la figura 3.

Figura 3. Requerimientos y especificaciones del banco a construir

Requerimientos	Especificaciones
<ul style="list-style-type: none">• Visualización de componentes.• De fácil operación: Será un banco de pruebas al servicio de profesionales del área de la refrigeración y el AA, así como personal sin ninguna especialidad relacionada.• Fácil mantenimiento y reparación.• Estético y resistente.	<ul style="list-style-type: none">• Estructura transparente donde se muestren zonas a diferentes niveles de presión.• Existencia de aperturas funcionales para realizar perturbaciones físicas.• Existencia de carga a través de bombillas, para realizar perturbaciones térmicas.• Sistema de control compuesto por sensores de presión y temperatura, así como actuadores que controlen temperatura y presión en cada zona.• Sistema de aire acondicionado que brinde confort térmico.• Sistema de ventilación mecánica que supla cambios de aire necesarios y presurización de espacios.• Medidas del banco que no superen el metro cuadrado de área.

3.2 CONDICIONES DE DISEÑO DEL MODELO

Para mostrar un recinto con diferentes zonas presurizadas, se procede a construir un modelo con medidas de 100 cm x 100 cm, con dos plantas de 20 cm de altura cada una. En cada planta se hicieron particiones destinadas a mostrar espacios comunes en un edificio industrial, semejante al intervenido por la empresa Proyectos y Servicios Ltda.: oficinas, recepción, corredores, sala de juntas, salones de capacitación, bodegas, cuartos de máquinas y cuartos de armarios eléctricos y de control, entre otros.

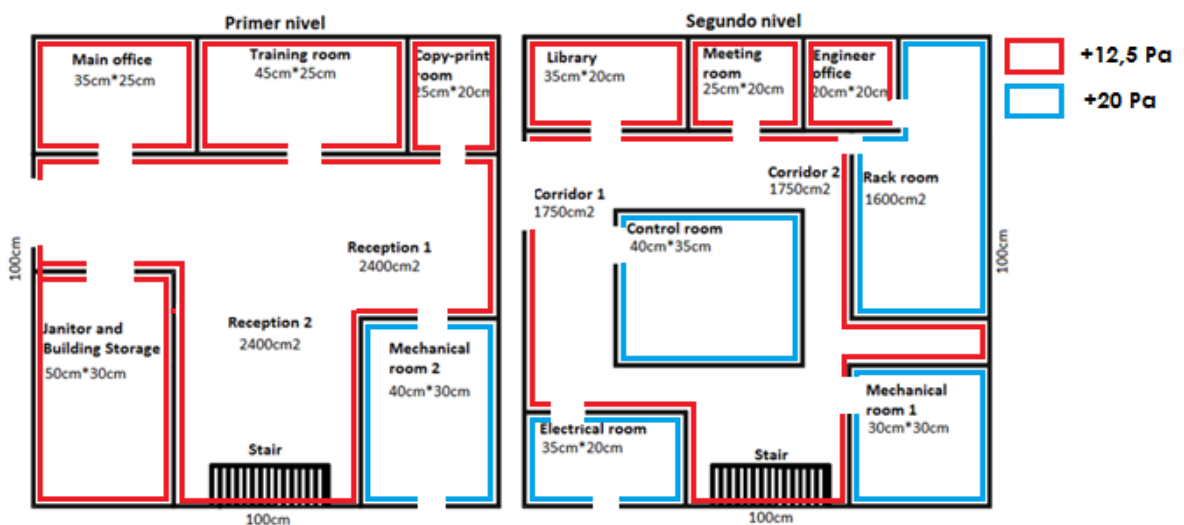
La existencia de cuartos de máquinas y cuartos de control eléctrico, hace necesaria la implementación de sistemas que mantengan una temperatura adecuada y

además, niveles de presurización diferencial entre zonas, a fin de evitar la entrada de agentes corrosivos y partículas mecánica o químicamente activas.

Se tienen dos niveles de presión por encima de la presión atmosférica:

- **Nivel de presión +12,5 Pascales:** Es el nivel de presión intermedia, conocido también como la zona “menos limpia”. En esta área se encuentran espacios de oficinas, recepciones, salas de conferencia, entre otros. La exigencia de presurización no es alta pues no se demanda un nivel de limpieza mayor. Los equipos y las personas en este espacio no son tan susceptibles al daño por infiltración de partículas contaminantes.
- **Nivel de presión +20 Pascales:** Esta es la zona “limpia” del banco. El equipo mecánico, eléctrico y de control al interior de dicho espacio, es propenso a sufrir daños por infiltración de partículas mecánica o químicamente activas, circundantes en los alrededores menos limpios. La exigencia de limpieza hace que el nivel de presurización sea el más alto.

Figura 4. Diferentes niveles de presurización en el banco construido

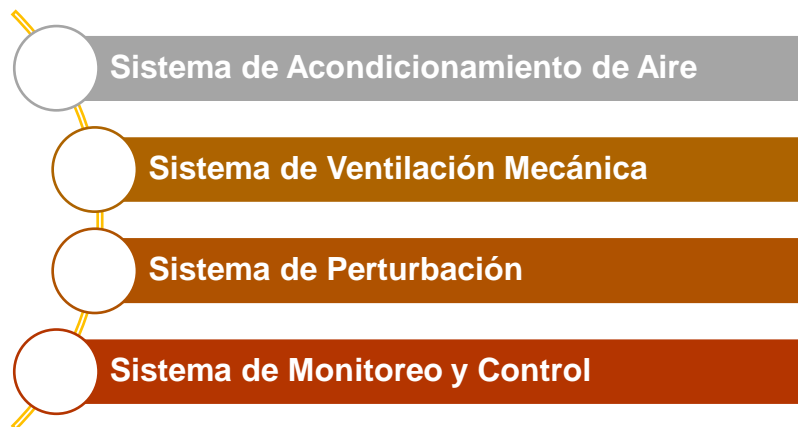


3.3 SISTEMAS Y COMPONENTES DEL BANCO

El banco construido tiene en cuenta los sistemas que conforman una instalación HVAC en recintos presurizados: incluye el sistema de acondicionamiento de aire y el sistema de ventilación mecánica, comprendiendo este último el módulo de impulsión de aire, retorno de aire, cálculo de exfiltraciones y trazado de ductos. Se tiene además un sistema de perturbación, para inducir cambios físicos (apertura/cierre de puertas) y cambios térmicos (encendido/apagado de luces). Finalmente, el sistema de acondicionamiento y el de ventilación tienen un módulo de control y monitoreo asociado.

En la figura 5 se muestra la totalidad de sistemas que componen el banco. A continuación se describe cada uno de ellos.

Figura 5. Sistemas que componen el banco construido



Sistema de Acondicionamiento de Aire: Incluye el enfriamiento, la humidificación, limpieza y control de ruido producido por ventiladores. Por simplicidad del modelo construido, el sistema de AA solo comprenderá el enfriamiento del aire.

Sistema de Ventilación Mecánica: O sistema de distribución, comprende la adecuación del aire exterior al espacio acondicionado, recirculación del aire y la extracción de aire no deseado al exterior. En el banco construido, el sistema de distribución solo se encargará de llevar el aire acondicionado a los espacios

interiores, así como el retorno de aire del interior hasta la caja de mezcla, teniendo como objetivo la presurización del espacio. También se tendrán ventiladores para reponer fugas con aire exterior y para impulsar aire de la caja de mezcla al plenum, pasando por el serpentín de enfriamiento.

Sistema de Perturbación: Para las perturbaciones físicas (apertura/cierre de puertas) se tienen puertas móviles que comunican los espacios presurizados entre ellos, así como con el exterior. Para inducir perturbaciones térmicas, se altera la temperatura al interior, al encender o apagar un arreglo de luces incandescentes.

Sistema de Monitoreo y Control: Mantiene ya sea la temperatura, humedad, limpieza, movimiento de aire, nivel de ruido y presión diferencial, o una combinación de estas a un nivel adecuado, optimizando el consumo energético y el confort en el espacio. El sistema de control instalado en el banco, solo se encargará de mantener los dos niveles de presión mencionados (12,5 y 20 Pa), así como la temperatura al interior del recinto.

A continuación se especifica cada uno de los sistemas.

3.3.1 Sistema de Acondicionamiento de Aire Crear un “clima artificial” que proporcione confort higrotérmico, en otras palabras, bienestar físico, es el objetivo principal de un sistema de aire acondicionado. Se busca además, evitar todo tipo de vibraciones o sonidos molestos, así como la eliminación de agentes nocivos que puedan ingresar al recinto. La sensación de bienestar o confort no es generalizada, depende siempre de la actividad y la persona en estudio.

Clasificación de sistemas de aire acondicionado

Un sistema de aire acondicionado básico está compuesto de los siguientes elementos: compresor, condensador, dispositivo de control de flujo y evaporador. Estos elementos completan el sistema funcionando en conjunto con tuberías de conexión, permitiendo que el fluido refrigerante circule durante el ciclo de enfriamiento de forma continua. A continuación se clasifican los sistemas de aire acondicionado, atendiendo a los siguientes criterios:

- Tipo de fluido que lleva a cabo el enfriamiento.
- Lugar donde se lleva a cabo el enfriamiento.
- Control de la temperatura en el ambiente a acondicionar.
- Integración de los componentes.
- Renovación de aire.

Tabla 3. Clasificación general de los Sistemas de Aire Acondicionado

Criterio	Equipos	Características
Lugar donde se lleva a cabo el enfriamiento	<ol style="list-style-type: none"> 1. Todo aire 2. Todo agua 3. Todo refrigerante 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Emplean un caudal de aire frío, llevado al local por ductos. 2. El fluido caloportador es agua fría. 3. Un equipo de expansión directa ubicado dentro del local, trabajando con refrigerante, realiza el enfriamiento.
Control de temperatura en el ambiente a acondicionar	<ol style="list-style-type: none"> 1. Zona simple 2. Zona múltiple 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Un solo termostato envía señal de control sobre el equipo acondicionador. 2. Dos o más termostatos envían señales de control.
Integración de los componentes	<ol style="list-style-type: none"> 1. Sistema Split 2. Compactos 3. Roof-top 4. Unidades autónomas, etc. 	Al tener en cuenta un espacio limitado de instalación, se debe tener en cuenta la integración de los componentes para seleccionar el equipo.
Renovación de aire	<ol style="list-style-type: none"> 1. Sin renovación de aire 2. Con renovación total de aire 3. Con renovación parcial de aire 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Se usa cuando se requiere temperaturas bastante bajas y no importa mucho la calidad del aire. 2. Se usa cuando se requiere aire muy limpio. 3. Es lo más común, se emplea para tener un balance entre calidad de aire y economía.

3.3.2 Sistema de Ventilación Mecánica El sistema de ventilación mecánica es el encargado de llevar el aire tratado en el equipo acondicionador hasta el recinto, para lograr condiciones específicas de temperatura y humedad al interior.

A partir del flujo diferencial de aire entre la impulsión y el retorno, se garantiza una presurización de espacios por acumulación de flujo másico de aire.

Componentes de un Sistema de Ventilación Mecánica

Los componentes que conforman un sistema de ventilación mecánica son:

- El impulsor o ventilador
- El sistema de suministro de aire
- El sistema de retorno de aire
- Las rejillas o registros

En la siguiente tabla se describe cada uno de ellos, con sus componentes y los tópicos relacionados:

Tabla 4. Componentes de un sistema de Ventilación Mecánica

Componentes	Temas relacionados	Referencias bibliográficas
El impulsor o ventilador	1. Tipos de ventiladores	FERNANDEZ, Pedro. Biblioteca sobre ingeniería energética. Capítulo 6. Ventiladores. Manual Práctico de Ventilación. Catálogo técnico. 2 Edición. Barcelona, España.
	2. Curva característica del ventilador	
	3. Punto de trabajo del ventilador	
	4. Leyes de los ventiladores	
	5. Acoplamiento de ventiladores	
El sistema de suministro de aire	1. Plenum	WHITMAN, W. JOHNSON, W. "Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado". Tomo III: Aire Acondicionado. United States. Delmar Cengage Learning. 2009.
	2. Plenum extendido	
	3. Plenum en reducción	
	4. Bucle perimetral	
El sistema de retorno de aire	1. Retorno centralizado	
	2. Retorno individual	
Las rejillas o registros	1. Reguladores automáticos	
	2. Reguladores manuales	

3.3.3 Sistema de Perturbación En el modelo construido, la perturbación puede ser de dos tipos:

- ❖ Perturbación física
- ❖ Perturbación térmica

En seguida se describe cada una de ellas.

Perturbación física: Una perturbación física consiste en la apertura/cierre de un conjunto de puertas establecido, a un porcentaje especificado. Las puertas son accesorios móviles que comunican los espacios presurizados entre ellos, así como con el exterior.

Perturbación térmica: Consiste en alterar la temperatura al interior del recinto, al encender o apagar un arreglo de luces incandescentes, distribuidas en los dos niveles de presión.

3.3.4 Sistema de Control Las variables a controlar son la presión y la temperatura al interior del recinto. A continuación se resumen los métodos de control relacionados.

Control de presión

Se requiere controlar la presión al interior de un recinto presurizado para satisfacer condiciones de seguridad, limpieza y operación. A fin de mantener dicha presión, se debe realizar una acción de control. El ASHRAE Fundamentals, explica varios métodos de control de la presión al interior de un espacio, que son ampliamente utilizados:

- ❖ Control de presión directo
- ❖ Control por medición de flujo volumétrico
- ❖ Control de presión en cascada

A continuación se describe cada uno de ellos.

- **Control directo de presión:** Mide la presión diferencial al interior del espacio y ajusta la cantidad de aire de suministro o retorno para mantener el diferencial de presión requerido.
- **Control por medición de flujo volumétrico:** Mide el flujo de aire de suministro y extracción, y controla la cantidad de aire de suministro con el propósito de mantener la presión diferencial deseada.
- **Control de presión en cascada:** Mide la presión diferencial e ingresa esta señal a un lazo de control por retroalimentación, el cual a su vez contiene otro lazo de retroalimentación que regula el comportamiento de otra variable intermedia en el proceso.

Con el objetivo de satisfacer los requerimientos de trabajo para una instalación hermética, presión estática interna máxima de 20 Pa y mínima de 12,5 Pa, y perturbaciones por apertura de puertas; se planteó el uso de un control directo de presión cuya variable de estado coincida con la presión diferencial al interior del recinto y el actuador sea el ventilador de retorno.

Control de temperatura

La selección del equipo de aire acondicionado se hace para que funcione a carga máxima, aunque esta sea una situación que se presenta pocas veces. La mayoría del tiempo, el equipo funcionará a carga parcial, debiendo adaptarse a las variaciones con tal de mantener unas condiciones de temperatura y humedad establecidas.

Las dos variables a modificar para adaptar el equipo a los cambios de carga son:

- ❖ Temperatura de impulsión
- ❖ Caudal de fluido caloportador

En la tabla 5 se resumen los métodos de control para la presión y la temperatura.

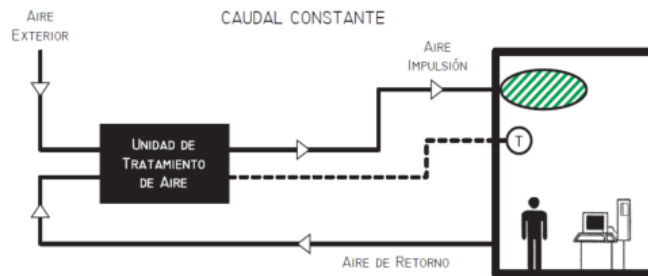
Tabla 5. Métodos de control para presión y temperatura

Variable a controlar	Actuador	Método de control	Descripción
Presión	Ventilador	Con regulador de velocidad	Se varía ya sea la corriente o la tensión de alimentación del ventilador, variando con ello la velocidad del mismo.
		Con compuertas	Compuertas se abren o cierran regulando el paso de flujo de aire.
		Con álabes de inclinación variable	Se varía el ángulo de inclinación de los álabes. Método costoso y complejo, usado comúnmente en ventiladores axiales.
Temperatura	Aparato acondicionador (Compresor)	Sistema de volumen constante y temperatura variable	<ol style="list-style-type: none"> 1. Control de recalentamiento. 2. Control Bypass. 3. Control todo o nada (ON-OFF). 4. Control de caudal de agua enfriada.
		Sistema de volumen variable y temperatura constante	<ol style="list-style-type: none"> 1. Ventilador de caudal constante con persianas by-pass de recirculación. 2. Ventilador de caudal variable mediante la regulación de la velocidad de giro.

Para el banco construido, de los métodos mencionados para el control directo de presión se optó por “regulador de velocidad”, a través de un control electrónico para ventiladores centrífugos de muy bajas prestaciones. Se varió la señal PWM de alimentación, lo que automáticamente reguló la tensión de alimentación y por tanto, la velocidad del ventilador. Para mantener valores prefijados de temperatura, se

optó por un sistema de volumen constante y temperatura variable como el mostrado en la figura 6.

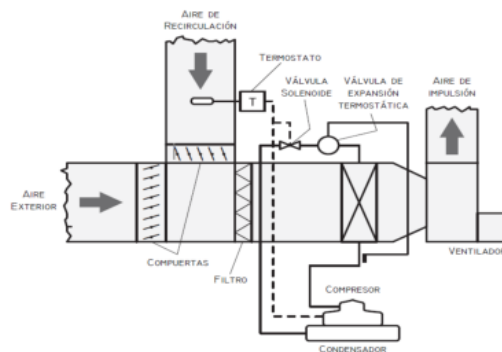
Figura 6. Sistema de volumen constante y temperatura variable



Fuente: QUADRI, Néstor. Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior. 1° Edición. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001.

Se utilizó específicamente el método de control todo o nada (ON-OFF) sobre el compresor del sistema de aire acondicionado (Ver figura 7).

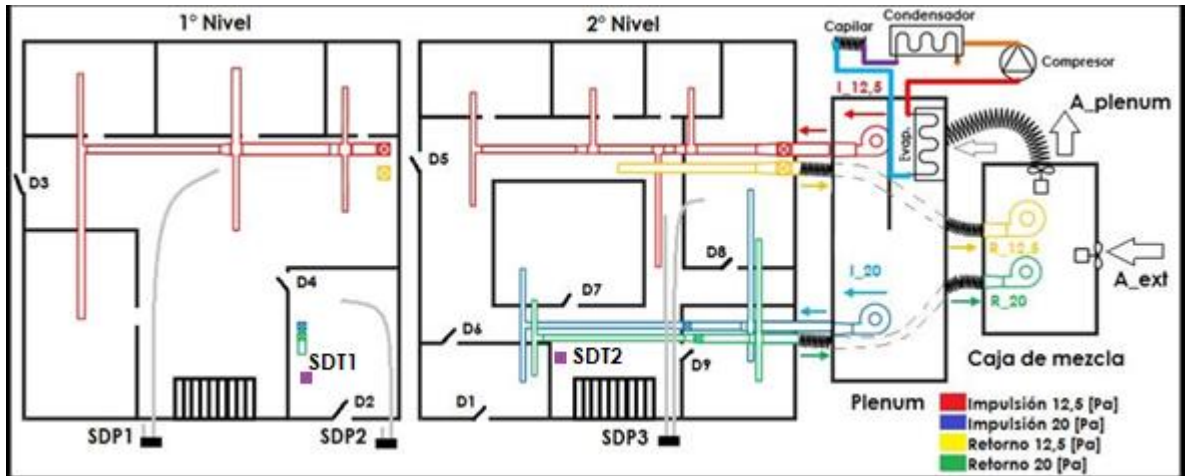
Figura 7. Control todo o nada del Sistema de Aire Acondicionado



Fuente: QUADRI, Néstor. Sistemas de Aire Acondicionado: Calidad de Aire Exterior. 1° Edición. Buenos Aires. Editorial Alsina. 2001.

El esquema general del banco para la observación y control de recintos presurizados, con todos los sistemas incluidos, se muestra en la figura 8.

Figura 8. Esquema general del banco



4. CARACTERÍSTICAS DE LA CONSTRUCCIÓN DEL BANCO

El diseño y construcción del banco para la observación y control de sistemas de acondicionamiento de aire en recintos presurizados, bajo ciertos escenarios de control, relacionados con determinadas perturbaciones físicas (apertura o cierre de puertas) y térmicas (aumento o disminución de carga), se realizó bajo los siguientes parámetros.

4.1 JUSTIFICACIÓN DEL TAMAÑO DE LOS COMPONENTES

La selección y el diseño de los elementos que componen cada sistema, se realizó teniendo en cuenta los siguientes factores:

- ❖ Costo de los componentes.
 - ❖ Tamaño limitado del banco a construir.
- ✓ **Sistema de Acondicionamiento de Aire:** Se utilizó un sistema de aire acondicionado por compresión de vapor, trabajando con refrigerante R-134a. El sistema existente se adaptó a las condiciones de carga del banco construido, realizándose modificaciones de diseño sobre el evaporador y el tubo capilar. Las especificaciones de los componentes se muestran en la tabla 6.

Tabla 6. Especificación de los componentes del sistema de Acondicionamiento de Aire

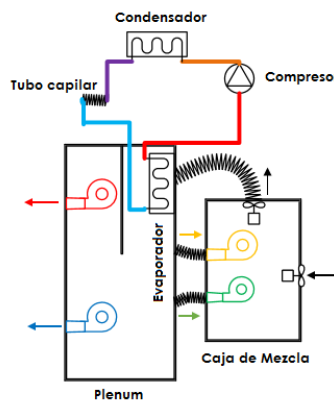
COMPONENTE	DESCRIPCIÓN	ESPECIFICACIÓN
COMPRESOR EMBRACO EM I60HER	1. Tipo. 2. Tipo de refrigerante. 3. Voltaje/Frecuencia nominal. 4. Rango de Tevap 5. Tipo de motor 6. Potencia 7. Tipo arrancador	1. Recíproco 2. R-134a 3. 115-127/60 [V/Hz] 4. -35°C a -10°C 5. RCIR/SCIR 6. 1/6 [hp] 7. Relé de corriente

EVAPORADOR	1. Tipo	1. Intercambiador de aletas continuas
	2. Material tubos	2. Cobre
	3. Material aletas	3. Aluminio
CONDENSADOR	1. Tipo	1. Intercambiador tipo parrilla
	2. Material	2. Hierro
TUBO CAPILAR	1. Material	1. Cobre
	2. Diámetro	2. DI 0,91 [mm]
	3. Longitud	3. 2,5 [m]

Para el sistema de aire acondicionado en el banco construido, por limitaciones en tamaño de la instalación, se utilizó una unidad tipo remoto de condensación por aire (Split-system). Tomando un sistema ya existente, se realizó una adaptación de tamaño a la unidad evaporadora, recortando filas de tubos en el intercambiador para adaptar las prestaciones a la carga térmica del banco. Como elemento de control de flujo se tiene un tubo capilar, sobre el cual se realizó un proceso de selección.

En la práctica este sistema se clasifica como un sistema tipo unitario, pero en el banco construido trabaja como un sistema centralizado, ubicándose la unidad manejadora en el plenum, acondicionando el aire, para luego ser enviado a través de un sistema de suministro al interior del recinto. La parte compresor-condensador se ubica en la parte externa del banco. Todo el sistema se une a través de tubería de cobre de 1/4 de pulgada (Ver figura 9).

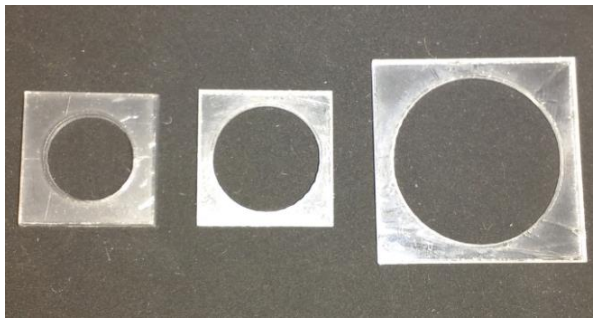
Figura 9. Componentes del sistema de Acondicionamiento de Aire



- ✓ **Sistema de Ventilación Mecánica:** En el espacio limitado de $1 m^2$ para el modelo construido, se trazó un arreglo de ductos para conformar el sistema de ventilación mecánica. La configuración de dicho sistema se observa en la figura 8. El material de construcción para los ductos es acrílico cristal de 2 mm de grosor, cuenta con indicadores de color en los registros finales de cada ramal, identificando condiciones de impulsión, retorno y diferente nivel de presión.

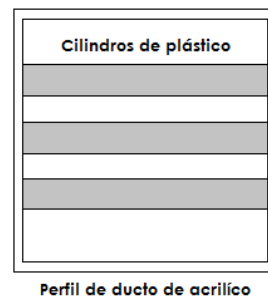
Por limitaciones en el tamaño de los ductos, no se usaron registros o rejillas en la impulsión, sino que se indujeron pérdidas locales a través de configuraciones de rozamiento en elementos, tales como orificios redondos de borde agudo, construidos en acrílico también (Ver figura 10).

Figura 10. Orificios redondos de borde agudo



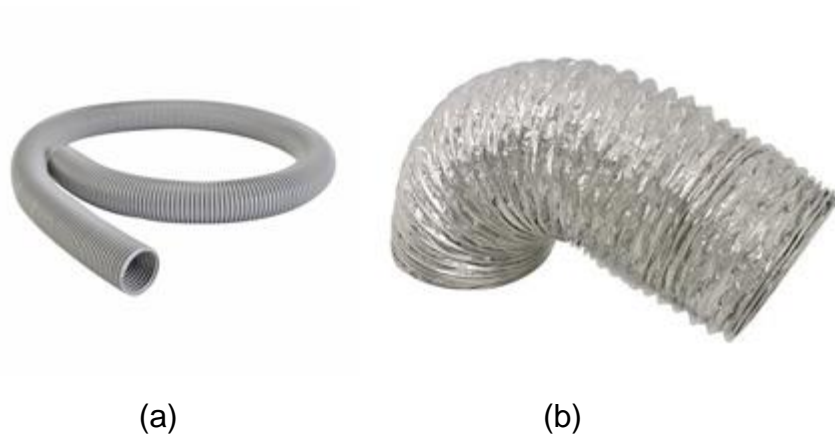
Para los ductos de retorno, donde el flujo de aire cambiará en relación a la señal de control recibida, se indujeron pérdidas tipo “stall control”, buscando el balanceo de ramales en una configuración de retorno individual para el nivel de $20 Pa$. Las pérdidas “stall” se representan a través de un arreglo de pequeños cilindros de plástico al final de cada ramal a equilibrar (Ver figura 11). Como el nivel de $12 Pa$ cuenta con un retorno centralizado, no fue necesario el balanceo del arreglo.

Figura 11. Arreglo "Stall Control" en ramal



El empalme entre los ductos de retorno y la caja de mezcla se hizo por medio de tubería corrugada de polietileno de 35 *mm* de diámetro, figura 12 (a). La conexión entre la caja de mezcla y el plenum se realizó a través un ducto flexible de aluminio de 4 *in* nominales de diámetro, figura 12 (b).

Figura 12. Tubería flexible corrugada y ducto flexible de aluminio



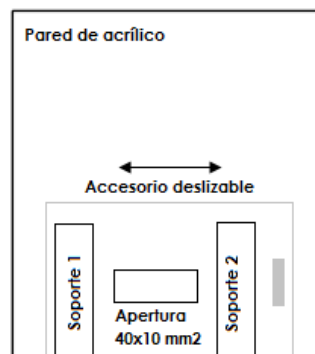
Para el movimiento de flujo de aire a través del sistema de ductos, tanto impulsión como retorno, se seleccionaron ventiladores centrífugos cuyas características de operación se muestran en la tabla 7. Los ventiladores encargados de suministrar aire de renovación (aire exterior) a la caja de mezcla y de llevar el aire mezclado hasta el plenum, son ventiladores de hélice (Ver tabla 7).

Tabla 7. Características de los ventiladores usados

REFERENCIA VENTILADOR	OBJETIVO	CARACTERÍSTICAS
DATECH DB13733-12VHBPA	Impulsión nivel de 20 Pa de presión.	Ventilador centrífugo DC brushless. 12 [V] 2,8 [A]
TF12032 SERIES	Impulsión nivel de 12 Pa de presión	Ventilador centrífugo DC brushless. Dos ventiladores acoplados en paralelo. 12 [V] 1,2 [A]
TF 9733 SERIES	Retorno nivel de 12 Pa y 20 Pa de presión	Ventilador centrífugo DC brushless. 12 [V] 0,85 [A]
SHENZHEN XIN WANG XW 8025 MS	Aire exterior a la caja de mezcla	Ventilador de hélice DC brushless. 12 [V] 0,14 [A]
AFB0712MB	Aire mezclado a la caja plenum	Ventilador de hélice DC brushless. 12 [V] 0,14 [A]

- ✓ **Sistema de perturbación:** Para la perturbación física se usa un accesorio deslizable en acrílico 2 mm, que abre o cierra a cierto porcentaje una abertura.

Figura 13. Puerta con accesorio deslizable



Para la inducción de perturbación térmica, se tiene un arreglo de luces incandescentes distribuidas en el banco, las cuales cuentan con un interruptor de encendido o apagado que configura la carga al interior del local para determinado escenario de control (Ver figura 14).

Figura 14. Bombillas incandescentes al interior del banco



- ✓ **Sistema de control:** En el sistema de control y medición se utilizó una tarjeta Arduino, figura 15 (b) para generación y recepción de señales analógicas, digitales y de PWM (Pulse Width Modulation). Dichas señales se usaron para lectura de sensores de presión, lectura de sensores de temperatura, envío de señales PWM sobre los ventiladores (actuadores) y envío de señal digital para control ON-OFF del compresor, a través de un relé de estado sólido, figura 15 (a). Se utilizaron tarjetas de circuito impreso en el módulo de lectura de sensores de presión y temperatura, figura 16 (a), así como en el módulo de recepción de señales de control para los ventiladores, figura 16 (b).

Figura 15. Elementos de control

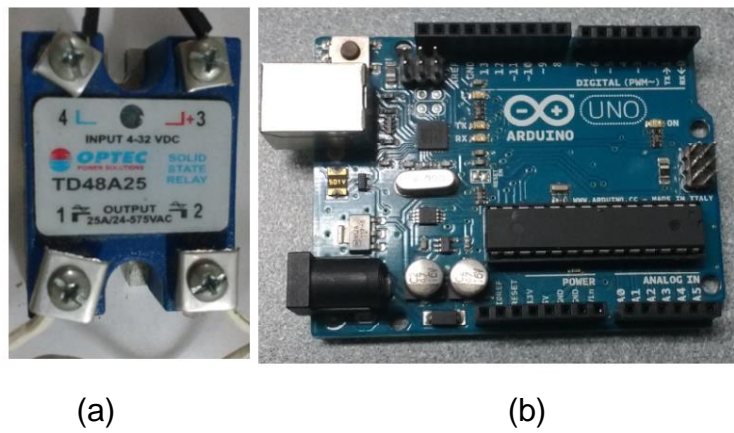
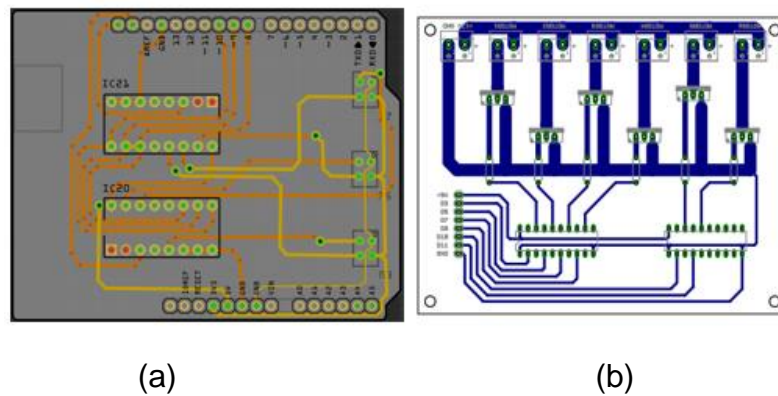


Figura 16. Diseño PCB de circuitos impresos



Para la medición de presión se utilizaron sensores de presión diferencial de referencia SDP610-25Pa, figura 17 (a), ubicados de la siguiente manera: Observando la figura 8, se ve el sensor SDP1 midiendo la presión diferencial entre el ambiente exterior y la recepción del primer piso del banco, este enviará la señal de control para mantener el nivel a 12,5 Pa por encima de la presión atmosférica. El sensor SDP2 también mide presión diferencial entre “Mecánica 2” del primer piso y el exterior, siendo el encargado de enviar la señal para conservar los 20 Pa de sobrepresión en este nivel. Un tercer sensor SDP3, de solo monitoreo, mide la presión diferencial entre los dos niveles mencionados, ubicado en medio de dos cuartos del segundo piso de la construcción.

4.2 DISEÑO EN DETALLE

4.2.1 Sistema de acondicionamiento de aire Los pasos a seguir para la caracterización del sistema de acondicionamiento de aire son:

- ❖ Estimación de la carga térmica del edificio original
- ❖ Estimación de la carga térmica del modelo construido
- ❖ Psicrometría al interior del recinto
- ❖ Selección del sistema de acondicionamiento de aire

En seguida se describe cada uno.

4.2.1.1 Estimación de la carga térmica del edificio original Como se mencionó en el apartado de diseño conceptual del banco, el modelo construido de instalación HVAC guarda semejanza con un sistema real instalado por la empresa Proyectos y Servicios Ltda.

La construcción original cuenta con espacios comunes de un edificio industrial cualquiera: oficinas, recepción, corredores, sala de juntas, salones de capacitación, bodegas, cuartos de máquinas y cuartos de armarios eléctricos y de control, entre otros. Para la estimación de la carga interna del edificio, se dio relevancia a los aportes de calor listados por el patrocinador del proyecto, resumidos en los siguientes ítems:

- ✓ Ocupantes.
- ✓ Alumbrado.
- ✓ Utensilios, maquinaria comercial y equipo eléctrico.

La ganancia de calor interna calculada, será solamente la cantidad de calor sensible emitido por los aspectos físicos mencionados. Las cargas de calor latente no se cuantifican, pues el control de la humedad relativa no es un factor a tener en cuenta.

Por otro lado, se tiene el dato del número de personas en cada recinto, para calcular el calor aportado por el aire de ventilación. Todas las cargas calculadas, se escalan al tamaño del modelo a través de una relación de áreas entre un edificio real y un modelo reducido en un valor de 1:40, es decir, para un área del edificio real de $40 m^2$, se tiene un área de modelo de $1 m^2$.

Tabla 9. Ecuaciones para estimación de carga térmica

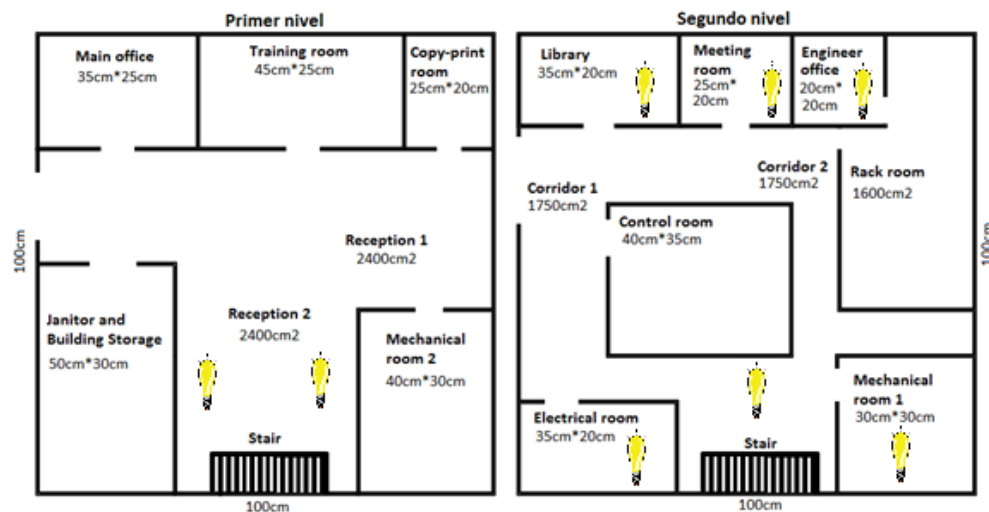
ECUACIÓN	DESCRIPCIÓN Y REFERENCIA
$q_s = No * Sens. H. G * CLF$	Carga sensible emitida por ocupantes No es el número de personas en el espacio. Sens. H. G la ganancia de calor sensible por ocupantes. CLF es el factor de carga de enfriamiento por persona. (Ver anexo A: Tabla A1).
$q_s = 3.41 * q_i * F_u * F_s * CLF$	Carga sensible emitida por alumbrado 3.41 es el factor de conversión de watt a Btu/h. q_i son los watts totales de la lámpara. F_u es el factor de q_i en uso. F_s es el factor de balastro especial. CLF es el factor de carga por enfriamiento. (Ver anexo A: Tabla A2).
$q_s = \frac{q_{i_elec}}{Elec} * N^{\circ}Elec$	Carga sensible emitida por electrodomésticos $\frac{q_{i_elec}}{Elec}$ son los watts de potencia por cada electrodoméstico. N^oElec es el número total de un tipo específico de electrodoméstico. (Ver anexo A: Tabla A3).
$q_s = \frac{A}{B * C} * F_L * CLF$	Carga sensible emitida por motores AC $\frac{A}{B * C}$ son coeficientes relacionados con la posición del motor y el equipo conducido. F_L es el factor de carga del motor. CLF es el factor de carga por enfriamiento. (Ver anexo A: Tabla A4).
$q_s = KVA * Perd * FP * 1000$	Carga sensible emitida por transformadores KVA son Kilovolt-amps del transformador. Perd son las pérdidas en porcentaje de capacidad. FP es el factor de potencia. 1000 es el factor de conversión de kW a W (Ver anexo A: Figura A1). Para arrancadores Ver anexo A: Tabla A5 Para interruptores Ver anexo A: Tabla A6 Resumen de cargas Ver anexo A: Tabla A7

4.2.1.2 Estimación de la carga térmica del modelo construido Se tiene un modelo construido con medidas de 100 cm x 100 cm, con dos plantas de 20 cm de altura cada una. En cada planta se hicieron particiones destinadas a mostrar espacios comunes en un edificio industrial real, semejante al descrito por el patrocinador del proyecto (Ver figura 18).

Las fuentes de calor en este modelo se listan a continuación:

- ✓ Carga interna por bombillas incandescentes, convección y conducción desde los alrededores.
- ✓ Carga sensible aportada por ventiladores.
- ✓ Carga por ventilación.

Figura 18. Características del modelo construido y fuentes de carga interna



- **Carga interna por bombillas incandescentes, convección y conducción desde los alrededores**

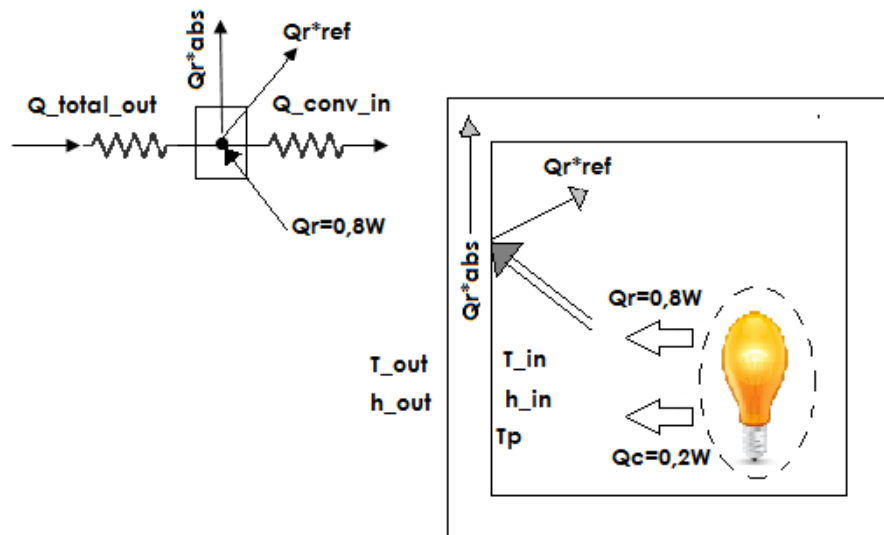
La luz artificial de una bombilla incandescente tiene según la ASHRAE, una ganancia de calor al interior de un recinto 80% radiativa y 20% convectiva, en proporción a los vatios de potencia. Cuando el 80% radiativo choca contra la superficie del acrílico, parte de eso es reflejado de regreso al interior, otra parte es

absorbida dentro del acrílico y el resto es transmitido hacia el exterior, como se indica en la figura 19.

Tomando como referencia el vidrio transparente estándar de 3 mm de espesor, se tiene que este transmite 86%, refleja 8% y absorbe 6% de la radiación que incide sobre él.

El valor absorbido del 6%, genera en la pared un aumento de su temperatura superficial, haciendo que exista convección natural al interior del recinto. Así mismo, el diferencial de temperatura entre los alrededores y el interior, genera una ganancia de calor por convección natural externa y conducción a través de paredes.

Figura 19. Distribución de la radiación de una bombilla que incide sobre una pared de acrílico



Teniendo en cuenta un número total de 8 bombillos incandescentes, con una potencia de 10 W cada uno, se plantea el siguiente procedimiento de cálculo para cuantificar el calor total al interior del recinto:

Tabla 11. Ecuaciones para luces incandescentes al interior del modelo

$Q_{bombillos} = 8 * 10 = 80 [W]$
$Q_{radiación} = 0,8 * 80 = 64 [W]$
$Q_{convección} = 0,2 * 80 = 16 [W]$
$Q_{abs} = 0,06 * 64 = 3,84 [W]$
$Q_{ref} = 0,08 * 64 = 5,12 [W]$
$Q_{trans} = 0,86 * 64 = 55,04 [W]$

Partiendo del volumen de control de una sección de pared, se tiene:

$$Q_{total_out} + Q_{radiación} = Q_{natural_in} + Q_{ref}$$

$$Q_{total_out} = \frac{(T_{out} - T_p)}{R_{total}}$$

$$R_{total} = \frac{1}{h_{nat_out} * A_s} + \frac{L}{k_{acri} * A_s}$$

Con las formulaciones de transferencia de calor por convección natural para una placa vertical, en estado estable, se tiene para los alrededores:

$$h_{nat_out} = \frac{k_{air_out} * Nu_{out}}{L}$$

$$Nu_{out} = \left[0,825 + \frac{0,387 * Ra_{L_out}^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,492}{Pr_{out}} \right]^{9/16} \right)^{8/27}} \right]^2$$

$$Ra_{L_out} = \frac{g * \beta_{out} * (T_{out} - T_p) * L^3}{\left[\frac{\mu_{out}}{\rho_{out}} \right]^2} * Pr_{out}$$

Las propiedades $k_{air_{out}}$, Pr_{out} , ρ_{out} , μ_{out} y β_{out} se hallan a la temperatura de película Tf_2 y a la presión atmosférica. De la misma forma se hallan las propiedades para el interior del recinto, cambiando T_{out} por T_{in} en la temperatura de película.

$$Tf_2 = \frac{T_p + T_{out}}{2}$$

Para el interior del recinto:

$$Q_{nat_in} = h_{nat_in} * A_s * (T_p - T_{in})$$

$$h_{nat_in} = \frac{k_{air_{in}} * Nu_{in}}{L}$$

$$Nu_{in} = \left[0,825 + \frac{0,387 * Ra_{L_{in}}^{1/6}}{\left(1 + \left[\frac{0,492}{Pr_{in}}\right]^{9/16}\right)^{8/27}} \right]^2$$

$$Ra_{L_{in}} = \frac{g * \beta_{in} * (T_p - T_{in}) * L^3}{\left[\frac{\mu_{in}}{\rho_{in}}\right]^2} * Pr_{in}$$

Donde,

$$L = 0,2 [m]$$

$$A_s = 2,18 [m^2]$$

$$g = 9,81 \left[\frac{m}{s^2}\right]$$

Al final, el calor ganado en el interior del recinto está dado por:

$$Q_{interior} = Q_{convección} + Q_{ref} + Q_{natural_in} + Q_{total_out} + Q_{ventiladores}$$

- **Carga sensible aportada por ventiladores**

La presurización en el modelo se logra a través de un sistema combinado de impulsión y retorno, con ventiladores “Brushless DC”. Dichos ventiladores aportan una cantidad de carga sensible en la caja de mezcla y el plenum. Esta carga se cuantifica teniendo en cuenta el amperaje y la tensión consumida por cada uno, así como la eficiencia de operación característica.

$$Q_{ventiladores} = V * I * (1 - \eta_{ventilador})$$

- **Carga por ventilación**

Esta carga fue cuantificada en el apartado “Estimación de la carga térmica del edificio original, sección: carga por ventilación”, donde el calor aportado por el volumen de aire para cumplir con requerimientos de ventilación, según estándares ASHRAE, fue escalado al modelo construido en un factor 1:40.

En el ANEXO A se resumen las cargas del edificio original escaladas. El estimado del modelo construido se resume en la tabla 12, llegando a coincidir de forma aproximada con los valores de carga térmica del edificio original $93 [W] \cong 94,9[W]$. El valor total de cargas en ambos casos debe ser el aproximadamente el mismo, pues la selección del equipo acondicionador y el diseño de los ductos fueron hechos a partir de la carga térmica inicial, dada por el patrocinador en una etapa previa a la construcción.

Tabla 12. Total de cargas sensibles internas y cargas por ventilación del modelo construido

Q_{total_out}	$2,458 [W]$
$Q_{natural_out}$	$24,84 [W]$
h_{nat_out}	$4,82 [kJ/kg]$
$Q_{natural_in}$	$61,34 [W]$
h_{nat_in}	$6,069 [kJ/kg]$

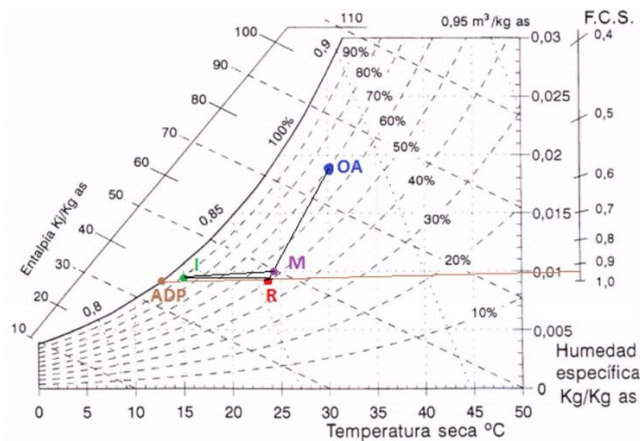
$Q_{ventiladores}$	9,984 [W]
$Q_{interior}$	94,9 [W]

4.2.1.3 Psicrometría al interior del recinto El ciclo de evolución del aire tratado se representa sobre el diagrama psicrométrico, mostrado en la figura 20.

El aire en el estado M, es la mezcla de aire exterior (OA) y de aire de retorno (R), que pasa a través del equipo acondicionador, representandose su evolución por la línea (M-I). Esta mezcla deja el equipo en (I) y es impulsada hacia el local donde absorbe calor y humedad, según la trayectoria (I-R). Gran parte del aire impulsado se retorna para su mezcla con aire exterior. Dicha mezcla pasa nuevamente por el aparato acondicionador, donde deja humedad y calor recibidos, buscando mantener condiciones de confort establecidas.

La correcta selección del equipo acondicionador, dependerá de un cierto número de factores que afectan la temperatura y humedad del aire en su estado final.

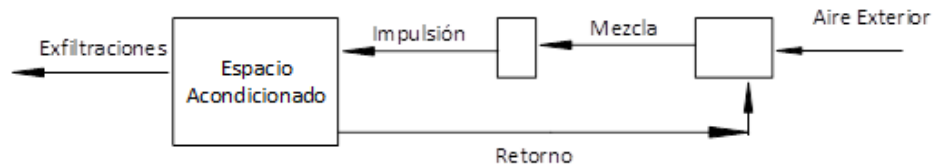
Figura 20. Ciclo de evolución del aire en diagrama psicrométrico



Fuente: RENEDO, Carlos J. Transparencias de clase Máquinas y motores térmicos. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria. Modificado por los autores

Al momento de estudiar psicrométricamente el comportamiento de los flujos de aire al interior del recinto, los flujos deben ser tomados por separado, pues para cada nivel de presión existen cambios en la carga térmica a remover. Por condiciones de simplicidad, solo se considera la carga térmica sensible del local (Ver figura 21).

Figura 21. Esquema simplificado de flujos de aire en el sistema construido



- **Caudal necesario de aire tratado**

Los caudales de aire necesarios para compensar las ganancias de calor sensible totales del local, en sus dos niveles de presión, se determinan a partir de las rectas RSHF y GSHF. Su intersección da las condiciones del aire tratado a la salida del evaporador.

El caudal de aire necesario para compensar las ganancias de calor del recinto está dado por:

$$m^3/h_{da} = \frac{RSH}{0,29 * (T_r - T_i)}$$

Donde RSH son las ganancias sensibles del local en $[\frac{Kcal}{h}]$, T_r es la temperatura seca del aire del local y T_i es la temperatura seca del aire insuflado en $^{\circ}C$.

Para el primer nivel de presión, correspondiente a una presión de 20 Pa, se tiene una carga térmica sensible a remover de $95,84 [\frac{Btu}{h}]$, y según los requerimientos de ventilación, se necesita un flujo de reposición de aire exterior (30 $^{\circ}C$ y 70% humedad relativa) de $0,54 [cfm]$. La condición de confort del cuarto, corresponde a 23 $^{\circ}C$ y 50 % humedad relativa.

$$RSH = 95,84 \left[\frac{Btu}{h} \right] = 24,15 \left[\frac{Kcal}{h} \right]$$

$$RLH = 0 \left[\frac{Kcal}{h} \right]$$

- **Ganancias sensibles (*OASH*) y latentes (*OALH*) del aire exterior**

Las ganancias sensibles (*OASH*) y latentes (*OALH*) del aire exterior están dadas por:

$$m^3/h_{ae} = 0,54 [cfm] = 0,918 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

$$OASH = 0,29 * m^3/h_{ae} * (T_{ae} - T_r) = 0,29 * 0,918 * (30 - 23) = 1,863 [Kcal/h]$$

$$OALH = 0,71 * m^3/h_{ae} * (W_{ae} - W_r) = 0,71 * 0,918 * (18,8 - 8,8) = 6,518 [Kcal/h]$$

Con esto calculado, se procede a hallar las ganancias sensibles y latentes totales:

$$TSH = RSH + OASH$$

$$RLH = RSH + OALH$$

- **Factor Bypass (BF)**

El factor de bypass de una unidad manejadora, es un indicador de la eficiencia con la que se realiza transferencia de calor entre la superficie de intercambio y el aire. Este factor es función de la configuración geométrica y de la extensión de la superficie de contacto.

✓ **Factor efectivo de calor sensible (ESHF) y ganancias latentes efectivas del local (ERLH)**

El factor *ESHF* un término adimensional que relaciona el factor de bypass, el punto de rocío del aparato y el calor sensible efectivo del recinto a acondicionar. Además es una herramienta simplificada para determinar la cantidad de aire requerido y la selección de la unidad manejadora.

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH}$$

✓ **Ganancias sensibles y latentes efectivas del local ERSH y ERLH**

Para evaluar *ERSH* y *ERLH*, la carga térmica de aire exterior que by-pasea la unidad manejadora, se debe adicionar a la carga térmica del recinto.

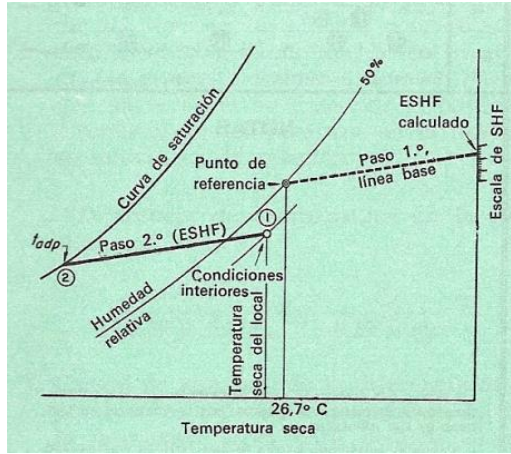
$$ERSH = RSH + BP * OASH = 24,15 + 0,1 * 1,863 = 24,52 \text{ [Kcal]}$$

$$ERLH = RLH + BP * OALH = 0 + 0,1 * 6,518 = 1,304 \text{ [Kcal]}$$

$$ESHF = \frac{ERSH}{ERSH + ERLH} = \frac{24,52}{24,52 + 1,304} = 0,95$$

A partir de los datos de temperatura y humedad del recinto, y del factor efectivo de calor sensible, es posible determinar la temperatura *ADP*, la cual corresponde al punto de rocío del aparato. Para este fin, se deben llevar las condiciones del local a la carta psicrométrica, trazar una línea evolutiva del aire en el cuarto, uniendo el punto del local, y el valor correspondiente al *ESHF* en la escala de factor de calor sensible, a la derecha de la carta psicrométrica. Si se prolonga esta línea, corta la línea de saturación en un punto, el cual se conoce como punto *ADP*, que tiene una temperatura y una humedad correspondientes. Para las condiciones enunciadas, la temperatura *ADP*, corresponde a $T_{adp} = 12,8 \text{ }^\circ\text{C}$ (Ver figura 22).

Figura 22. Temperatura de rocío del aparato en carta psicrométrica



Fuente: Carrier Air Conditioning Company. Handbook of air conditioning system design. Estimación de la carga térmica. Ediciones McGraw-Hill, 1980. ISBN 84-267-0115-9

A partir de los datos encontrados, es posible hallar la rata de volumen de aire que se requiere acondicionar m^3/h_{da} , esto se logra relacionando este parámetro, con la diferencia de temperatura entre el local y el punto *ADP*, la efectividad de la unidad manejadora *BF*, y el factor efectivo de calor sensible *ERSH*.

$$m^3/h_{da} = \frac{ERSH}{(0,29 * (T_r - T_{adp}) * (1 - BP))} = \frac{24,52}{(0,29 * (23 - 12,8) * (1 - 0,2))}$$

$$m^3/h_{da} = 10,36 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

Las condiciones del aire de impulsión, se hallan a partir de la carga térmica del local, y de las condiciones de temperatura y humedad del mismo.

$$RSH = 0,29 * m^3/h_{da} * (T_r - T_i)$$

$$T_i = T_r - \frac{RSH}{0,29 * \dot{V}} = 23 - \frac{24,15}{0,29 * 10,36} = 14,96 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$RLH = 0,71 * m^3/h_{da} * (W_r - W_i)$$

$$W_i = W_r - \frac{RLH}{0,71 * \dot{V}} = 8,8 - \frac{0}{0,71 * 10,36} = 8,8 [g/Kg]$$

Finalmente, la condición de mezcla, se determina a partir de un balance de flujos másicos, y un balance de energía en la caja de mezcla.

$$m_{ae} + m_{retorno} = m_{da}$$

$$\rho_{ae} * m^3/h_{ae} + \rho_{retorno} * m^3/h_{retorno} = \rho_{da} * m^3/h_{da}$$

Considerando la densidad constante:

$$m^3/h_{ae} + m^3/h_{retorno} = m^3/h_{da}$$

Balance de energía

$$0,29 * m^3/h_{ae} * T_{ae} + 0,29 * m^3/h_{retorno} * T_r = 0,29 * m^3/h_{da} * T_m$$

Despejando

$$T_m = \frac{(T_{ae} - T_r) * m^3/h_{ae}}{m^3/h_{da}} + T_r = (30 - 23) * \frac{0,54}{10,36} + 23 = 23,62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tabla 13. Resultados de la psicrometría del aire para cada nivel presurizado

<i>Variable</i>	<i>Nivel de presión 20 Pa</i>	<i>Nivel de presión 12,5 Pa</i>
$T_r [^\circ\text{C}]$	23	23
$RSH [\frac{kcal}{h}]$	24,15	53,95
$RLH [\frac{kcal}{h}]$	0	0
m^3/h_{ae}	0,918	2,718
$T_{adp} [^\circ\text{C}]$	12,8	12,7

m^3/h_{da}	10,36	23,04
$T_i [^{\circ}C]$	14,96	14,93
$W_i [\frac{g}{kg}]$	8,8	8,8
$T_m [^{\circ}C]$	23,62	23,83

4.2.1.4 Selección del sistema de acondicionamiento de aire La selección de un sistema de acondicionamiento de aire está determinado por las condiciones ambiente que han de obtenerse al interior del recinto. Los componentes se seleccionan de tal manera que se llegue a un montaje simple, cuyo costo de operación y puesta en marcha sea mínimo. Para dicha selección, se deben tener en cuenta dos aspectos importantes:

- ❖ Análisis de capacidad de un serpentín de enfriamiento
- ❖ Selección del tubo capilar

Para climatizar el aire al interior del recinto, se implementó un sistema de compresión de vapor compacto y capaz de retirar la carga térmica impuesta por los componentes, que se adapta al tamaño reducido del modelo. En el ANEXO B se muestra el procedimiento de cálculo detallado para adaptar el tamaño del evaporador, teniendo en cuenta la carga térmica real del banco construido. A continuación se muestra un procedimiento general de cálculo para la selección del equipo.

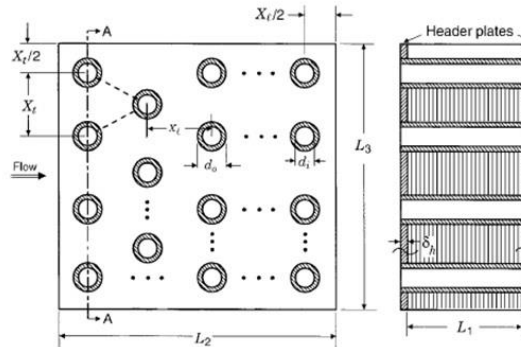
- **Análisis de capacidad de un serpentín de enfriamiento**

En el evaporador, el aire es impulsado desde la caja de mezcla hasta una sección del plenum, mediante un ventilador. Dicho aire pasa a través de una serie de tubos aleteados, y al interior de estos circula un líquido refrigerante que producirá el intercambio de calor deseado.

Como parámetro inicial se tiene la carga total del sistema, que corresponde a 317,32 Btu/h (Ver tabla 10).

✓ *Características geométricas del Evaporador*

Figura 23. Características geométricas del evaporador modificado



Fuente: SHAH, Ramesh K. Sekulic, Dusan P. Fundamentals of Heat Exchanger Design. 8. Heat Exchanger Surface Geometrical Characteristics. Editorial JOHN WILEY & SONS, INC. USA, 2003. ISBN 0-471-32171-0

✓ *Procedimiento de cálculo*

1. Realizar el cálculo previo del área total de transferencia de calor (A_{total}), el área mínima (A_{min}) y el área interna (A_{in}).
2. Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor para el aire (h_{aire}) y para el refrigerante ($h_{refrigerante}$).
3. Teniendo el flujo másico de aire a la entrada (m_{aire}), la temperatura de bulbo seco a la entrada (T_{aire1_d}), la temperatura de bulbo húmedo (T_{aire1_w}), se calcula la entalpía de aire seco a la entrada:

$$h_{aire1_d} = ENTALPIA(AirH2O; T = T_{aire1_d}; B = T_{aire1_w}; P = Patm)$$

Además son conocidos el flujo másico de refrigerante (m_{refri}) y la temperatura del refrigerante a la entrada (T_{refri1}).

4. Cálculo de la constante del serpentín:

$$C_s = \frac{(R_{refri} + R_{metal})}{Cp_{air} * R_{aw}} \left[kg * \frac{C}{kJ} \right]$$

5. Se asumen la temperatura de aire a la salida (T_{aire2_d}) y la temperatura de bulbo húmedo (T_{aire2_w}).
6. Se calcula la entalpía de aire seco a la salida con la T_{aire2_d} y la T_{aire2_w} . asumidas:

$$h_{aire2_d} = ENTALPIA(AirH2O; T = T_{aire2_d}; B = T_{aire2_w}; P = Patm)$$

7. Cálculo de calor total por medio de las entalpías del aire:

$$Q_{aire} = m_{aire} * (h_{aire1_d} - h_{aire2_d}) * 1000$$

8. Cálculo de la temperatura del refrigerante a la salida (T_{refri2}):

$$T_{refri2} = T_{refri1} + \left(\frac{Q_{aire}}{m_{refri} * Cp_{refri}} \right) [^{\circ}C]$$

9. Cálculo de la temperatura de la superficie a la salida (T_{sup2}) y la entalpía en la superficie (h_{sup2}).

$$T_{sup2} = C_s * (h_{aire2_d} - h_{sup2}) + T_{refri2}$$

$$h_{sup2} = ENTALPIA(AirH2O; T = T_{sup2}; P = Patm; R = 1)$$

10. Cálculo de la temperatura de la superficie a la entrada (T_{sup1}) y la entalpía en la superficie h_{sup1}

$$T_{sup1} = C_s * (h_{aire1_d} - h_{sup1}) + T_{refri1}$$

$$h_{sup1} = ENTALPIA(AirH2O; T = T_{sup1}; P = Patm; R = 1)$$

11. Calculo de la LMHD con h_{aire} y h_{sup}

$$LMHD = \frac{(h_{aire1d} - h_{sup2}) - (h_{aire2d} - h_{sup1})}{\log_{10} \left(\frac{h_{aire1d} - h_{sup2}}{h_{aire2d} - h_{sup1}} \right)}$$

12. Comprobación del calor total por la ecuación de entalpía potencial

$$Q_{evaporador} = \frac{h_{aire} * A_{total} * \eta_{sup}}{Cp_{aire}} * LMHD [W]$$

Si $Q_{aire} = Q_{evaporador}$, seguir al siguiente paso. Si no volver a calcular Q_{aire} , cambiando el valor de la entalpía del aire seco a la entrada.

13. Cálculo de la efectividad

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{h_{aire} * A_{total} * \eta_{sup}}{m_{aire} * Cp_{aire}}}$$

14. Despejar la entalpía de la superficie promedio $h_{sup} *$

$$\varepsilon = \frac{h_{aire1d} - h_{aire2d}}{h_{aire1d} - h_{sup} *}$$

$$h_{sup} * = ENTALPIA(AirH2O; T = \overline{T_{sup}} *; P = Patm; R = 1)$$

Se calcula el valor de temperatura de superficie promedio $\overline{T_{sup}}$ que haga que $h_{sup} *$ ($\overline{T_{sup}}$) sea igual al valor calculado con $h_{sup} * = h_{aire1d} - \frac{h_{aire1d} - h_{aire2d}}{\varepsilon}$.

15. Despejar el valor de la temperatura de salida del aire T_{aire2d}

$$T_{aire2d} = T_{aire1d} - \varepsilon * (T_{aire1d} - \overline{T_{sup}})$$

16. Con la temperatura del aire a la salida T_{aire2d} y la temperatura del aire (bulbo húmedo) a la salida T_{aire2w} , se calcula la humedad absoluta (w_{aire2})

17. Calcular el calor sensible

$$Q_s = (T_{aire1d} - T_{aire2d}) * m_{aire} * Cp_{aire}$$

18. Calcular el calor latente

$$Q_l = Q_{aire} - Q_s$$

Los resultados obtenidos de calor total, calor sensible y calor latente a retirar se muestran en la tabla 14.

Tabla 14. Valores de calor total, sensible y latente a retirar por el serpentín.

Q_{TOTAL}	514,409 [W]
Q_s	272,273 [W]
Q_l	241,82 [W]

Para ver un proceso de cálculo en detalle, ir al ANEXO B.

- **Selección del tubo capilar**

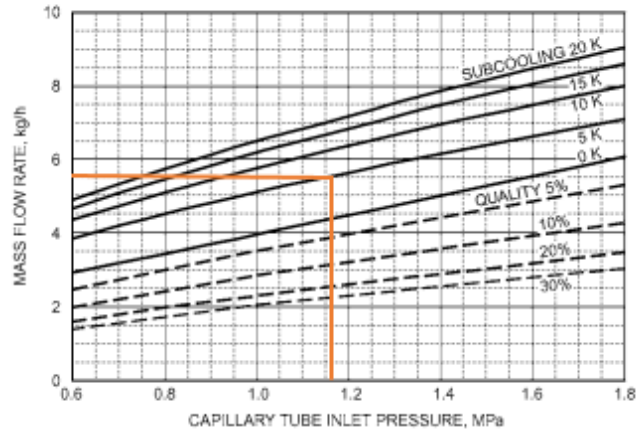
Con un flujo másico de refrigerante definido, un subenfriamiento en el condensador de 5 K y una presión de refrigerante a la entrada del tubo capilar de 1,161 Mpa, se realiza la selección del tubo capilar como sigue:

En la figura 24, se ingresa con la presión de refrigerante de 1,161 Mpa y un subenfriamiento de 5 K, obteniéndose un flujo másico de refrigerante de 5,5 kg/h. Este flujo corresponde a un tubo capilar de DI 0,86 y longitud de 3,3 m. Se debe tener en cuenta que dicho valor no coincide con la rata de refrigerante en el sistema instalado de 6,96 kg/h. Se hace necesario aplicar un factor de corrección para alcanzar el valor real de flujo, utilizando una geometría de tubo capilar distinta a la que por defecto se describe en la figura 24.

A continuación, se aplica el factor de corrección a la rata de 5,5 kg/h, de tal manera que se llegue al valor real:

$$FCF = \frac{6,95}{5,5} = 1,264$$

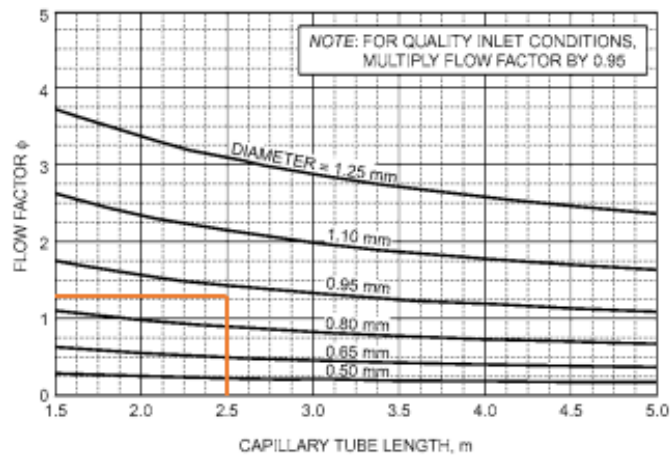
Figura 24. Flujo másico de R-134a a través de tubo capilar (Tubo capilar DI es 0.86 mm y longitud de 3300 mm)



Fuente: ASHRAE HANDBOOK. Heating, Ventilation, and Air-Conditioning Refrigeration. Chapter 11: Refrigeration and Control Devices. 1791 Tullie Circle, Atlanta, USA, 2014.

En la figura 25, para un tubo capilar de DI 0,91 mm y un factor de corrección de flujo necesario de 1,264, se halla la longitud apropiada para garantizar las condiciones de operación del sistema instalado, descritas inicialmente. Esta longitud es de 2,5 m.

Figura 25. Factor de corrección de flujo para R-134a



Fuente: ASHRAE HANDBOOK. Heating, Ventilation, and Air-Conditioning Refrigeration. Chapter 11: Refrigeration and Control Devices. 1791 Tullie Circle, Atlanta, USA, 2014.

4.2.2 Sistema de ventilación mecánica El sistema de ventilación mecánica es el encargado de llevar el aire tratado en el equipo acondicionador hasta el recinto, para lograr condiciones específicas de temperatura y humedad al interior. A partir del flujo diferencial de aire entre la impulsión y el retorno, se garantiza una presurización de espacios por acumulación de flujo másico de aire.

Los procedimientos a tener en cuenta para el diseño del sistema de ventilación son:

- ❖ Balance de flujo de aire y presurización de espacios por flujo diferencial
- ❖ Diseño de ductos: Cálculo de ductos de impulsión, retorno y balanceo de ductos.

4.2.2.1 Balance de flujo de aire y presurización de espacios por flujo diferencial

- **Balance de flujo másico**

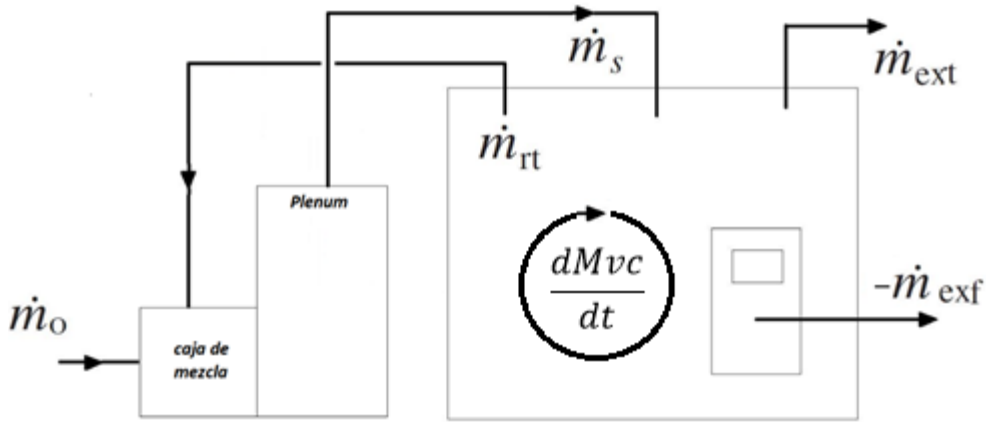
Según la figura 26, se considera un modelo de recinto individual cerrado, rodeado por un área de presión uniforme. Basados en la ecuación de continuidad y conservación de masa para un proceso de flujo incompresible estacionario, la rata de masa total que entra al volumen de control debe ser igual al cambio de masa al interior del volumen de control más la rata de masa total que abandona el volumen de control.

$$\dot{m}_{in} = \frac{dM_{vc}}{dt} + \dot{m}_{out}$$

Se toma como volumen de control el recinto, y se tiene que:

$$\dot{m}_s = \frac{dM_{vc}}{dt} + \dot{m}_{rt} + \dot{m}_{ext} + \dot{m}_{exf}$$

Figura 26. Balance de flujo másico de aire en el volumen de control del recinto



Ahora se divide entre densidad constante (ρ), se desprecia el efecto de la temperatura, y la compresibilidad del aire, por lo tanto:

$$\frac{\dot{m}_s}{\rho} = \frac{dM_{vc}}{dt} * \frac{1}{\rho} + \frac{\dot{m}_{ext}}{\rho} + \frac{\dot{m}_{exf}}{\rho}$$

$$\dot{V}_s = \frac{dV_{vc}}{dt} + \dot{V}_{rt} + \dot{V}_{ext} + \dot{V}_{exf}$$

Donde (\dot{V}_s), corresponde al flujo volumétrico de suministro (determinado a partir de los requerimientos de presión), ($\frac{dV_{vc}}{dt}$) corresponde al aumento del volumen de aire contenido en el volumen de control por unidad de tiempo, (\dot{V}_{ext}) corresponde al flujo volumétrico de extracción (se considera nulo, pues no existe sistema de extracción), (\dot{m}_{rt}) corresponde al flujo volumétrico de retorno (\dot{m}_{rt}), (\dot{m}_{exf}) corresponde al flujo volumétrico de exfiltraciones (\dot{m}_{exf}) (se calcula a partir de los aperturas funcionales).

- **Volumen de aire al interior del volumen de control**

La ecuación de los gases ideales estipula que un aumento de la cantidad de aire contenido en un volumen de control, provocará un aumento de la presión interior

$$P * V = \frac{m}{M} * R * T$$

Suponiendo un proceso a temperatura, densidad y volumen constante:

$$P = K * m$$

De esta forma se puede expresar que el cambio en el tiempo de la masa contenida en el volumen de control, implica un cambio proporcional de la presión al interior del recinto.

$$\frac{dP}{dt} = K * \frac{dm}{dt} = K * \frac{dM_{vc}}{dt} = K * \rho * \frac{dV_{vc}}{dt} = K * \frac{dV_{vc}}{dt}$$

Según la deducción anterior se puede concluir que para inducir un aumento de presión interna al interior del volumen de control, se debe aumentar el flujo volumétrico de aire que ingresa al recinto. El cambio de presión dependerá de la constante K, propia para cada recinto.

A una condición de presión atmosférica correspondiente a 98000 [pa] está contenida cierta masa de aire al interior del volumen de control, la cual ocupa el volumen interno del recinto. La nueva condición del recinto corresponde a 98020 [pa], por lo tanto será necesario aumentar la cantidad de masa de aire al interior.

$$P_1 = K * m_1$$

$$P_2 = K * m_2$$

$$\frac{P_1}{m_1} = \frac{P_2}{m_2} \quad \text{ó} \quad \frac{P_1}{V_1 * \rho} = \frac{P_2}{V_2 * \rho}$$

- **Presurización de espacios por flujo diferencial**

La presurización de espacios usando flujo diferencial es una de las técnicas más utilizadas. Para mantener un espacio cerrado presurizado o despresurizado, mediante una diferencia de caudales de aire de suministro y retorno, se deben tener en cuenta la siguiente relación.

$$-V_{exf} \dot{} = \dot{V}_s - \left(\frac{dV_{vc}}{dt} + \dot{V}_{rt} + V_{ext} \dot{} \right)$$

El flujo a través de aperturas, rendijas o claros, nunca llega a desarrollarse completamente. Por lo tanto la relación entre la tasa de aire de exfiltraciones, y la diferencia de presión interior-exterior, puede representarse con la siguiente ecuación,

$$\dot{V} = C_{flow} * A_w * (\Delta P)^n$$

A fin de analizar el impacto de flujos de salida (exfiltraciones) y flujos de entrada (infiltraciones) de un volumen de control presurizado, se relaciona el caudal de aire (\dot{V}_{exf}), el área de salida (A_{exf}), un coeficiente de flujo (C_d) que depende del tipo de orificio y el diferencial de presiones entre el exterior y el volumen de control $\Delta(P_r - P_o)$.

$$-\dot{V}_{exf} = 4005 C_d A_{exf} \sqrt{\Delta(P_r - P_o)}$$

$$\Delta(P_r - P_o) = \left(\frac{-\dot{V}_{exf}}{4005 C_d A_{exf}} \right)^2$$

El Manual de Ventilación Salvador Escoda recomienda, para aperturas funcionales, como puertas, ventanas, rendijas, etc. el siguiente modelo adaptado

$$\dot{V} = 0,827 * A_w * (\Delta P)^{0,5}$$

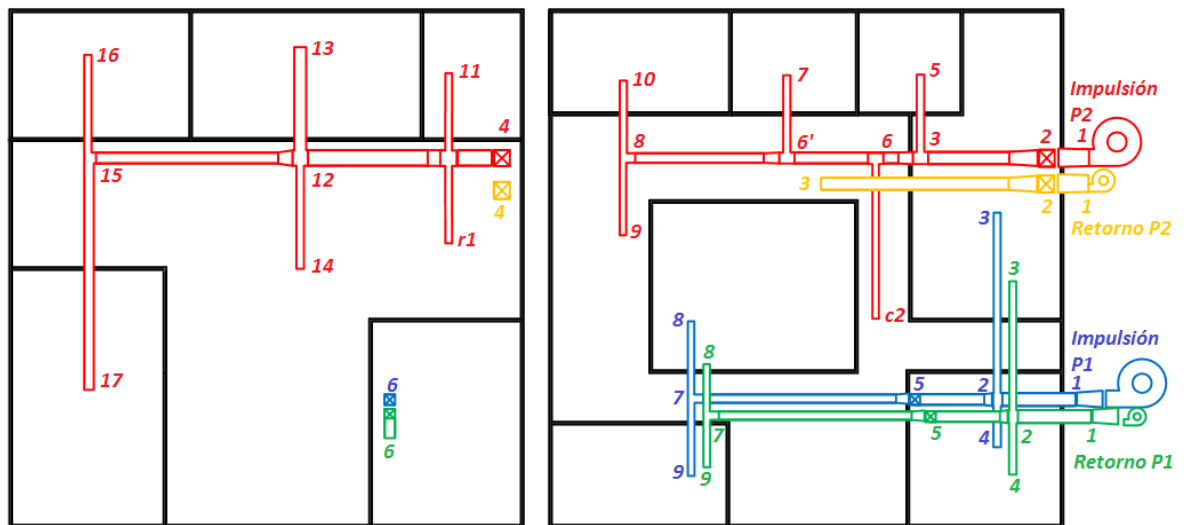
Si la presión en el recinto sube desde P_o hasta P_r , entonces el volumen de control estará presurizado respecto el exterior, existirá un flujo volumétrico de aire que abandona el recinto por orificios (exfiltraciones). Si al interior del volumen de control la presión de los alrededores es mayor que la presión del recinto ($P_r < P_o$), existirá flujo volumétrico de aire que intente ingresar al volumen de control (infiltración).

4.2.2.2 Diseño de ductos: Cálculo de ductos de impulsión, retorno y balanceo de ductos La misión de lograr confort, teniendo en cuenta parámetros de temperatura y presión, hace que el trazado de un sistema de ductos sea un problema complejo, donde existen limitaciones adicionales como el espacio disponible, el nivel de ruido, ganancias de calor, fugas, entre otros.

Para el diseño de ductos, se tienen en cuenta los siguientes procedimientos:

- ❖ Diseño mediante el método de pérdida de carga constante.
- ❖ Balanceo de impulsión: pérdidas inducidas para balanceo de ramales no simétricos con orificios redondos de borde agudo.
- ❖ Balanceo de retorno: pérdidas inducidas en ramales de ductos a través de “stall control” para retorno individual.

Figura 27. Trazado de ductos para los diferentes niveles de presión en el modelo construido



- **Diseño mediante el método de Pérdida de carga constante**

El método de pérdida de carga constante se utiliza en el diseño de conductos de impulsión, retorno y extracción de aire. Consiste en calcular los conductos de forma que tengan la misma pérdida de carga por unidad de longitud a lo largo de todo el sistema.

En sistemas de ventilación, deben ser incluidos algunos parámetros preliminares:

- La optimización del tamaño de conductos para reducir la pérdida de carga, tiene un límite, pues constructivamente resulta imposible trabajar con ductos de dimensiones menores a 10 mm.
- Se deben suavizar los cambios de sección entre tramos, a fin de reducir las pérdidas.
- Los radios de giro o tuberías en T, deberían ser totalmente curvos, a fin de lograr una mínima pérdida de carga. Constructivamente también resulta complejo, por lo tanto estos codos, han sido hechos con ángulos de 90°.

El procedimiento que se lleva a cabo consiste en elegir una velocidad inicial de flujo. El manual de Carrier recomienda para sistemas de baja velocidad, valores entre 6 – 12 *m/s*. Tomando una posición conservativa, se eligió una velocidad de 5 *m/s*, esto en función de la restricción por nivel de ruido en los conductos. Una vez elegida esta velocidad, y partiendo del caudal de aire total a suministrar para retirar carga (Ver sección 4.2.1.3 *Psicrometría al interior del recinto*), es posible determinar el área del conducto, y el diámetro equivalente.

$$\dot{V} = v * A$$

$$A = \frac{\pi * D^2}{4}$$

Para el tramo 1-2 del arreglo de ductos para impulsión del nivel de 20 Pa, se tiene:

$$A_{12} = \frac{10,36 \text{ m}^3/h_{12} * 1 \text{ h}/3600 \text{ s}}{5 \text{ m/s}}$$

$$A_{12} = 575 \times 10^{-6} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$A_{12} = 575 \times 10^{-6} \text{ [m}^2\text{]} = 575 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A_{12} = \frac{\pi * D_{12}^2}{4} \text{ -----} \rightarrow D_{12} = 27,058 \text{ [mm]}$$

Dicha área corresponde a la sección de un ducto circular de diámetro D_{12} , de la cual se obtendrá el valor correspondiente a las dimensiones de un ducto cuadrado, con la siguiente formula:

Suposición $T = W$

$$D = \frac{1,3 * (T * W)^{\frac{5}{8}}}{(T + W)^{\frac{1}{4}}}$$

$$T_{12} = W_{12} = 24,75 \text{ [mm]}$$

Se elige un conducto de 25 mm* 25 mm.

Una vez determinadas las dimensiones del conducto, y su diámetro equivalente, se realiza el cálculo del número de Reynols, y el factor de fricción, en nuestro caso se presenta flujo turbulento para lo cual se usa la ecuación de Colebrook-White.

$$Re = \frac{\rho * V * D}{\mu}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 * \log_{10} \left(\frac{e}{3,7} + \frac{2,51}{Re * \sqrt{f}} \right)$$

$$e = \frac{k}{D}$$

Ahora se determina la pérdida de carga por longitud que debe mantenerse constante en todos los conductos.

$$h = f * \left(\frac{L}{D}\right) * \frac{V^2}{2 * g}$$

$$h_{long} = \left(\frac{h}{L}\right)$$

Así por ejemplo, la pérdida de carga por longitud para el tramo 1-2 mencionado es:

$$h_{12} = h_{long} * L_{12}$$

A partir de la obtención de la pérdida de carga por unidad de longitud, se debe realizar una iteración para hallar el diámetro para el cual la velocidad derivada de la ecuación de pérdida de carga, sea igual a la velocidad que se deduce del flujo volumétrico que está en función de la rata de calor a retirar.

$$V = \sqrt{\frac{h * 2 * g * D}{f * L}}$$

$$V = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D^2}$$

A partir de las 2 ecuaciones de velocidad, se realiza una búsqueda del diámetro que cumpla ambas condiciones. Esta iteración termina, cuando el diámetro es igual, en ambas ecuaciones.

El paso a seguir es el cálculo de las pérdidas por accesorios, tomando coeficientes de pérdida de ASHRAE Duct Fitting Database, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, Georgia. Se tienen las siguientes expresiones para el cálculo de dichas pérdidas, donde C_b es el coeficiente de pérdida característico y P_d es la presión dinámica asociada.

$$h_{total} = h_{longitud} + \sum h_{accesorios}$$

$$h_{longitud} = f * \frac{V^2}{D * 2 * g}$$

$$\sum h_{\text{accesorios}} = \sum Cb_{\text{accesorio}} * Pd_{\text{accesorio}}$$

$$Pd_{\text{accesorio}} = \frac{\rho * V^2}{2}$$

Los coeficientes de pérdida por accesorios Cb , presentes en el arreglo de ductos se resume en el ANEXO C.

El método de carga constante no garantiza la condición de equilibrio en caída de presión en ramales no simétricos. Para ello, se inducen pérdidas a través de orificios a forma de rejillas, en cada boca de descarga para los ductos de impulsión con necesidad de compensación.

Para los ductos de retorno, con una configuración de ramales individuales para cada recinto, como el arreglo del nivel de presión de 20 Pa, se balanceó el sistema a través del método “Stall Control”.

- **Balanceo de impulsión**

El método de pérdida de carga constante fue el utilizado en el diseño del sistema de impulsión. Este método representa ventajas sobre otros, cuando el trazado de ductos es simétrico, pues no requiere posterior compensación.

En el arreglo de distribución para el banco construido, muchos de los ramales eran simétricos, pero para otros no fue posible garantizar esta característica constructiva. Siendo así, se tienen en la instalación tramos cortos y largos, donde el más corto exige más pérdida. Con este tipo de sistema, el método de pérdida de carga constante no tiene en cuenta el equilibrio de caída de presión en las distintas ramas, por lo que es difícil igualar las caídas de presión o la misma presión estática en cada terminal de impulsión.

El procedimiento a seguir fue el balanceo de los ramales no simétricos, con la inducción de pérdidas por rozamiento a través de orificios en las descargas, de tal

forma que se garantice el equilibrio en caída de presión a través de todos los ramales del trazado.

$$h_{orificio} = C_{b_orificio} * P_{d_orificio}$$

$$P_{d_orificio} = \frac{\rho * V_{orificio}^2}{2}$$

Donde $V_{orificio}$ es la velocidad en la contracción creada. Este valor se obtiene a partir del balance de caudal de aire a través del ducto:

$$V_{ducto} * A_{ducto} = V_{orificio} * A_{orificio}$$

$$A_{orificio} = \frac{\pi * D_{orificio}^2}{4}$$

$$r_{areas} = \frac{A_{orificio}}{A_{ducto}}$$

De la tabla de pérdidas por accesorios, para orificio redondo de borde agudo se obtiene por prueba y error el valor de relación de área y su correspondiente coeficiente de pérdida C_b , de tal forma que se halle el valor de pérdida en el agujero que compense el tramo asimétrico.

- **Balaceo de retorno**

La presurización de los recintos se dará a partir del flujo diferencial $\dot{V}_s - (\dot{V}_{rt} + \dot{V}_{ext}) = -\dot{V}_{exf}$. La estrategia de control a seguir consiste en mantener fija la impulsión \dot{V}_s y variar el valor del retorno \dot{V}_{rt} desde el recinto hasta la caja de mezcla; el valor \dot{V}_{ext} es nulo, pues no se realiza extracción en el local.

Como el valor a retornar \dot{V}_{rt} va a cambiar constantemente: aumenta si el valor de exfiltraciones disminuye, y disminuye si las exfiltraciones aumentan. El balanceo de pérdidas en los ramales se debe hacer de tal forma que se adapten las pérdidas a los cambios en la velocidad, por un mayor o menor flujo de aire a través del ducto.

En los ductos de impulsión, al ser fijo el caudal y por tanto la velocidad a través de sus ramales, se optó por un balanceo de ductos con pérdidas de valor constante, en accesorios y orificios de descarga.

Para los ductos de retorno, era necesario un tipo de regulación variable para balancear las pérdidas en los ramales, garantizando así un flujo de aire uniformemente distribuido. En la práctica se usan “dámpers” para control de flujo de aire, ya sea manuales o motorizados, pero por el tamaño reducido del modelo, fue imposible el uso de estos.

Se eligió la regulación por pérdida aerodinámica o “Stall control”, garantizando la inducción de una pérdida variable en relación al cambio de flujo de aire por el ducto, teniendo así un flujo uniformemente distribuido en cada escenario de control, tanto en la impulsión como en el retorno.

La principal ventaja de la regulación por pérdida aerodinámica es que se evitan las partes móviles y un complejo sistema de control, pero por otro lado, se tiene un problema de diseño complejo, a la hora de seleccionar el perfil aerodinámico que cumpla con los requisitos para un flujo uniformemente distribuido. En el ANEXO D se presenta un procedimiento de cálculo para caída de presión a través de banco de tubos, configuración usada en el “Stall Control” del retorno.

A continuación se muestran las tablas correspondientes a una red de ventilación determinada, completamente balanceadas por los métodos mencionados anteriormente.

Tabla 15. Red de impulsión balanceada

RED DE VENTILACIÓN - IMPULSIÓN-SOBREPRESIÓN MAYOR (20 Pa)										
	Caudal [m3/h]	Longitud tramo [m]	Ancho [mm]	Alto [mm]	Velocidad [m/s]	Re	hf [m]	Pf [Pa]	Paccesorios [Pa]	Ptotal [Pa]
Tramo (1-2)	10,35	0,17	24,75	24,75	5	8447	0,2594	2,923	0	2,923
Tramo (2-3)	1,94	0,35	13,47	13,47	3,165	2912	0,534	6,019	17,92	23,939
Tramo (2-4)	2,353	0,1	14,44	14,44	3,339	3293	0,1526	1,72	22,15	23,87
Tramo (2-5)	6,053	0,17	20,34	20,34	4,326	6008	0,2594	2,923	0,9676	3,8906
Tramo (5-6)	2,904	0,33	15,59	15,59	3,537	3767	0,5034	5,675	13,77	19,445
Tramo (5-7)	3,149	0,52	16,05	16,05	3,62	3963	0,7933	8,942	0,7529	9,6949
Tramo (7-8)	1,538	0,15	12,39	12,39	2,965	2507	0,2288	2,58	6,98	9,56
Tramo (7-9)	1,611	0,15	12,6	12,6	3	2583	0,2288	2,58	6,98	9,56
Total tramo crítico										26,0685

RED DE VENTILACIÓN - IMPULSIÓN-SOBREPRESIÓN MENOR (12,5 Pa)										
	Caudal [m3/h]	Longitud tramo [m]	Ancho [mm]	Alto [mm]	Velocidad [m/s]	Re	hf [m]	Pf [Pa]	Paccesorios [Pa]	Ptotal [Pa]
Tramo (1-2)	23,11	0,17	36,99	36,99	5	12625	0,156	1,759	0	1,759
Tramo (2-3)	7,768	0,26	24,82	24,82	3,732	6325	0,2386	2,69	3,921	6,611
Tramo (2-4)	15,342	0,32	31,83	31,83	4,484	9741	0,2937	3,31	5,04	8,35
Tramo (3-5)	1,766	0,22	14,51	14,51	2,482	2459	0,2019	2,276	10,75	13,026
Tramo (3-6)	6,002	0,08	22,59	22,59	3,48	5369	0,07342	0,8276	0,2781	1,1057
Tramo (6-c2)	1,354	0,3	13,18	13,18	2,3	2071	0,2753	3,104	9,245	12,349
Tramo (6-6')	4,648	0,11	20,59	20,59	3,246	4563	0,1	1,128	0,2418	1,3698
Tramo (6'-7)	1,643	0,14	14,14	14,14	2,432	2348	0,1285	1,448	17,23	18,678
Tramo (6'-8)	3,005	0,285	17,57	17,57	2,879	3452	0,2616	2,948	0,4283	3,3763
Tramo (8-10)	1,651	0,14	14,16	14,16	2,436	2354	0,1285	1,448	13,7	15,148
Tramo (8-9)	1,354	0,15	13,18	13,18	2,306	2071	0,1377	1,552	13,46	15,012
Tramo (4-11)	1,337	0,15	13,13	13,13	2,296	2057	0,1377	1,552	17,12	18,672
Tramo (4-r1)	1,353	0,15	13,18	13,18	2,305	2071	0,1377	1,552	17,19	18,742
Tramo (4-12)	12,652	0,29	29,66	29,66	4,258	8621	0,2662	3	0,7291	3,7291
Tramo (12-13)	6,232	0,2	22,9	22,9	3,518	5495	0,1836	2,069	12,8	14,869
Tramo (12-14)	1,353	0,13	13,18	13,18	2,305	2071	0,1193	1,345	13,49	14,835
Tramo (12-15)	5,067	0,48	21,24	21,24	3,324	4819	0,4378	4,935	0,8247	5,7597
Tramo (15-16)	1,544	0,2	13,82	13,82	2,392	2254	0,1836	2,069	7,05	9,119
Tramo (15-17)	3,523	0,4	18,62	18,62	3,009	3822	0,3671	4,138	4,987	9,125
Total tramo crítico										28,7228

Tabla 16. Red de retorno balanceada

RED DE VENTILACIÓN - RETORNO-SOBREPRESIÓN MAYOR											
	Caudal [m3/h]	Longitud tramo [m]	Ancho [mm]	Alto [mm]	Velocidad [m/s]	Re	hf [m]	Pf [Pa]	Paccesorios [Pa]	Pstall control [Pa]	Ptotal [Pa]
Tramo (1-2)	9,428	0,091	23,62	23,62	5	8063	0,1457	1,647	0	0	1,647
Tramo (2-3)	1,767	0,2	12,86	12,86	3,162	2776	0,3237	3,661	5,935	35,4	44,996
Tramo (2-4)	2,094	0,2	13,68	13,68	3,313	3095	0,3237	3,661	6,525	34,81	44,996
Tramo (2-5)	5,549	0,21	19,49	19,49	4,337	5771	0,3399	3,844	10,95	0	14,794
Tramo (5-6)	2,645	0,264	14,87	14,87	3,536	3590	0,4273	4,832	17,58	7,783	30,195
Tramo (5-7)	2,922	0,352	15,43	15,43	3,636	3831	0,5697	6,443	17,07	0	23,513
Tramo (7-8)	1,386	0,09	11,79	11,79	2,955	2379	0,1457	1,647	5,033	0	6,68
Tramo (7-9)	1,535	0,07	12,23	12,23	3,038	2539	0,1133	1,281	5,329	0	6,61
Total tramo crítico										46,634	

RED DE VENTILACIÓN - RETORNO-SOBREPRESIÓN MENOR										
	Caudal [m3/h]	Longitud tramo [m]	Ancho [mm]	Alto [mm]	Velocidad [m/s]	Re	hf [m]	Pf [Pa]	Paccesorios [Pa]	Ptotal [Pa]
Tramo (1-2)	20,39	0,08	34,74	34,74	5	11859	0,07944	0,8955	0	0,8955
Tramo (2-3)	6,929	0,55	23,42	23,42	3,743	5984	0,5462	6,157	4,281	10,438
Tramo (2-4)	13,47	0,25	29,85	29,85	4,477	9124	0,2483	2,798	9,822	12,62
Total tramo crítico										13,5155

4.2.3 Sistema de Perturbación El modelo de sistema HVAC desarrollado permite la evaluación de la presión diferencial al interior del recinto en diferentes escenarios de control, en respuesta a perturbaciones físicas relacionadas con apertura-cierre de puertas y perturbación por carga térmica con encendido-apagado de luces incandescentes.

- **Escenarios de control**

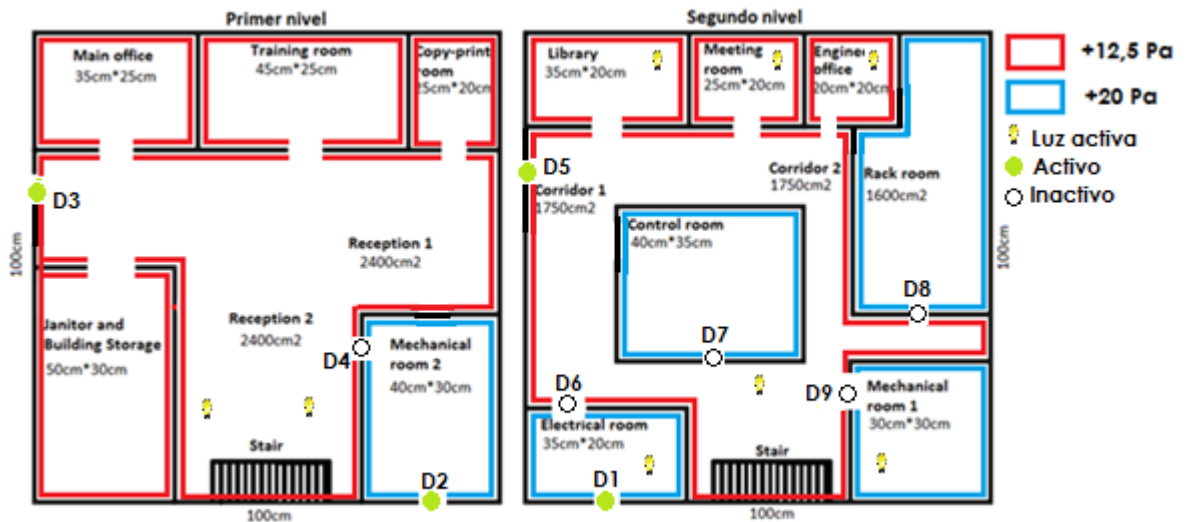
Los escenarios de control son seis arreglos que incluyen cambios de estados operativos de cada una de las aperturas funcionales (abrir-cerrar puertas) y también perturbación por aumento de carga térmica, donde se busca el mantenimiento de la presión, así como el control de la temperatura en los ambientes presurizados. Dicho control está basado en un ajuste de velocidad en los ventiladores de retorno para la presión y un control de la operación del sistema de refrigeración para la temperatura (Ver tabla 17).

Tabla 17. Escenarios de control

Escenario	Tipo de perturbación		Puerta y porcentaje (%) de apertura									Características
	Física-apertura o cierre de puertas	Térmica-luces encendidas	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9	
Escenario 1	SI	NO	100%	100%	100%	0%	100%	0%	0%	0%	0%	Escenario crítico al tener todas las puertas que comunican con el exterior completamente abiertas.
Escenario 2	SI	SI	100%	100%	100%	0%	100%	0%	0%	0%	0%	Escenario igual al 1 en cuanto a perturbación física, con adición de perturbación térmica (Aumento de flujo de aire que pasa por la unidad enfriadora)
Escenario 3	SI	NO	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	Escenario crítico al tener todas las puertas completamente cerradas. El local sufre su máxima presurización y los ventiladores de retorno empiezan a trabajar.
Escenario 4	SI	SI	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	Escenario igual al 3 en cuanto a perturbación física, con adición de perturbación térmica (Aumento de flujo de aire que pasa por la unidad enfriadora)
Escenario 5	SI	SI	0%	100%	0%	0%	100%	50%	0%	0%	0%	Escenario intermedio, donde se comunican los dos niveles por la puerta D6. La puerta D2 está abierta al exterior, aumentando los requerimientos de presurización para el nivel de 20 Pa. Las luces se encienden para perturbar térmicamente.
Escenario 6	SI	SI	0%	0%	0%	50%	100%	0%	0%	0%	0%	Escenario intermedio, donde se comunican los dos niveles por la puerta D4. Las luces se encienden para perturbar térmicamente.

En la figura 28 se observa un esquema del escenario 2, similar al escenario 1 en cuando a perturbación física por apertura o cierre de puertas, con adición de perturbación térmica con el encendido de las luces incandescentes.

Figura 28. Escenario 2



4.2.4 Sistema de Monitoreo y Control Como se mencionó anteriormente, las variables a controlar son la presión y la temperatura:

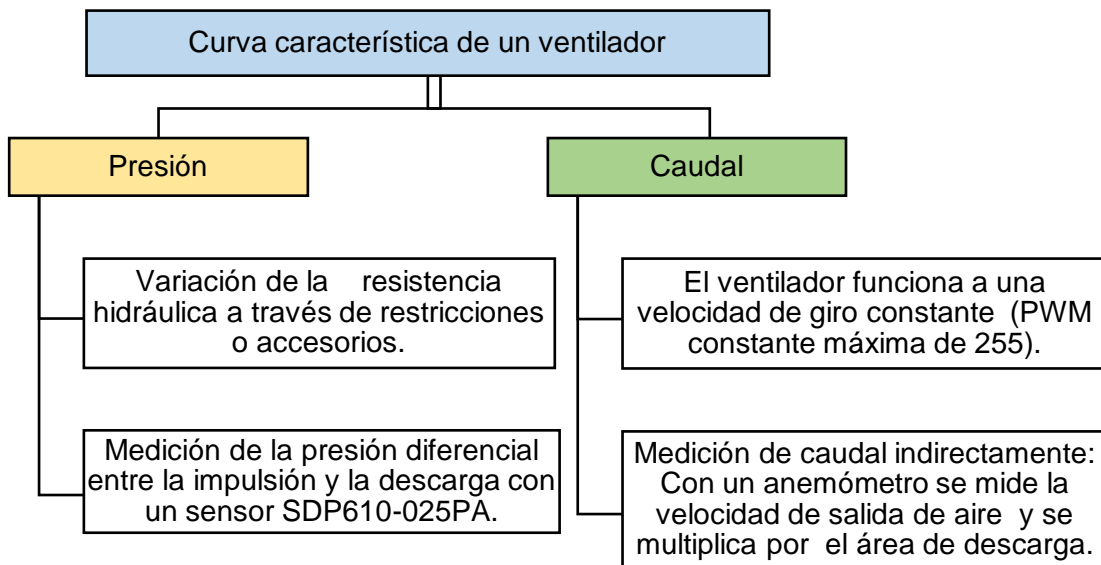
- ❖ **Para mantener la presión**, se ejerce una acción de control sobre la velocidad de giro de ventiladores, reflejada en un cambio en el flujo de aire.
- ❖ **Para mantener la temperatura**, el control actúa sobre el compresor del sistema de refrigeración, alternando el encendido y apagado del mismo.

4.2.4.1 Funcionamiento del control realizado a los ventiladores Para el control de presión al interior del recinto, se debe regular la operación de los ventiladores. Es necesario tener las curvas características de los ventiladores y las curvas de pérdida del sistema, a fin de ejercer una acción de control determinada, según las perturbaciones físicas y térmicas en el modelo construido.

➤ Curvas características de los ventiladores

La determinación de la curva característica de un ventilador requiere un ensayo de laboratorio, cuyo objeto es determinar la capacidad del aparato para transferir potencia al aire que mueve. En la figura 29 se resume el procedimiento para obtener la curva presión vs caudal de los ventiladores instalados en el modelo.

Figura 29. Procedimiento para obtener curva característica de un ventilador



El montaje físico para la medición de caudal y diferencial de presión se ilustra en la figura 30.

Figura 30. Elementos de medida: Caudal y diferencial de presión



Tomando los valores medidos, mostrados en la tabla 18, se genera una regresión matemática en el software EES para obtener la ecuación de diferencial de presión vs el caudal de cada ventilador, la cual se expresa de forma general como:

$$P = A + B * Q + C * Q^2$$

Generando la regresión se obtiene las constantes de la ecuación para cada ventilador:

$$P_{20} = 3,12216402E + 02 - 8,24323958E - 02 * Q_{20} - 2,21752029E - 01 * (Q_{20})^2$$

$$P_{12} = 1,94699235E + 02 + 1,25559132E + 00 * Q_{12} - 2,32895885E - 01 * (Q_{12})^2$$

$$P_{ret} = 4,10000000E + 01 - 1,62500000E + 00 * Q_{ret} - 1,56250000E - 01 * (Q_{ret})^2$$

$$P_{ple} = 2,55583355E + 01 + 2,51276955E - 02 * Q_{ple} - 4,02329867E - 03 * (Q_{ple})^2$$

$$P_{aex} = 1,66000000E + 01 - 5,29720004E - 02 * Q_{aex} - 5,19635709E - 03 * (Q_{aex})^2$$

Donde P_{20} , corresponde a la presión de trabajo del ventilador centrífugo de impulsión para el nivel de 20 pascales, P_{12} al ventilador centrífugo de impulsión del nivel de 12,5 pascales, P_{ret} corresponde al ventilador centrífugo de retorno, P_{ple} al ventilador axial del plenum y P_{aex} al ventilador axial de aire exterior.

Figura 31. Curva característica ventiladores centrífugos

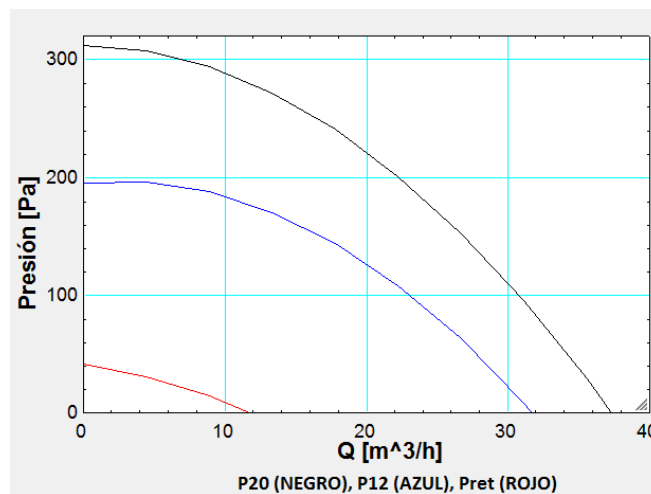


Tabla 18. Datos obtenidos para ventiladores centrífugos: (a) Ventilador Impulsión 20 Pa, (b) Ventilador Impulsión 12,5 Pa, (c) Ventiladores de Retorno 12,5 Pa y 20 Pa

1	2
Q	P20
0	312,2
5	306,3
10	289,2
15	261,1
20	221,9
25	171,6
30	110,2
35	37,69

(a)

1	2
Q	P12
0	194,7
5	195,2
10	184
15	161,1
20	126,7
25	80,53
30	22,76

(b)

1	2
Q	Pret
0	41
1	39,22
2	37,13
3	34,72
4	32
5	28,97
6	25,63
7	21,97
8	18
9	13,72
10	9,125

(c)

➤ **Curvas características de los ventiladores a distintas rpm**

Para determinar las condiciones de operación de los ventiladores cuando cambia la velocidad de giro, se tiene la ecuación:

$$P = A * (Frpm)^2 + B * (Frpm) * Q + C * Q^2$$

Donde el factor $Frpm$ es la relación entre las Rpm de trabajo y las Rpm máximas del ventilador, expresado como:

$$Frpm = \frac{Rpm_{trabajo}}{Rpm_{ventilador}} = \frac{PWM_{trabajo}}{PWM_{ventilador}}$$

➤ **Curvas resistivas del sistema**

Según los principios de la mecánica de fluidos, todo sistema de ductos de acuerdo a su disposición impone resistencia al paso de fluido. Este fenómeno relaciona el cambio de la caída de presión respecto la variación del caudal que fluye por la tubería, y matemáticamente se expresa según la siguiente ecuación:

$$\Delta P = K * Q^2$$

A partir de la tabla 15 y tabla 16, correspondientes a cada red de ventilación, se conoce la pérdida de carga ΔP_1 a un determinado caudal Q_1 , y además se sabe que para un caudal nulo, la resistencia del sistema también será nula. A partir de esos puntos, se pueden obtener las siguientes correlaciones:

$$\Delta P_{imp20} = 0,2433 * (Q_{imp20})^2$$

$$\Delta P_{imp12} = 0,05378 * (Q_{imp12})^2$$

$$\Delta P_{ret20} = 0,5402 * (Q_{ret20})^2$$

$$\Delta P_{ret12} = 0,03586 * (Q_{ret12})^2$$

Basta con ingresar un segundo caudal Q_2 para calcular la pérdida de carga ΔP_2 , para cualquier red de ventilación.

Al superponer la curva característica de un ventilador y la curva resistente de un sistema de ductos, se obtiene el punto de trabajo del ventilador. Este punto de operación de los ventiladores de retorno debe ser modificado, según cambie la presión al interior del recinto.

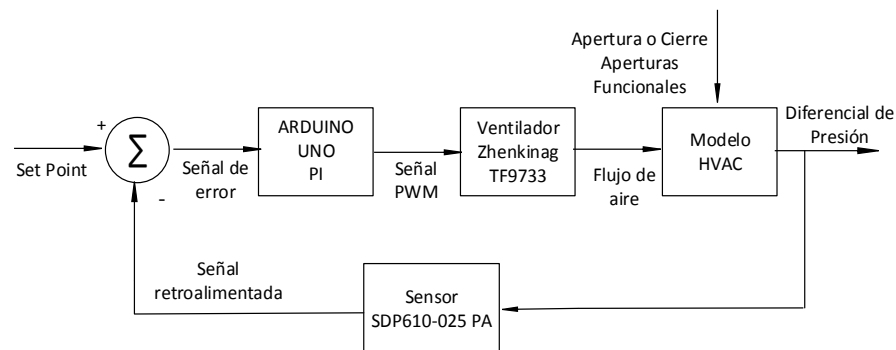
➤ **Diseño del controlador de la presión diferencial**

Una vez seleccionados los ventiladores, se ejerce una estrategia de control de lazo cerrado sobre el retorno, implementando una acción de control PI (proporcional – integral), tal como se ilustra en la figura 32.

Organizando los diferentes componentes del control de diferencial de presión según su función, se tendrá:

- ✓ **Controlador:** Tarjeta Arduino UNO
- ✓ **Actuador:** Ventilador de retorno Zhenjiang TF9733
- ✓ **Planta o proceso:** modelo hermético de sistema HVAC
- ✓ **Sensor:** Sensor de presión diferencial SDP610-025PA Sensirion

Figura 32. Diagrama de lazo cerrado de control del diferencial de presión



En el diagrama anterior las variables involucradas en la función de control del diferencial de presión son:

- ✓ **Set point:** Valor de diferencial de presión establecido según la zona a presurizar (12,5 Pa o 20 Pa).
- ✓ **Error:** Diferencia entre el valor de set point y la lectura del sensor de presión diferencial, donde el comparador es un elemento interno del controlador.
- ✓ **Señal de control:** Señal de pulsos PWM a 5 VDC enviados desde el controlador hacia ventilador de retorno.
- ✓ **Variable manipulada principal:** Señal de pulsos PWM a 5 VDC utilizados para alimentación del ventilador de retorno.
- ✓ **Variable manipulada secundaria:** Flujo volumétrico de aire de retorno del modelo de sistema HVAC.

- ✓ **Variable controlada:** Diferencial de presión del modelo de sistema HVAC.
- ✓ **Señal de lectura:** Señal digital i2c correspondiente a la lectura de presión diferencial registrada por el sensor.

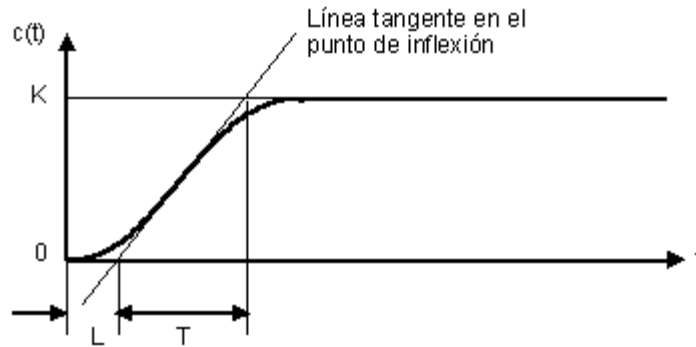
➤ **Sintonización del control PI**

Sintonizar las constantes del controlador PI, es un proceso que se debe realizar para cada uno de los escenarios propuestos, pues cada uno representa una planta diferente.

Para el escenario 1 no es necesario el control sobre los ventiladores de retorno, pues en este escenario la impulsión se ha establecido para ser justo la necesaria a fin de mantener la presión diferencial al interior del modelo HVAC, mientras los ventiladores de retorno permanecen apagados. A fin de evaluar el comportamiento de la presión diferencial en cada escenario subsiguiente, se requiere hacer los ajustes en el estado operativo (apertura – cierre) de las puertas según se ha establecido, entretanto se mantiene constante el ancho de pulso enviado a los ventiladores de impulsión como en el escenario 1.

La sintonización se realiza siguiendo la teoría del método de la curva de respuesta de Ziegler-Nichols. Este método plantea un procedimiento matemático basado en el análisis de la línea tangente al punto de inflexión de la curva de respuesta al escalón, mostrado en la figura 33.

Figura 33. Curva de respuesta del sistema al escalón



Fuente: SOLATIAN, P. HAMIDREZA, A. SHABANINIA F. Simulation Study of Flow Control Based On PID ANFIS Controller for Non-Linear Process Plants. Shiraz University, Irán. 2002. Disponible en: <http://article.sapub.org/10.5923.j.ajis.20120205.04.html>

En la figura 33 L , corresponde al tiempo que tarda el sistema en comenzar a responder. T corresponde al tiempo calculado desde que la recta tangente corta el valor inicial hasta que esta llega al set-point del sistema. Además de estos tiempos característicos se debe conocer la variación de la señal de escalón dx , y la variación de la respuesta del sistema dy .

$$K_o = \frac{dx * T}{dy * L}$$

A partir de estos valores es posible determinar las constantes correspondientes al controlador PID con acción solo proporcional, proporcional e integral o proporcional, integral y derivativa, según la tabla 19, mostrada a continuación:

Tabla 19. Cálculo de constantes según el tipo de controlador

TIPO DE CONTROLADOR	K_p	T_i	T_d
P	K_o	0	0
PI	$0,9 * K_o$	$3,3 * L$	0
PID	$1,2 * K_o$	$2 * L$	$0,5 * L$

La constante K_p corresponde a la ganancia proporcional, T_i es la constante de tiempo integral y T_d es la constante de tiempo derivativo. A fin de calcular la constante integral y derivativa se debe tener en cuenta las siguientes relaciones:

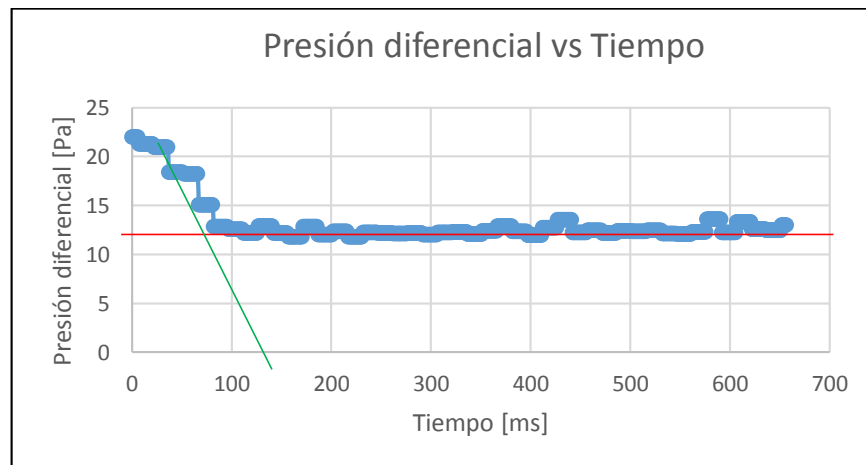
$$K_i = \frac{K_p}{T_i}$$

$$K_d = K_p * T_d$$

❖ **Calculo tipo: Escenario 3 – Zona de 12,5 Pa**

La figura 34 muestra el comportamiento de la presión diferencial para la zona que debe mantenerse a 12,5 Pa, frente a una entrada escalón correspondiente a un ancho de pulso de 50 PWM sobre el ventilador de retorno del nivel de 12,5 Pa. En la gráfica se ha destacado el set point correspondiente a 12,5 Pa (línea roja) y la línea tangente en el punto de inflexión (línea verde).

Figura 34. Curva de respuesta al escalón: Escenario 3



A partir de la curva de respuesta al escalón para la planta correspondiente al escenario 3, se calculan las constantes proporcional e integral, como se muestra a continuación:

$$L = 5,5$$

$$T = 11,8 - 5,5 = 6,3$$

$$dx = 50 - 0 = 50 [PWM]$$

$$dy = 21,96 - 12,58 = 9,38 [Pa]$$

$$K_o = \frac{dx * T}{dy * L} = \frac{50 * 6,3}{9,38 * 5,5} = 6,05$$

$$K_p = 0,9 * K_o = 5,45$$

$$T_i = 3,33 * L = 3,33 * 5,5 = 18,53$$

$$K_i = \frac{K_p}{T_i} = \frac{5,45}{18,53} = 0,294$$

El proceso anterior debe ser repetido para determinar las constantes del controlador PI, para cada escenario y para cada ventilador de retorno. Esta información se resume en la tabla 20.

Tabla 20. Constantes PI para cada ventilador según cada escenario

ACTUADOR	Constante	Escenario					
		1	2	3	4	5	6
Ventilador retorno 12,5	Kp	0	0	5,45	5,45	6	6,5
	Ki	0	0	0,294	0,294	0,253	0,27
Ventilador retorno20 [Pa]	Kp	0	0	7,5	7,3	7,5	7,9
	Ki	0	0	0,2	0,27	0,25	0,32

4.2.4.2 Funcionamiento del control realizado a la operación del compresor

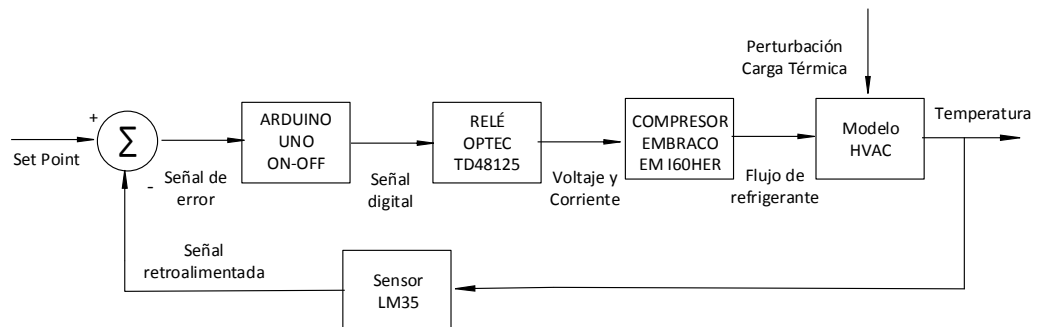
➤ Diseño del controlador de la temperatura

Para el control de la temperatura se implementa una estrategia de control de lazo cerrado, utilizando una acción de control ON-OFF sobre el compresor del sistema de refrigeración.

Organizando los diferentes componentes del control de temperatura según su función, se tendrá:

- ✓ **Controlador:** Tarjeta Arduino UNO
- ✓ **Pre-actuador:** Relé de estado sólido OPTEC TD48A25
- ✓ **Actuador:** Compresor Embraco EMI I60HER
- ✓ **Planta o proceso:** modelo hermético de sistema HVAC
- ✓ **Sensor:** Sensor de temperatura LM35

Figura 35. Diagrama de lazo cerrado de control de la temperatura



En el diagrama anterior las variables involucradas en la función de control de la temperatura son:

- ✓ **Set point:** Valor de temperatura establecido según las condiciones de confort de un recinto HVAC (23 °C).
- ✓ **Error:** Diferencia entre el valor de set point y la lectura del sensor de temperatura, donde el comparador es un elemento interno del controlador.
- ✓ **Señal de control:** Señal digital a 5 VDC enviados desde el controlador hacia el relé de estado sólido.
- ✓ **Variable manipulada principal:** Corriente alterna utilizada para alimentación del compresor, la cual circula cuando se ha energizado el relevador de estado sólido.
- ✓ **Variable manipulada secundaria:** Flujo volumétrico de refrigerante que circula por el evaporador al energizar el compresor.
- ✓ **Variable controlada:** Temperatura interior del modelo de sistema HVAC.
- ✓ **Señal de lectura:** Señal analógica en mV correspondiente a la lectura de temperatura registrada por el sensor de temperatura.

➤ **Funcionamiento del control ON-OFF**

Para el control de temperatura en el modelo de sistema HVAC desarrollado, se ha establecido un set point equivalente a 23 °C, con una histéresis entre 24°C y 22°C.

Si el valor de lectura del sensor de temperatura es mayor al set point, el error es negativo y la acción de control corresponde al encendido del compresor. Si el error se desplaza de valores negativos a positivos, el lazo de histéresis conserva la acción de control de encendido del compresor aun cuando el error esté por debajo de la banda muerta positiva (+1°C) o setpoint superior (24°C), y solo conmuta a la acción de apagado del compresor cuando está por debajo de la banda muerta negativa (-1°C) o setpoint inferior (22°C). De forma equivalente, si el error se mueve de valores positivos a negativos, la acción de control seguirá siendo apagado del compresor aun cuando esté por encima de la banda muerta negativa (-1°C) o setpoint inferior (22°C), pero cambiará una vez sobrepase la banda muerta positiva (+1°C) o setpoint superior (24 °C).

5. INTERFAZ

Para visualizar los datos de las pruebas en la interfaz creada, se necesitan instrumentos que capten y traduzcan las señales de los sensores. Dichas señales se convertirán en valores numéricos a mostrarse, archivarse o enviarse como señal de control. Los módulos principales en la interfaz son:

1. Adquisición de datos
2. Envío de señales de control

A continuación se nombran los dispositivos de hardware utilizados en cada uno de ellos.

❖ Adquisición de datos

La adquisición de datos es realizada con una tarjeta Arduino UNO. En esta tarjeta se carga un programa para la lectura de los sensores de presión diferencial SDP610-025PA y los sensores de temperatura LM35. Estas señales adquiridas son finalmente enviadas al software LABVIEW a través del monitor serial.

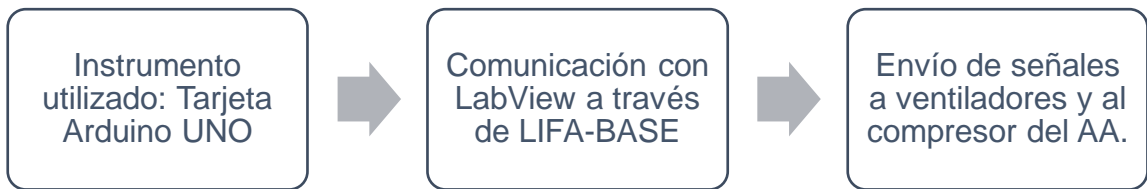
Figura 36. Adquisición de datos



❖ Envío de señales de control

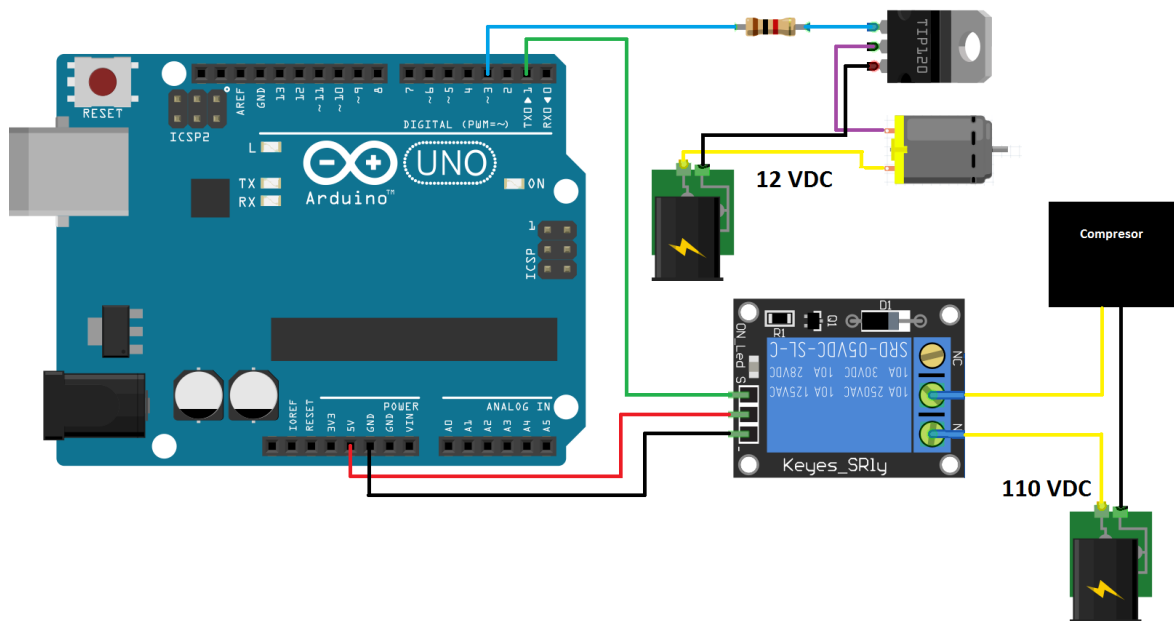
El envío de señales se realizó con una tarjeta Arduino UNO. En esta tarjeta se cargó la interfaz LIFA-BASE para establecer acciones de control desde LabView hacia los ventiladores y el relé de estado sólido.

Figura 37. Envío de señales de control



La conexión de la tarjeta Arduino con un ventilador y el relé de estado sólido se muestra en la figura 38.

Figura 38. Conexión del control realizado por la tarjeta Arduino sobre los ventiladores y el relé de estado sólido



Teniendo claro los instrumentos seleccionados para la adquisición de datos y envío de señales de control a los ventiladores y al relé, se explicará la interfaz creada para el proyecto.

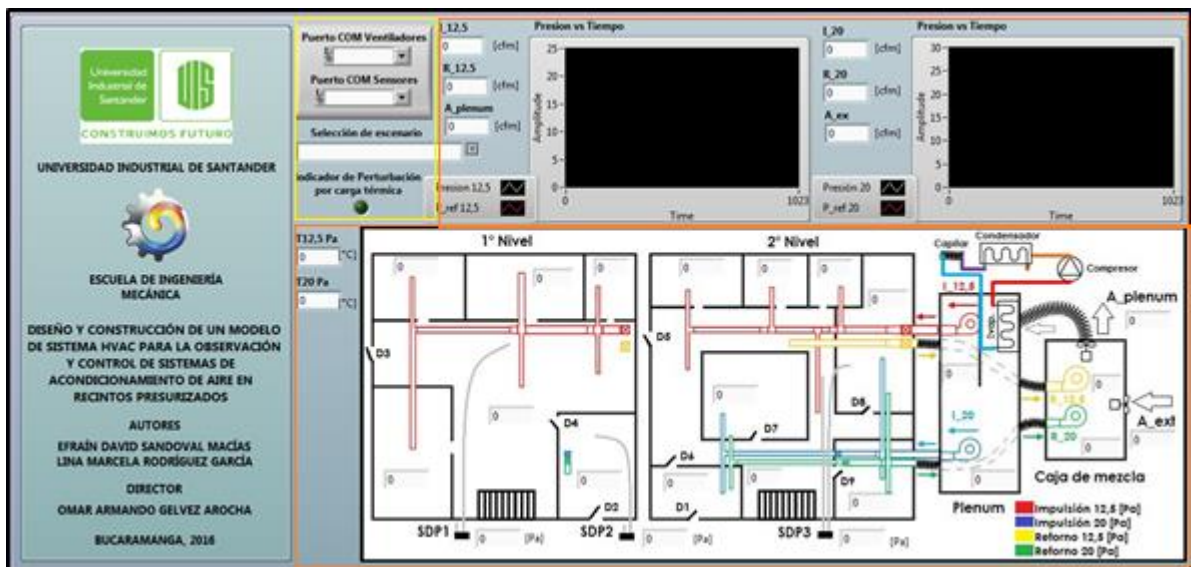
❖ Explicación de la interfaz

La interfaz gráfica se diseñó para una fácil selección de los escenarios y lectura de las variables de interés del proyecto. Los módulos de la interfaz son:

- Módulo de selección
- Módulo de visualización

En la figura 39 se muestra la totalidad de dichos módulos en la interfaz terminada. A continuación se explica cada uno.

Figura 39. Interfaz



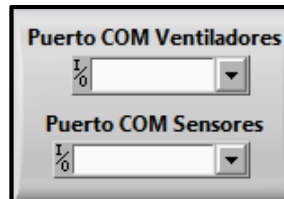
Módulo de selección

Es el lugar donde se ubican los menús emergentes que permiten la selección de los puertos de comunicación del programa LABVIEW con las tarjetas Arduino UNO.

Selección puertos COM: Para cada tarjeta Arduino conectada se asigna un puerto serial específico. El puerto COM Ventiladores seleccionado debe coincidir con el

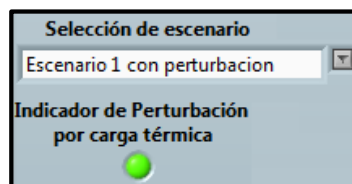
puerto al que se cargó el programa LIFA_BASE, así mismo el puerto COM Sensores con el puerto al que fue cargado el programa de Arduino para la lectura de los mismos. (Ver figura 40)

Figura 40. Selección de puertos COM



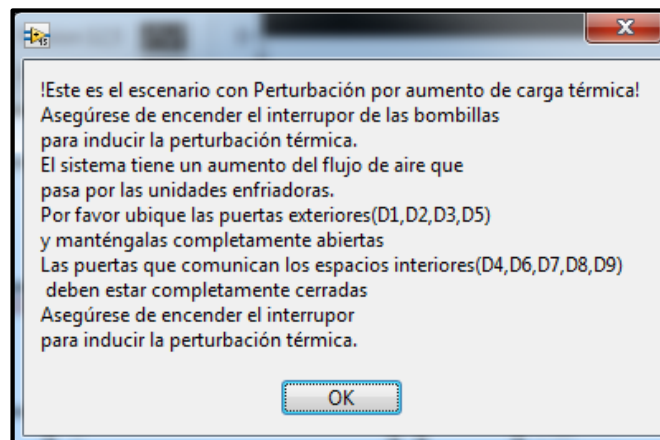
Selección de escenarios: Se puede elegir entre 6 escenarios ya previamente definidos. Además se dispone de una alerta visual (indicador luminoso) que se asocia con el encendido de los bombillos dispuestos al interior del recinto para el aporte de calor. (Ver figura 41)

Figura 41. Selección de escenario



Para cada escenario se programa un mensaje emergente que indicará al usuario requerimientos del estado de apertura de las puertas del recinto. (Ver figura 42)

Figura 42. Mensaje emergente

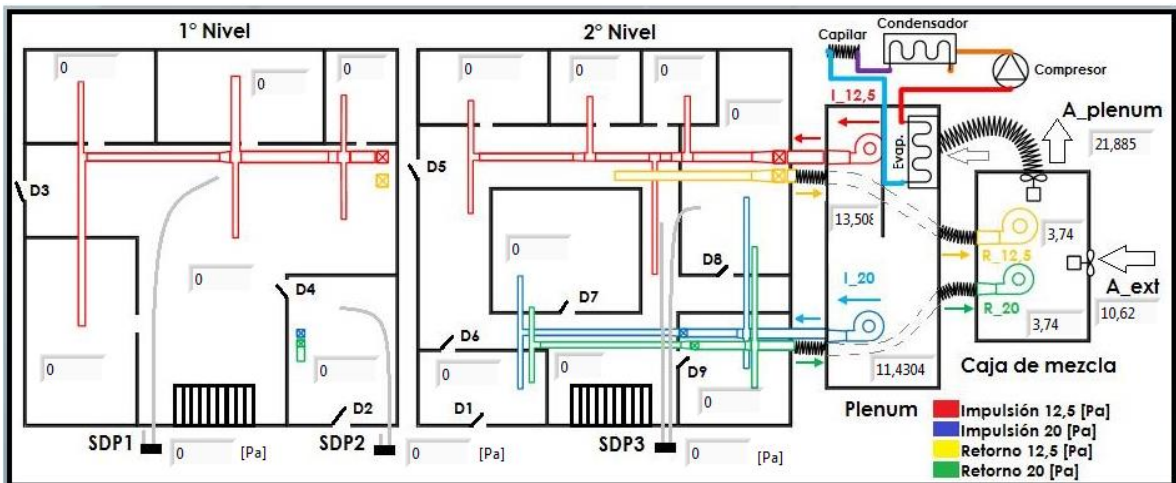


Módulo de visualización

Es el lugar donde se alojan las casillas para observar los datos relevantes al banco.

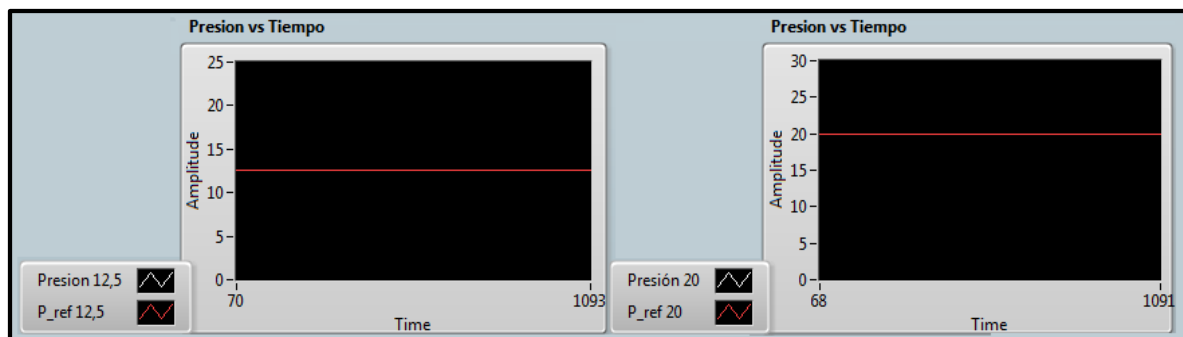
A fin de visualizar las presiones diferenciales en cada uno de los recintos que conforman el modelo, se establece un gráfico esquemático que permite la identificación de las zonas presurizadas e indicadores de presión diferencial. Además se indica el flujo volumétrico de aire de trabajo para cada ventilador. Esto se ilustra en la figura 43.

Figura 43. Visualización de presiones diferenciales por niveles



El valor de la presión diferencial controlada se visualiza en las gráficas Presión vs Tiempo, según cada nivel de presión. (Ver figura 44)

Figura 44. Gráficas Presión vs Tiempo para cada nivel



Al cambiar de escenario el caudal de los ventiladores de impulsión permanece constante (I_20 e I_12,5), pero los caudales de los ventiladores de retorno (R_20 y R_12,5), del ventilador de aire exterior (A_ex) y del plenum (A_plenum) varían según la acción de control (Ver figura 45).

Figura 45. Caudales para cada ventilador

I_12,5 0 [cfm]	I_20 0 [cfm]
R_12,5 0 [cfm]	R_20 0 [cfm]
A_plenum 0 [cfm]	A_ex 0 [cfm]

Así mismo para el monitoreo de la temperatura al interior del recinto se incluyen indicadores de temperatura; uno para la temperatura en el recinto de 20 Pa (T20 Pa) y otro para la temperatura en el recinto de 12,5 Pa (T12,5 Pa). (Ver figura 46)

Figura 46. Temperaturas por nivel

T12,5 Pa 0 [°C]
T20 Pa 0 [°C]

6. PRUEBAS Y ANÁLISIS DE LA PRESURIZACIÓN SEGÚN LOS ESCENARIOS DE CONTROL

El análisis de presurización se llevó a cabo bajo 6 escenarios de prueba, que incluyen perturbaciones físicas por apertura/cierre de puertas y perturbación térmica por aumento/disminución de carga. El análisis incluye condiciones críticas y también condiciones intermedias, a fin de verificar la precisión y estabilidad del control de la presión y de la temperatura. Para cada escenario se tendrán en cuenta los siguientes análisis:

- ❖ Análisis de la presurización.
- ❖ Análisis térmico.
- ❖ Análisis energético.

6.1 ESCENARIO 1

Figura 47. Configuración escenario 1

	Tipo de perturbación		Puerta y porcentaje (%) de apertura								
			D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9
	Física	Térmica									
Escenario 1	SI	NO	100%	100%	100%	0%	100%	0%	0%	0%	0%

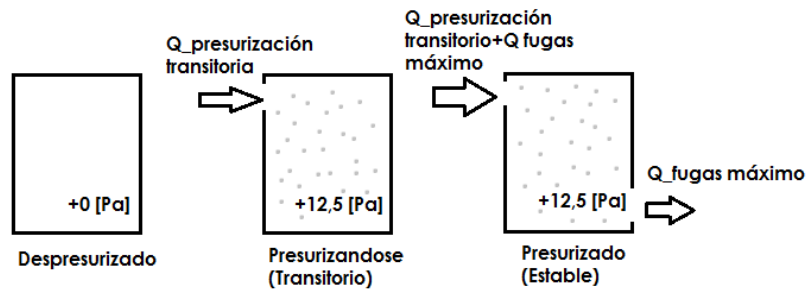
❖ Análisis de la presurización

En la industria cuando la exigencia de presurización es crítica, es decir, cuando no se permiten caídas de presión instantáneas, se elige una impulsión fija y máxima que supla las necesidades de presión al interior del local para escenarios extremos*. Mantener una impulsión fija exige que el control de presión por flujo diferencial, se haga en el retorno.

* Un escenario extremo es aquel donde se tiene el máximo caudal de fugas, en el banco construido, serían todas las puertas exteriores abiertas.

La impulsión fija máxima es la suma del caudal de fugas máximo, más el caudal dispuesto para que en condiciones extremas transitorias se evite la despresurización del local.

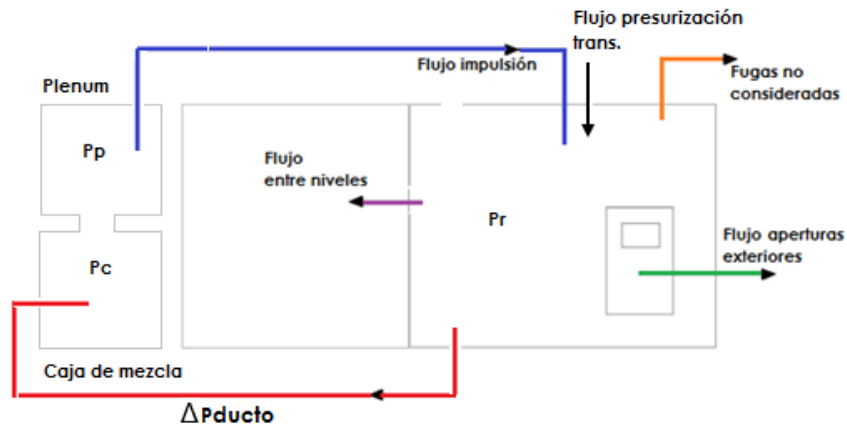
Figura 48. Evolución de la presurización



El escenario 1 ha sido el punto de partida para el establecimiento del caudal de impulsión, el cual permanece fijo para todos los escenarios subsiguientes. Mantener este caudal fijo es una especificación de diseño que busca compensar los transitorios por cambios de presión repentinos, para cualquier condición de fugas por aperturas.

Con la configuración de apertura del escenario 1, se impone un caudal de impulsión máximo para los ventiladores de impulsión, de tal forma que los ventiladores de retorno estén apagados. La interacción de flujos para presurización se muestra en la figura 49.

Figura 49. Flujos para presurización de un local



En la tabla 21 se muestran los valores de los flujos en interacción, donde 1 es medido, mientras 2, 3, 4, 5 y 6 son calculados. El signo (+) indica un ingreso de aire proveniente del nivel más presurizado, el signo (-) indica la salida de aire hacia el nivel menos presurizado.

Tabla 21. Descripción de flujos volumétricos: Escenario 1

Flujo volumétrico [cfm]	Nivel 12,5 Pa	Nivel 20 Pa
1. Flujo impulsión	12,93	11,56
2. Flujo aperturas exteriores	3,824	3,3
3. Flujo entre niveles	(+) 2,3	(-) 2,3
4. Fugas no consideradas	0,1	0,5
5. Flujo retorno	1,47	1,14
6. Flujo presurización Trans.	9,836	4,317

Cuando los ventiladores de retorno no operan, por los ductos de retorno existe un caudal de aire que circula. Este caudal de aire es función de la pérdida en el ducto, y la pérdida del ventilador. Todas estas pérdidas se relacionan con la siguiente expresión:

$$\Delta P = \Delta P_{ducto} + \Delta P_{ventilador}$$

$$\Delta P_{ventilador} = K_{vent} * Q_{retorno}^2$$

$$K_{vent} = \left(\frac{1}{0,827 * A_w} \right)^2 ; \quad A_w \text{ es el área a través del ventilador apagado}$$

$$\Delta P_{ducto} = K_{ducto} * (Q_{retorno})^2$$

Según la figura 49, ΔP es la diferencia de presión entre el recinto y la caja de mezcla, la cual se conoce.

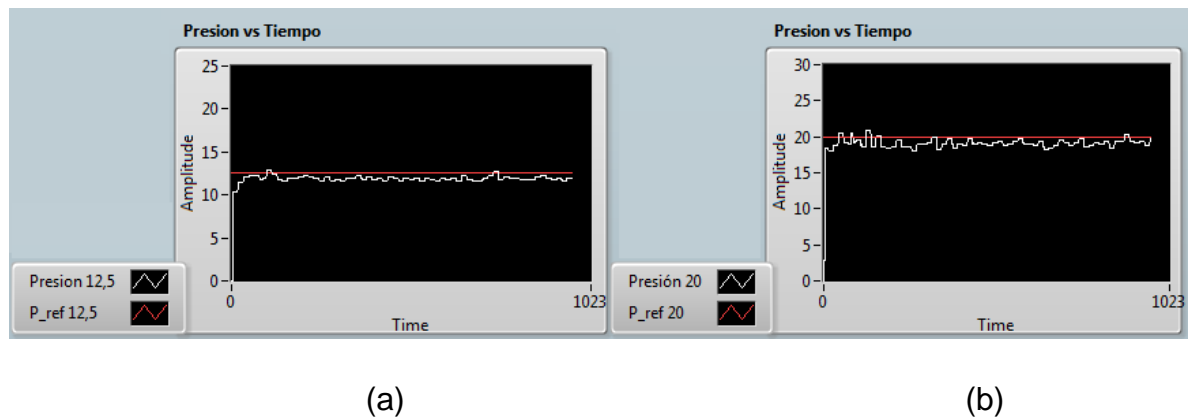
$$\Delta P = P_r - P_c$$

$$\Delta P = K_{equiv} * Q_{retorno}^2$$

$$K_{equiv} = K_{vent} + K_{ducto}$$

En la figura 51 se muestra la presión en función del tiempo. Según esta gráfica se verifica el establecimiento de la presión diferencial en los valores de referencia correspondientes a 12,5 Pa (Ver figura 51 (a)) y 20 Pa (Ver figura 51 (b)), con oscilaciones leves de aproximadamente 1 Pa, las cuales son permitidas según Wang².

Figura 50. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 1

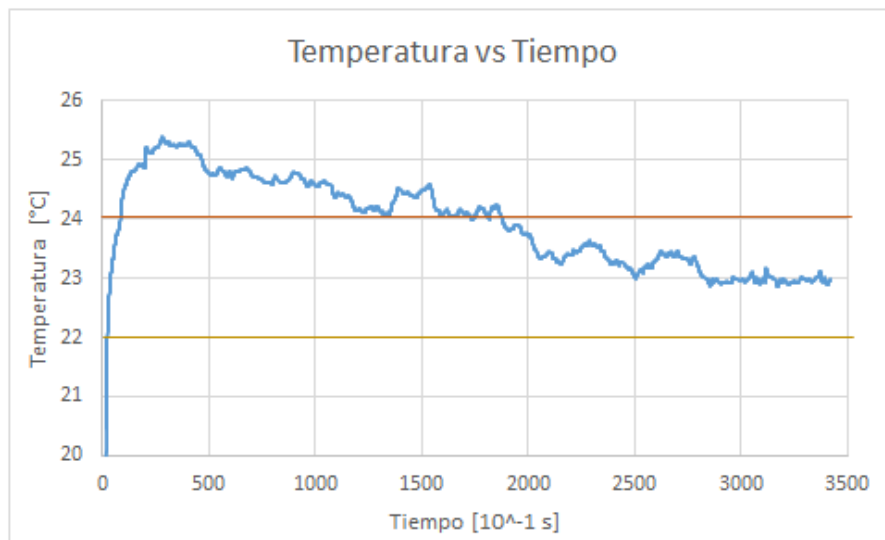


❖ Análisis térmico

La variación de la temperatura al interior del recinto se ilustra en la figura 52. Debido a la condición extrema de todas las puertas exteriores abiertas, y la ausencia de aire de retorno significativa, el sistema se ve obligado a enfriar únicamente aire exterior y se estabiliza en 23 °C. El control ON-OFF busca enfriar el aire hasta la temperatura de referencia, obligando al compresor a estar encendido durante la prueba.

² WANG, Shan K. Clean-Room Systems. En: Handbook of Air Conditioning and Refrigeration. Second Edition. Ediciones McGraw-Hill, 2000. ISBN 0-07-068167-8.

Figura 51. Control de la temperatura



❖ **Análisis energético**

✓ **Análisis energético de la presurización**

Presurización sin caídas de presión temporales.

En este escenario extremo la impulsión fue establecida en un valor máximo, de tal manera que supla el caudal de aire que se fuga y el caudal de presurización transitoria.

En la tabla 22 se muestran los valores de flujo que aseguran el mantenimiento de una presurización continua, es decir, sin caídas de presión temporales por perturbación física. A su vez, se presentan los consumos de potencia de los ventiladores instalados.

Tabla 22. Presurización sin caídas de presión temporales

Ventilador	Flujo [cfm]	PWM	Voltaje [V]	Corriente [A]	Potencia [W]
Impulsión 20 [Pa]	11,56	210	12	2,31	27,67
Impulsión 12,5 [Pa]	12,93	203	12	1,91	22,93
Retorno 20 [Pa]	1,14	0	12	0	0
Retorno 12,5 [Pa]	1,47	0	12	0	0
Plenum	10,63	40	12	0,0220	0,2635
Aire exterior	9,255	140	12	0,0769	0,9224
				Consumo total	51,78

Presurización con caídas de presión temporales.

Este es un escenario hipotético donde la impulsión se fija de tal forma que supla solo el caudal de aire por fugas, aceptando caídas temporales de presión. En la tabla 23 se muestran los consumos de los ventiladores para este estado.

Tabla 23. Presurización con caídas de presión temporales

Ventilador	Flujo [cfm]	PWM	Voltaje [V]	Corriente [A]	Potencia [W]
Impulsión 20 [Pa]	3,8	50	12	0,55	6,59
Impulsión 12,5 [Pa]	3,924	35	12	0,33	3,95
Retorno 20 [Pa]	1,14	0	12	0	0
Retorno 12,5 [Pa]	1,47	0	12	0	0
Plenum	10,63	40	12	0,0220	0,2635
Aire exterior	9,255	140	12	0,0769	0,9224
				Consumo total	11,73

Según los resultados de potencia total para los dos estados, se tiene un ahorro del 77% en consumo frente al primero, donde no se admiten caídas de presión temporales. Es de resaltar que para aplicaciones con exigencia de limpieza alta, es decir, presión en el recinto sostenida a pesar de las perturbaciones físicas, el último estado no es una opción.

✓ **Análisis energético térmico**

El consumo energético del compresor está dado por:

$$Consumo_{compresor} = V * I * t$$

Donde V es el voltaje, I la corriente nominal y t es el tiempo que dura encendido el compresor durante una prueba de 1 hora.

Para el escenario 1, el compresor permanece encendido continuamente, por tanto su consumo es máximo:

$$Consumo_{compresor} = 110 * 2,4 * 1 = 264 [W - h]$$

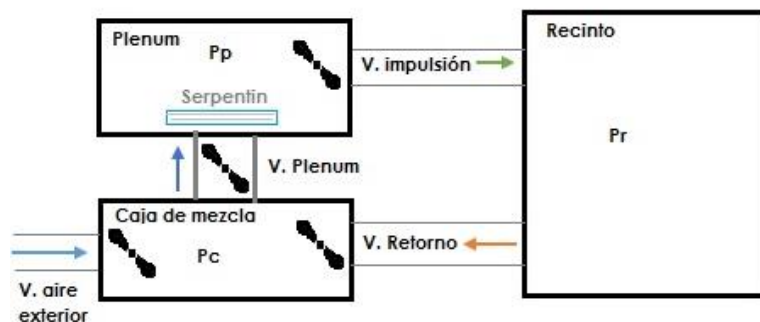
6.2 ESCENARIO 2

Figura 52. Configuración escenario 2

	Tipo de perturbación		Puerta y porcentaje (%) de apertura								
	Física	Térmica	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9
Escenario 2	SI	SI	100%	100%	100%	0%	100%	0%	0%	0%	0%

❖ Análisis de la presurización

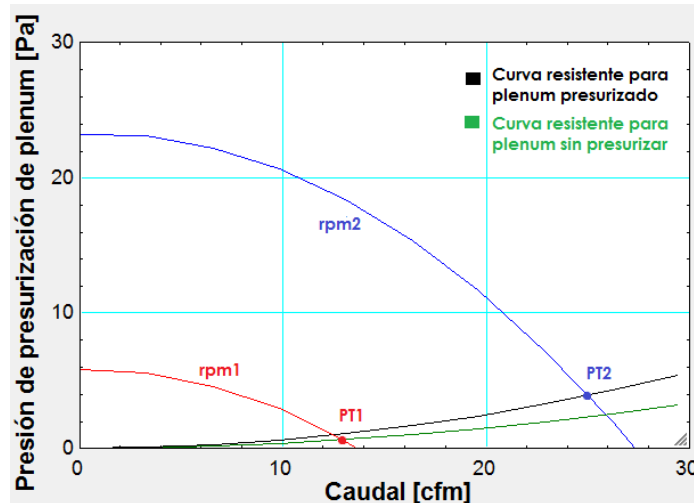
Figura 53. Esquema de flujos



En este escenario el sistema tiene un aumento del flujo de aire que pasa por la unidad enfriadora (serpentín), buscando remover la nueva carga térmica, mediante la impulsión de mayor flujo de aire frío hacia las zonas interiores (Ver figura 53).

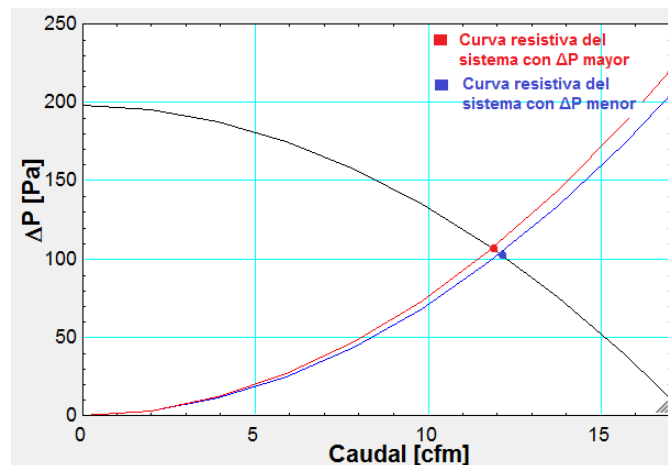
En la figura 54 se observa el comportamiento del ventilador del plénum, quien varía su velocidad de giro de rpm1 a rpm2 para un estado sin carga térmica y con carga térmica, respectivamente. A raíz de dicho aumento de velocidad y por consiguiente del flujo volumétrico de aire, incrementa en 4 Pa la presión al interior del plénum.

Figura 54. Plénum presurizado y sin presurizar con cambio de carga térmica



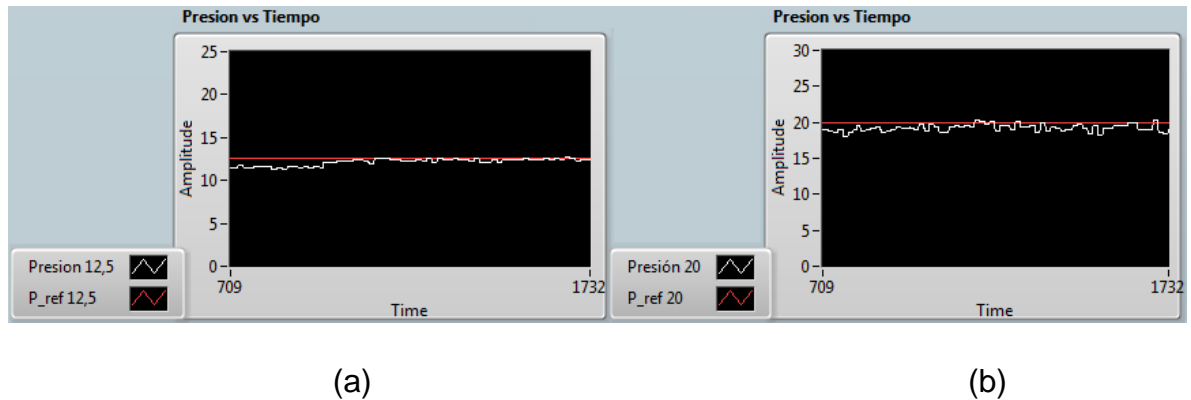
El incremento de presión al interior del plénum, reduce la diferencia de presión entre este punto y el recinto. Para una curva característica de los ventiladores de impulsión a velocidad de giro constante, se evidencia un aumento en el caudal impulsado, como se muestra en la figura 55.

Figura 55. Curva resistiva del sistema para nivel de 20 Pa



En la figura 56 (a) se evidencia un aumento del valor de la presión para el nivel de 12,5 Pa en 1,5 Pa respecto al escenario 1. En la figura 56 (b) se muestra un incremento en 1 Pa para el nivel de 20 Pa. Esto se debe al incremento de la presión al interior del plénum.

Figura 56. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 2

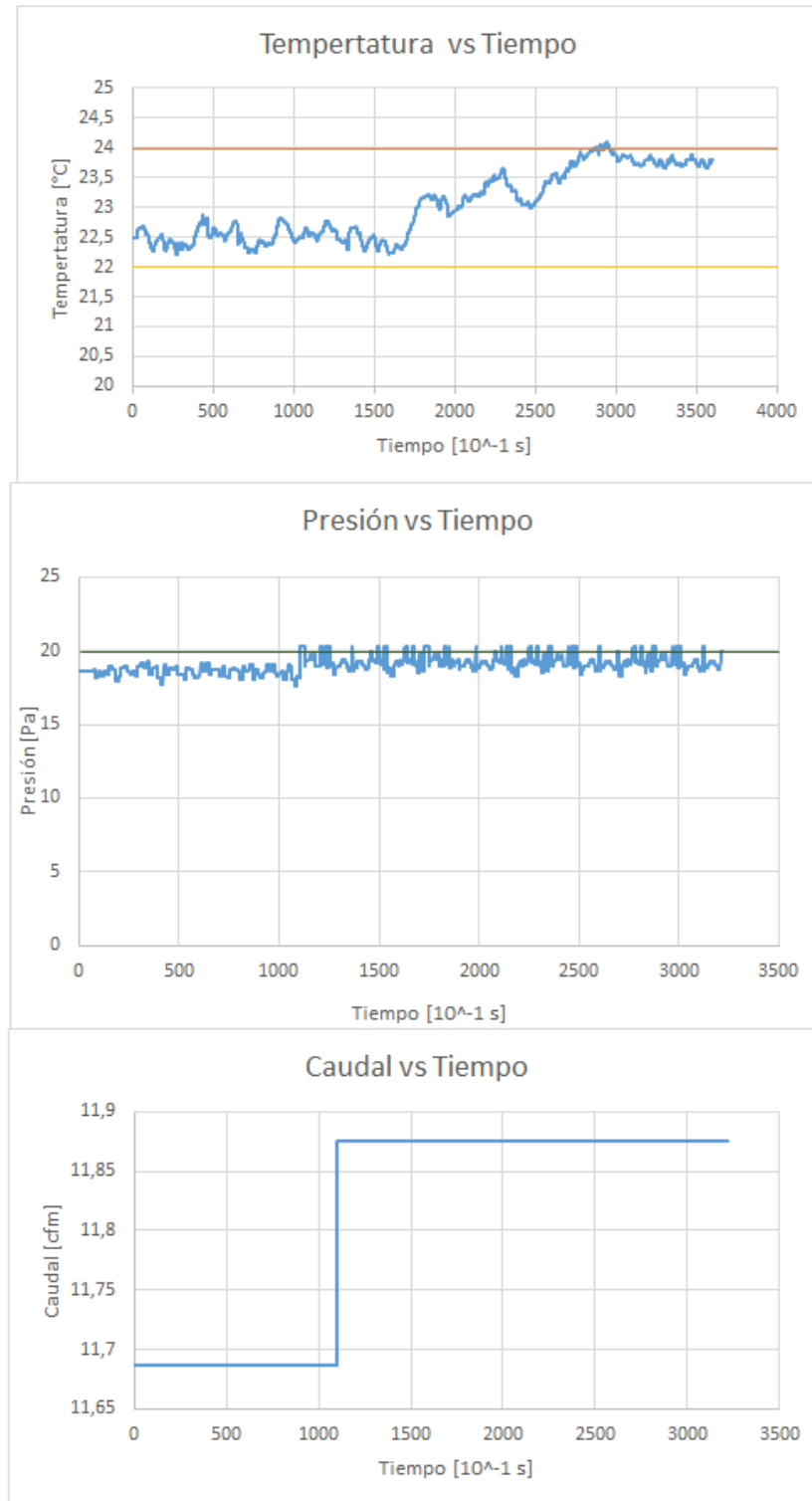


❖ **Análisis térmico**

Como se muestra en la figura 57, al encender las luces del banco se da un aumento de la carga térmica al interior del local, lo cual sumado a la ausencia de retorno (el aire enfriado en su totalidad es aire exterior), induce un aumento de temperatura al interior. Esta prueba inició con una temperatura interna de 22,5 °C aproximadamente, indicando que el compresor estaba operando. A partir de allí, el sistema tarda 60 segundos en responder, elevando su temperatura, y 200 segundos (3,3 minutos) hasta establecerla en un valor de 23,6 °C.

La perturbación térmica genera un aumento del flujo de aire a través del serpentín, presurizando el plénum y aumentando en 0,5 cfm el caudal de aire impulsado para cada nivel de presión (Ver figura 57)

Figura 57. Influencia del aumento de carga térmica sobre la temperatura, presión y caudal de impulsión para el nivel de 20 Pa.



Según la figura 55, la perturbación térmica altera el valor de la presión inmediatamente, mientras que el sistema sufre un retardo para reflejar un cambio en la temperatura. Esto se puede explicar de la siguiente forma: La carga radiante aportada por las luces no calienta directamente el aire circundante, sino que se absorbe en las paredes de acrílico. Hasta que la temperatura de pared no supere la temperatura del aire interior, no habrá convección. Las propiedades de conductividad térmica y calor específico del acrílico generan un retardo térmico, por lo cual la temperatura interior no sufre cambios inmediatos.

❖ **Análisis energético**

✓ **Análisis energético de la presurización**

Con respecto al escenario 1, el caudal de impulsión para ambos niveles aumentó, pero la velocidad de giro de los ventiladores asociados permaneció constante, sin alterar el consumo de estos.

Como se observa en la tabla 25, el aumento de potencia del 1% se da por el aumento del caudal impulsado por el ventilador del plenum.

Tabla 24. Presurización sin caídas de presión temporales: escenario 2

Ventilador	Flujo [cfm]	PWM	Voltaje [V]	Corriente [A]	Potencia [W]
Impulsión 20 [Pa]	11,9	210	12	2,31	27,67
Impulsión 12,5 [Pa]	13,05	203	12	1,91	22,93
Retorno 20 [Pa]	1,14	0	12	0	0
Retorno 12,5 [Pa]	1,47	0	12	0	0
Plenum	27,5	105	12	0,0576	0,6918
Aire exterior	9,255	140	12	0,0769	0,9224
				Consumo total	52,21

✓ **Análisis energético térmico**

Al igual que en el escenario 1, el compresor permanece encendido continuamente, por tanto su consumo es máximo:

$$\text{Consumo}_{\text{compresor}} = 264 [W - h]$$

6.3 ESCENARIO 3

Figura 58. Configuración escenario 3

	Tipo de perturbación		Puerta y porcentaje (%) de apertura								
	Física	Térmica	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9
			Escenario 3	SI	NO	0%	0%	0%	0%	0%	0%

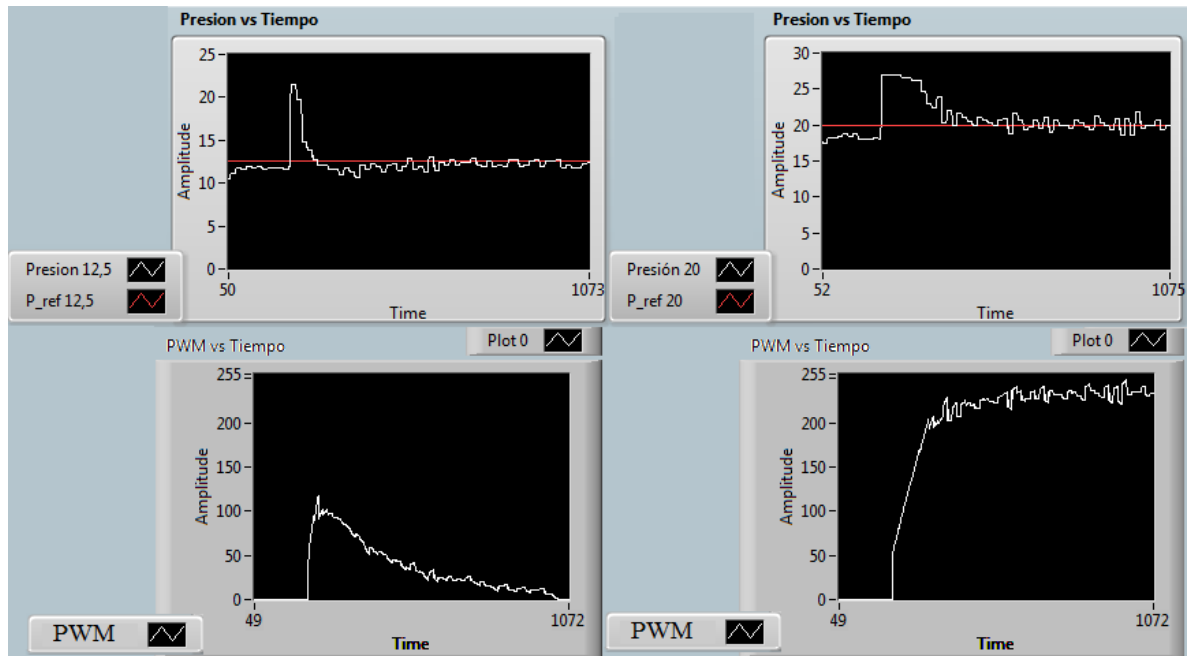
❖ **Análisis de la presurización**

La inexistencia de fugas por puertas exteriores, genera una acumulación de aire al interior del recinto. En este momento los ventiladores de retorno son controlados a fin de garantizar la presurización.

El funcionamiento del control sobre la presión se muestra en la figura 57. Este escenario es crítico, pues todas las puertas que comunican zonas presurizadas con el exterior y puertas internas se encuentran cerradas. Por lo tanto, con los ventiladores de impulsión a velocidad de giro constante, la presión estática al interior de cada nivel aumentará. A partir de este pico de presión, el control PI empieza a funcionar sobre los ventiladores de retorno.

Para el retorno centralizado del nivel de 12,5 Pa, la resistencia del sistema es baja. Por lo cual el ventilador de retorno, opera mientras la presión se estabiliza, pero una vez se acerca al setpoint, permanece apagado (Ver figura 57 (a)). Por su parte, el sistema de ductos de retorno del nivel de 20 Pa, tiene una configuración individual y precisa de la operación constante del ventilador de retorno (Ver figura 57 (a)).

Figura 59. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 3



(a)

(b)

En la tabla 26 se muestran los flujos de aire involucrados en la presurización de este escenario. En este caso, el flujo 5 de retorno no es calculado, sino que es medido.

Tabla 25. Descripción de flujos volumétricos: Escenario 3

Flujo volumétrico [cfm]	Nivel 12,5 Pa	Nivel 20 Pa
1. Flujo impulsión	12,93	11,56
2. Flujo aperturas exteriores	0	0
3. Flujo entre niveles	(+) 2,3	(-) 2,3
4. Fugas no consideradas	0,15	0,55
5. Flujo retorno	5,2	4,5
6. Flujo presurización Trans.	9,823	4,317

❖ Análisis energético

✓ Análisis energético de la presurización

La operación de los retornos adiciona un consumo de potencia. En la tabla 27 se muestran los consumos para los ventiladores, en el escenario 3 sin caídas de presión temporales.

Tabla 26. Presurización sin caídas de presión temporales: escenario 3

Ventilador	Flujo [cfm]	PWM	Voltaje [V]	Corriente [A]	Potencia [W]
Impulsión 20 [Pa]	11,56	210	12	2,31	27,67
Impulsión 12,5 [Pa]	12,93	203	12	1,91	22,93
Retorno 20 [Pa]	4,5	240	12	0,80	9,6
Retorno 12,5 [Pa]	5,2	70	12	0,23	2,8
Plenum	10,63	40	12	0,02	0,2635
Aire exterior	2,14	75	12	0,04	0,4941
				Consumo total	63,76

En la tabla 28 se muestra un exceso de consumo comparativo con respecto a un escenario hipotético donde se aceptan caídas de presión temporales y uno donde esto no es admisible.

Según los resultados, se ratifica la ineficiencia de un sistema que mantiene la impulsión fija para un escenario extremo y que no admite caídas instantáneas de presión.

Tabla 27. Exceso de consumo de los ventiladores

Escenario/ características	% Exceso de consumo	
	Escenario 1 (hipotético). Presurización con caídas de presión temporales	Escenario 1. Presurización sin caídas de presión temporales
Escenario 3. Presurización sin caídas de presión temporales (Existencia de retorno)	82%	21%

6.4 ESCENARIO 4

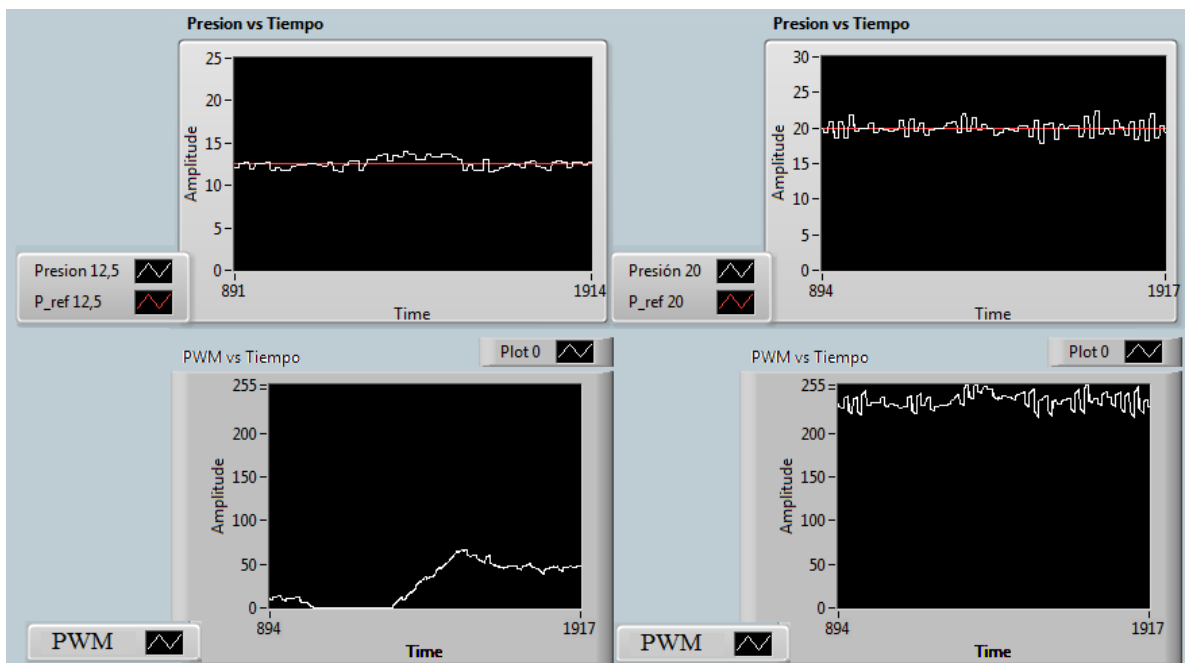
Figura 60. Configuración escenario 4

	Tipo de perturbación		Puerta y porcentaje (%) de apertura								
			D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9
	Física	Térmica									
Escenario 4	SI	SI	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%	0%

❖ Análisis de la presurización

La inexistencia de fugas por puertas exteriores y el aumento del caudal de aire que pasa por la unidad enfriadora, acelera la presurización del plenum y por consiguiente, la del recinto. En la figura 61 se muestra que la acción de control propende al aumento de la velocidad de giro del ventilador de retorno del nivel de 20 Pa acercándose a su máximo, y enciende el ventilador de retorno del nivel de 12,5 Pa.

Figura 61. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 4



En la tabla 29 se indican los flujos que intervienen en la presurización del local para este escenario.

Tabla 28. Descripción de flujos volumétricos: Escenario 4

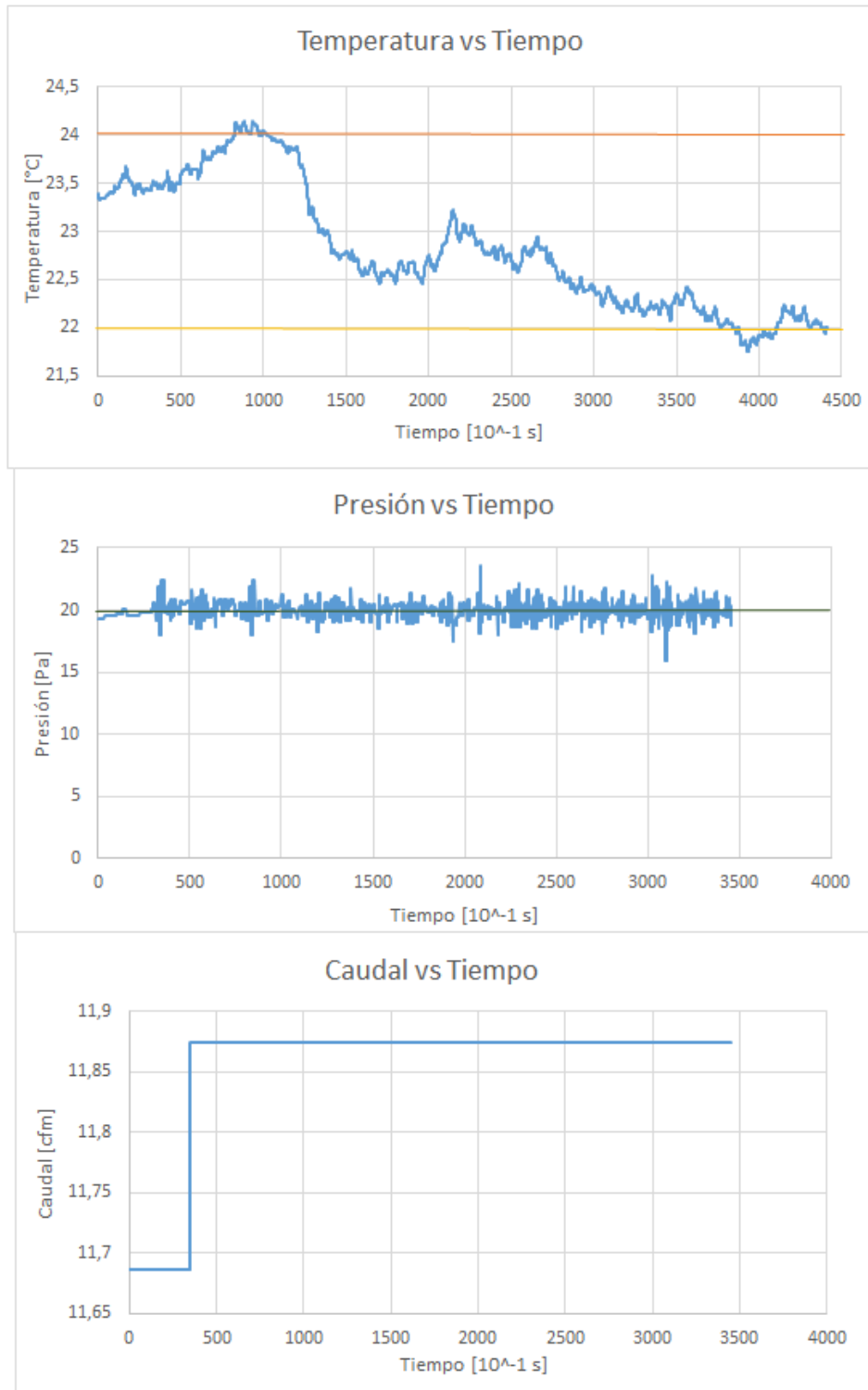
Flujo volumétrico [cfm]	Nivel 12,5 Pa	Nivel 20 Pa
1. Flujo impulsión	13,05	11,9
2. Flujo aperturas exteriores	0	0
3. Flujo entre niveles	(+) 2,3	(-) 2,3
4. Fugas no consideradas	0,2	0,6
5. Flujo retorno	5,33	4,683
6. Flujo presurización Trans.	9,823	4,317

❖ Análisis térmico

La influencia del aumento de carga térmica sobre la temperatura, presión y caudal para el nivel de 20 Pa, en el escenario 4, se ilustra en la figura 62. La condición crítica de todas las puertas cerradas, obliga la existencia de retorno, lo cual disminuye el retardo térmico. Esto se refleja en un cambio de temperatura más rápido que si no existiera recirculación de aire. Para este escenario el control ON-OFF conmuta el estado de operación del compresor, pues la temperatura del aire interior supera el límite de 24 °C y baja a menos de 22 °C debido a la recirculación.

Según la figura 62, la perturbación térmica refleja un cambio inmediato en el valor de la presión, mientras la variación de la temperatura sufre un retardo. Esto se debe a la inercia térmica del modelo, pues la carga radiante no genera un cambio repentino en la temperatura del aire interior.

Figura 62. Influencia del aumento de carga térmica sobre la temperatura, presión y caudal de impulsión para el nivel de 20 Pa: Escenario 4



❖ Análisis energético

✓ Análisis energético de la presurización

En la tabla 30 se muestran los consumos de los ventiladores para este escenario. Con respecto al escenario 1, el caudal de impulsión para ambos niveles aumentó, pero la velocidad de giro de los ventiladores asociados permaneció constante, sin cambiar el consumo de estos. El aumento de potencia del 20% se da por el aumento del caudal impulsado por el ventilador del plénum, así como el encendido de los ventiladores de retorno.

Con respecto al escenario 3, se tiene un aumento de potencia del 2% debido al aumento de la velocidad de giro del ventilador del plénum e incremento de flujo en el retorno.

Tabla 29. Presurización sin caídas de presión temporales: escenario 4

Ventilador	Flujo [cfm]	PWM	Voltaje [V]	Corriente [A]	Potencia [W]
Impulsión 20 [Pa]	11,9	210	12	2,31	27,67
Impulsión 12,5 [Pa]	13,05	203	12	1,91	22,93
Retorno 20 [Pa]	4,78	250	12	0,83	10
Retorno 12,5 [Pa]	5,43	80	12	0,27	3,2
Plenum	27,5	105	12	0,06	0,6918
Aire exterior	2,14	75	12	0,04	0,4941
				Consumo total	64,98

✓ Análisis energético térmico

En este escenario, existen ciclos de encendido-apagado del compresor. Para estimar el consumo, el ciclo de encendido tiene una duración de 300 segundos según la figura 62. El tiempo de apagado depende de la inercia térmica del sistema. Respecto al consumo, el ciclo de operación es crítico cuando el tiempo de encendido es igual al tiempo de apagado

En un sistema donde la inercia térmica hace que la velocidad de enfriamiento y calentamiento sea igual, se tiene que los tiempos de encendido y apagado serán los mismos. Para este caso, el consumo de potencia del compresor es máximo.

Como se observa en la figura 62, el ciclo de encendido tiene una duración de 300 segundos, y siendo conservativos, el ciclo de apagado tendrá igual duración. Así pues, en una prueba de una hora, el consumo de potencia máximo será:

$$\text{Consumo}_{\text{compresor}} = 110 * 2,4 * 0,5 = 132 [W - h]$$

Según esto, la recirculación tiene un efecto significativo en el ahorro de energía, pues el consumo se reduce en un 50% con respecto a los escenarios que no cuentan con recirculación.

Cabe aclarar que si la inercia térmica del sistema retarda la ganancia de calor para un recinto ya enfriado, el tiempo de apagado será mayor y el ahorro de energía aún más representativo.

6.5 ESCENARIO 5

Figura 63. Configuración escenario 5

	Tipo de perturbación		Puerta y porcentaje (%) de apertura								
			D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9
	Física	Térmica									
Escenario 5	SI	SI	0%	100%	0%	0%	100%	50%	0%	0%	0%

❖ Análisis de la presurización

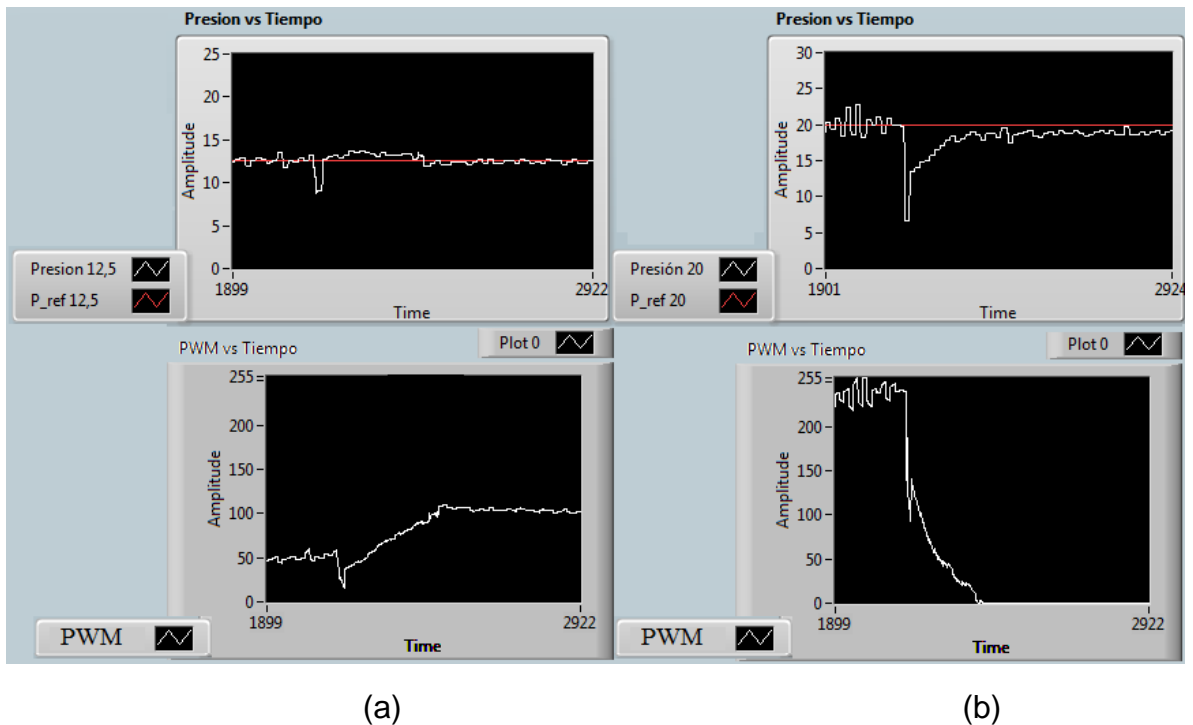
Al hacer la transición del escenario 4 al escenario 5, y realizar la apertura de las puertas correspondientes, se produce un descenso de la presión interna, así se muestra en la figura 64. A partir de esta despresurización, el control PI empieza a funcionar sobre los ventiladores de retorno.

La existencia de algunas fugas por puertas exteriores, genera una despresurización del recinto. Esto sumado a puertas internas abiertas para el nivel de 20 Pa agudiza su caída de presión (Ver Figura 64 (b)). A partir de este momento, se controla el

ventilador de retorno asociado a este nivel para reducir su flujo y establecer nuevamente la presión.

Por su parte el nivel de 12,5 Pa es rápidamente presurizado por el flujo de aire proveniente del nivel de 20 Pa, a través de las puertas internas que los comunican. Por lo tanto el sistema exige un flujo de retorno mayor (Ver Figura 64 (a)).

Figura 64. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 5



Los flujos involucrados se muestran en la tabla 30.

Tabla 30. Descripción de flujos volumétricos: Escenario 5

Flujo volumétrico [cfm]	Nivel 12,5 Pa	Nivel 20 Pa
1. Flujo impulsión	13,05	11,9
2. Flujo aperturas exteriores	1,712	1,646
3. Flujo entre niveles	(+) 4,3	(-) 4,3
4. Fugas no consideradas	0,1	0,5
5. Flujo retorno	5,7	1,143
6. Flujo presurización Trans.	9,823	4,317

❖ **Análisis energético**

✓ **Análisis energético de la presurización**

Tabla 31. Presurización sin caídas de presión temporales: escenario 5

Ventilador	Flujo [cfm]	PWM	Voltaje [V]	Corriente [A]	Potencia [W]
Impulsión 20 [Pa]	11,9	210	12	2,31	27,67
Impulsión 12,5 [Pa]	13,05	203	12	1,91	22,93
Retorno 20 [Pa]	1,14	0	12	0,00	0
Retorno 12,5 [Pa]	5,7	100	12	0,33	4
Plenum	27,5	105	12	0,06	0,6918
Aire exterior	2,14	75	12	0,04	0,4941
				Consumo total	55,78

Respecto al escenario 1, este estado tuvo un aumento en consumo del 7%. Para un sistema sin caídas de presión temporales, cerrar una puerta implica existencia de retorno, lo que aumenta el consumo. Dicho consumo podría ser más alto, pero al haber flujo entre los niveles, el caudal en exceso a recircular toma el camino con menos restricciones, haciendo que solo trabaje el ventilador de retorno del nivel de 12,5 Pa (Ver tabla 32).

6.6 ESCENARIO 6

Figura 65. Configuración escenario 6

	Tipo de perturbación		Puerta y porcentaje (%) de apertura								
	Física	Térmica	D1	D2	D3	D4	D5	D6	D7	D8	D9
Escenario 6	SI	SI	0%	0%	0%	50%	100%	0%	0%	0%	0%

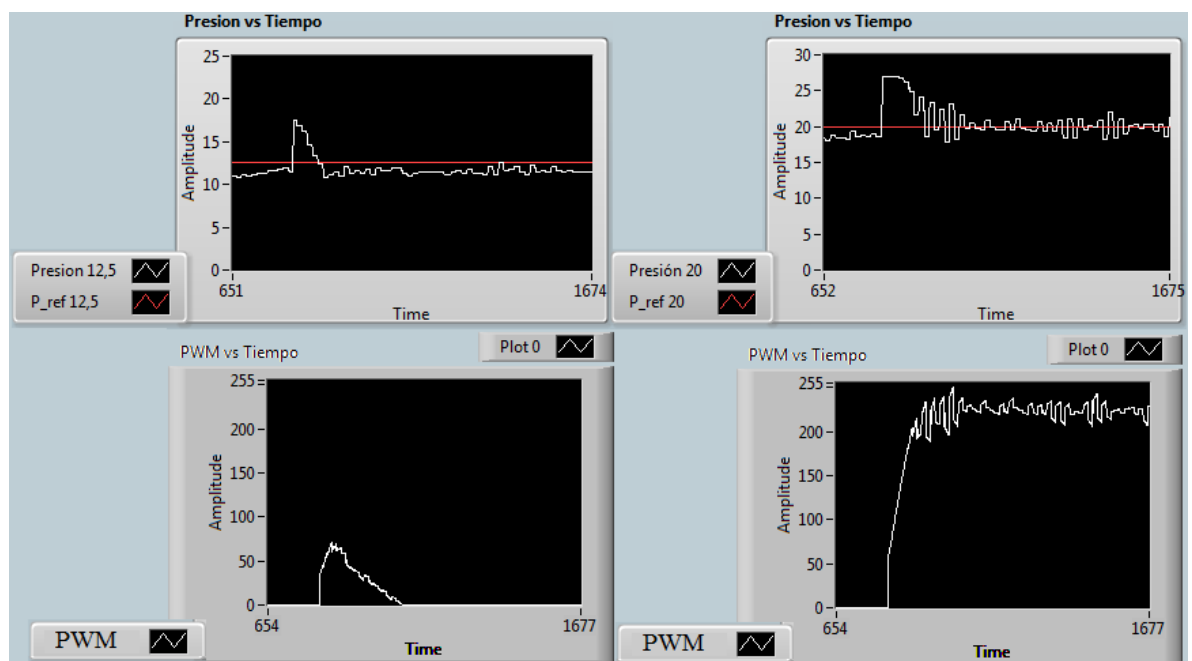
❖ **Análisis de la presurización**

El cierre de la puerta D2, que comunica el nivel de 20 Pa con el exterior, provoca una acumulación de aire al interior de este nivel. La apertura de las puertas internas hace que se transfiera aire del nivel de 20 Pa al nivel de 12,5 Pa, por lo cual este

último nivel se presuriza. En este momento los ventiladores de retorno son controlados a fin de evacuar la cantidad de aire que favorezca al establecimiento de la presión al interior del recinto.

Como el nivel de 20 Pa tiene una apertura que comunica con un nivel presurizado y ninguna con el exterior, la presurización es mayor, exigiendo un caudal de retorno proporcional a dicho aumento (Ver figura 66).

Figura 66. Gráficas presión vs tiempo: Escenario 6



Los flujos involucrados en la presurización de este escenario se muestran en la tabla 33.

Tabla 32. Descripción de flujos volumétricos: Escenario 6

Flujo volumétrico [cfm]	Nivel 12,5 Pa	Nivel 20 Pa
1. Flujo impulsión	13,05	11,9
2. Flujo aperturas exteriores	1,912	0
3. Flujo entre niveles	(+) 2,7	(-) 2,7
4. Fugas no consideradas	0,1	0,4
5. Flujo retorno	3,9	4,4
6. Flujo presurización Trans.	9,82	4,31

❖ **Análisis energético**

✓ **Análisis energético de la presurización**

Ventilador	Flujo [cfm]	PWM	Voltaje [V]	Corriente [A]	Potencia [W]
Impulsión 20 [Pa]	11,9	210	12	2,31	27,67
Impulsión 12,5 [Pa]	13,05	203	12	1,91	22,93
Retorno 20 [Pa]	4,4	240	12	0,80	9,6
Retorno 12,5 [Pa]	3,9	60	12	0,20	2,4
Plenum	27,5	105	12	0,06	0,6918
Aire exterior	2,14	75	12	0,04	0,4941
				Consumo total	63,78

Con respecto al escenario 1, esta configuración tiene un aumento de la potencia consumida del 22%, debido al cierre de las puertas exteriores del nivel de 20 Pa. La existencia de alto flujo de retorno para el nivel mencionado, hace que el consumo del ventilador asociado se eleve.

Con respecto al escenario 5, el aumento de consumo es de 14%, pues la resistencia hidráulica del ducto de 20 Pa es mayor que la de 12,5 Pa: Para el nivel de 20 Pa, el ventilador de retorno trabaja a 240 PWM, mientras el de 12,5 Pa trabaja a 100 PWM.

7. CONCLUSIONES

El modelo de sistema HVAC construido, representa una herramienta de apoyo a la industria, que mejora su función de diseño y simulación de sistemas reales de refrigeración y aire acondicionado. Como herramienta de capacitación de personal, permite la comprensión de fenómenos físicos que ocurren al interior del recinto, tal como el cambio de la presión estática en función de las condiciones de apertura de puertas y el cambio de la temperatura de un espacio interior referida a la operación de una unidad acondicionadora.

Las estrategias de control para presurización de locales pueden ser varias: control de solo impulsión, control de solo retorno o una combinación de control en impulsión y retorno. Trabajar con una estrategia de control en el retorno, manteniendo una impulsión fija, que supla el máximo caudal de fugas instantáneas, se recomienda únicamente para cuartos con niveles altos de limpieza, de lo contrario, es preferible realizar el control de la impulsión y el retorno, para que el caudal de impulsión se adapte únicamente a las pérdidas momentáneas. Fijando un valor de impulsión constante, que evite las caídas de presión inminentes, resulta ineficiente energéticamente: Se tiene un exceso de consumo en los ventiladores de hasta el 80% frente a un escenario donde sí se permitan dichas caídas temporales.

Por razones de disponibilidad y funcionalidad del equipo, el sistema acondicionador de aire instalado no fue ajustado exactamente a la carga térmica del modelo construido. El diseño final se ajustó a una capacidad superior a la requerida, de tal forma que el retiro de calor se controló regulando el estado de operación del compresor, a través de una estrategia de control ON-OFF. Al final se lograron temperaturas de confort para los diferentes escenarios.

Según los escenarios propuestos, aquellos que tenían perturbación física por cierre de puertas propiciaban la existencia de retorno. Un sistema con retorno de aire, es recomendable térmica y económicamente: El establecimiento de la temperatura en

valores deseados se da con un ahorro energético del 50% con respecto a un sistema sin recirculación, alcanzando temperaturas más bajas con menos consumo.

La perturbación física en cada escenario fue ilimitada, logrando que el sistema de control garantizara valores de presión en condiciones extremas, con apertura de puertas en tiempo extendido. En la práctica no sucede así, pues las aperturas funcionales se abren/cierran en tiempos limitados, haciendo que las exigencias en los actuadores (ventiladores de retorno en este caso) sean mucho menores, contando con un tiempo de recuperación razonablemente corto.

Optar por una configuración de plénum hace que al aumentar la carga térmica, se genere una mayor acumulación de aire en el plénum. Dicha acumulación presuriza el mismo, haciendo que la presión de succión de los ventiladores de impulsión aumente, facilitando el movimiento de aire hacia el interior del local. Si la impulsión fuese variable, esta condición sería aprovechable para disminuir la potencia consumida por los ventiladores de impulsión.

La interfaz dispuesta, permite la fácil interacción del usuario, y a su vez le proporciona información sobre las variables consideradas en el estudio de sistemas HVAC: Presión diferencial y temperatura. Para ello, posibilita observar la evolución de la presión diferencial según se alteran las condiciones de apertura de los orificios funcionales y también el monitoreo de la temperatura en función de las condiciones de carga térmica.

8. RECOMENDACIONES

En una situación real de presurización de locales, las perturbaciones físicas (apertura-cierre de puertas) afectan el comportamiento térmico del recinto. Así mismo, las perturbaciones térmicas inducen afectaciones sobre los niveles de presión al interior. Estudiar y predecir dichos efectos es un problema complejo, que requiere de estrategias de control sofisticadas para mantener condiciones de confort en temperatura y presión al interior del local.

Para mantener valores de presión más estables en cada uno de los locales, se recomienda el uso de dispositivos automáticos (dámpers motorizados) para el control de flujo de aire que ingresa a cada recinto. Con esto se garantiza un mismo valor de presión en todos los cuartos de un mismo nivel, a pesar de las diferentes perturbaciones que actúen sobre el sistema.

El control PI de los ventiladores de retorno, se caracterizó de forma individual para cada escenario, pues cada uno representa una planta diferente. En ciertas aplicaciones implementar varios controladores a un mismo sistema físico puede resultar complejo y costoso. Por lo tanto el uso del control PI caracterizado para el escenario 4, puede ser utilizado de forma única en el control de los arreglos intermedios establecidos. Esto se apoya en que corresponde al escenario crítico, y a la similitud existente entre las constantes calculadas.

BIBLIOGRAFÍA

ASHRAE HANDBOOK. Fundamentals. Chapter 21: Duct Design. SI Edition. 1791 Tullie Circle, Atlanta, USA, 2013. ISBN 1-936504-46-4.

ASHRAE HANDBOOK. HVAC Applications. Chapter 18: Clean Spaces. SI Edition. 1791 Tullie Circle, Atlanta, USA, 2015. ISBN 1-936504-08-1.

ASHRAE HANDBOOK. Refrigeration. Chapter 11: Refrigeration and Control Devices. SI Edition. 1791 Tullie Circle, Atlanta, USA, 2014. ISBN 1-936504-72-3

BERNAL, Luis. ESTEVEZ, Jhon. GUARÍN, Mayra y TARAZONA, Claudia. Seminario de Investigación en Refrigeración y Aire Acondicionado. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga. Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2011. 748 p.

CARRIER Air Conditioning Company. Estimación de la carga térmica. Handbook of air conditioning system design. Ediciones McGraw-Hill, 1980. ISBN 84-267-0115-9.

CENGEL, Yunus y CIMBALA, Jhon. Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones. Ediciones McGraw-Hill, 2006. ISBN 970-10-5612-4.

GOBERNA, Ricardo. Capítulo 2: Ventilación General. En: Ventilación Industrial. 1 Edición en Español. Generalitat Valenciana. 1992. Ohio, USA.

GONZÁLEZ, Luis. Desarrollo y Evaluación de Controladores para la Temperatura, Humedad y Presión del Aire en un Cuarto Limpio. Bogotá D.C. Trabajo final de Maestría en Ingeniería- Automatización Industrial. Facultad de Ingeniería. Universidad nacional de Colombia. 2011. 151 p.

KUEHN, Thomas. RAMSEY, James. THRELKELD, James. Thermal Environmental Engineering. Prentice Hall, 1998. ISBN 0-139172-20-3.

OGATA, Katsuhiko. Ingeniería de control moderna. Madrid: PEARSON Education. 2003. 221 p. ISBN 84-205-3678-4.

OROZCO, Carlos y CASTAÑO Juan. Metodología para el Diseño de Cuartos Limpios. Scientia et Technica, año XIV, No.38. Universidad Tecnológica de Pereira. Pereira, Colombia: UTP, 2008. ISSN 0122-1701.

SHAH, Ramesh K. SEKULIC, Dusan P. 8. Heat Exchanger Surface Geometrical Characteristics. En: Fundamentals of Heat Exchanger Design. Editorial JOHN WILEY & SONS, INC. USA, 2003. ISBN 0-471-32171-0.

WANG, Shan K. Clean-Room Systems. En: Handbook of Air Conditioning and Refrigeration. Second Edition. Ediciones McGraw-Hill, 2000. ISBN 0-07-068167-8.

WHITMAN, W. JOHNSON, W. “Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado”. Tomo III: Aire Acondicionado. United States. Delmar Cengage Learning. 2009.

WHYTE, William. Chapter 3: Cleanroom Technology. Fundamentals of Design, Testing and Operation. England: John Wiley & Sons, Ltd. 2001, p 21-30.

ANEXOS

ANEXO A. RESULTADOS ESTIMACIÓN DE CARGA TÉRMICA PARA EDIFICIO ORIGINAL

Tabla A1. Carga sensible emitida por ocupantes

Zona	N° Personas	Area_real [m ²]	qs_real/persona	CLF	qs_real [Btu/h]	qs_real/Area_real [Btu/h* m ²]	Area_modelo [m ²]	qs_modelo [Btu/h]
Electrical room	2	112	305	0,84	512,4	4,6	0,07	0,32
Mechanical 1	4	192	285	0,84	957,6	5,0	0,12	0,60
Rack room	3	256	185	0,84	466,2	1,8	0,16	0,29
Control room	6	224	185	0,84	932,4	4,2	0,14	0,58
Mechanical 2	3	192	305	0,84	768,6	4,0	0,12	0,48
Library	5	112	140	0,84	588	5,3	0,07	0,37
Meeting room	22	80	150	0,84	2772	34,7	0,05	1,73
Engineer office	8	64	185	0,84	1243,2	19,4	0,04	0,78
Corridor 1	14	280	185	0,84	2175,6	7,8	0,175	1,36
Corridor 2	15	280	185	0,84	2331	8,3	0,175	1,46
Main Office	5	140	185	0,84	777	5,6	0,0875	0,49
Tranning room	55	180	140	0,84	6468	35,9	0,1125	4,04
Copy print	2	80	255	0,84	428,4	5,4	0,05	0,27
Janitor and B.	15	240	400	0,84	5040	21,0	0,15	3,15
Reception 1	18	384	185	0,84	2797,2	7,3	0,24	1,75
Reception 2	23	384	185	0,84	3574,2	9,3	0,24	2,23
TOTAL	200	3200			31831,8		2	19,8949

Tabla A2. Carga sensible emitida por alumbrado

Zona	N° Portalamparas	N° Lámparas	Area_real [m^2]	qi_real/lampara [W]	qi_real [W]	Factor de W a Btu/h	Fu	Fs	CLF	qs_real [Btu/h]	qs_real /Area_real [Btu/h*m^2]	Area_modelo [m^2]	qs_modelo [Btu/h]
Engineer office	10	20	64	32	640	3,41	1	1,2	0,9	2357,0	36,8	0,04	1,47
Electrical room	15	30	112	32	960	3,41	1	1,2	0,9	3535,5	31,6	0,07	2,21
Mechanical 1	19	38	192	32	1216	3,41	1	1,2	0,9	4478,3	23,3	0,12	2,80
Rack room	24	48	256	32	1536	3,41	1	1,2	0,9	5656,8	22,1	0,16	3,54
Control room	34	68	224	32	2176	3,41	1	1,2	0,9	8013,8	35,8	0,14	5,01
Mechanical 2	19	38	192	32	1216	3,41	1	1,2	0,9	4478,3	23,3	0,12	2,80
Library	20	40	112	32	1280	3,41	1	1,2	0,9	4714,0	42,1	0,07	2,95
Meeting room	19	38	80	30	1140	3,41	1	1,2	0,9	4198,4	52,5	0,05	2,62
Corridor 1	23	46	280	32	1472	3,41	1	1,2	0,9	5421,1	19,4	0,175	3,39
Corridor 2	26	52	280	32	1664	3,41	1	1,2	0,9	6128,2	21,9	0,175	3,83
Main Office	26	52	140	32	1664	3,41	1	1,2	0,9	6128,2	43,8	0,088	3,83
Tranning room	32	64	180	32	2048	3,41	1	1,2	0,9	7542,4	41,9	0,113	4,71
Copy print	12	24	80	32	768	3,41	1	1,2	0,9	2828,4	35,4	0,05	1,77
Janitor and B.	34	68	240	32	2176	3,41	1	1,2	0,9	8013,8	33,4	0,15	5,01
Reception 1	20	40	384	32	1280	3,41	1	1,2	0,9	4714,0	12,3	0,24	2,95
Reception 2	20	40	384	32	1280	3,41	1	1,2	0,9	4714,0	12,3	0,24	2,95
TOTAL	353	706	3200		22516							2	51,83

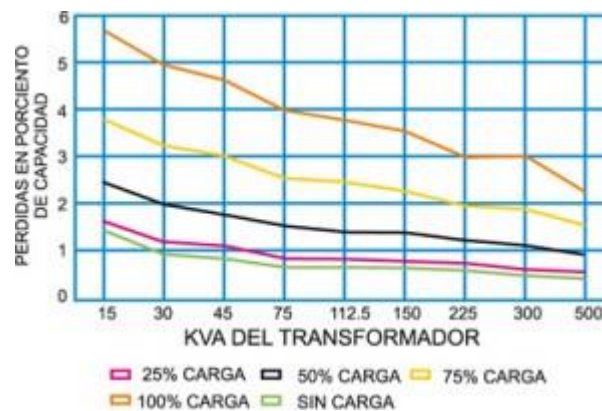
Tabla A3. Carga sensible emitida por electrodomésticos

Zona	Tipo	qi_aparato/ Unidad [W]	Unidades	qs_aparato [W]	Area_real [m ²]	qs_aparato_tot al/Area _real [W/m ²]	Area_m odelo [m ²]	qs_m odelo [W]	qs_mo delo [Btu/h]
Library	Computador	300	7	2100	112	41,82	0,07	2,93	9,98
	Máquina de café	850	2	1700					
	Copiadora pequeña	884	1	884					
Meeting room	Máquina de café	849	2	1698	80	52,09	0,05	2,60	8,88
	Televisor	300	3	900					
	Equipo de sonido	150	1	150					
	Horno Microondas	699	1	699					
	Refrigerador	360	2	720					
Engineer office	Computador	300	7	2100	64	87,81	0,04	3,51	11,98
	Copiadora grande	1760	2	3520					
Rack room	Computador	300	2	600	256	5,78	0,16	0,93	3,15
	Copiadora pequeña	880	1	880					
Electrical room	Computador	200	2	400	112	3,57	0,07	0,25	0,85
Control room	Computador	210	2	420	224	1,88	0,14	0,26	0,90
Main Office	computador	300	4	1200	140	27,21	0,0875	2,38	8,12
	Máquina de café	850	1	850					
	copiadora grande	1760	1	1760					
Tranning room	Computador	300	55	16500	180	108,04	0,1125	12,16	41,45
	Proyector	1474	2	2948					
Copy print	Computador	290	2	580	80	51,25	0,05	2,56	8,74
	Copiadora grande	1760	2	3520					
Janitor and B.	Máquina de café	849	2	1698	240	39,54	0,15	5,93	20,22
	copiadora grande	1758	2	3516					
	Computador	285	15	4275					
Reception 1	Máquina de café	850	3	2550	384	7,59	0,24	1,82	6,21
	Calentador de agua	121	3	363					
Reception 2	Computador	300	3	900	384	6,99	0,24	1,68	5,72
	Copiadora grande	1785	1	1785					
Corridor 1	Máquina de café	850	3	2550	280	10,32	0,175	1,81	6,16
	Computador	223	1	223					
	Calentador de agua	116	1	116					
Corridor 2	Computador	292	3	876	280	9,41	0,175	1,65	5,62
	Copiadora grande	1760	1	1760					
TOTAL								40,46	137,98

Tabla A4. Carga sensible emitida por equipo de potencia

Zona	Tipo de motor	qs_motor/ Unidad [Btu/h]	Unidades	F_L	CLF	qs_motor [Btu/h]	Area_real [m^2]	qs_motor _total/Ar ea_real [Btu/h*m ^2]	Area_m odelo [m^2]	qs_mo delo [Btu/h]
Mechanical 1	Motor AC - 3F-1.5HP	3820	3	1,15	1	13179	192	129,61	0,12	15,55
	Motor AC-3F 2 HP	5090	2	1,15	1	11707				
Mechanical 2	Motor AC -3F- 3HP	7640	2	1,15	1	17572	192	167,59	0,12	20,11
	Motor AC -3F- 5HP	12700	1	1,15	1	14605				
Electrical	Motor AC-3F- 2Hp	5090	1	1,15	1	5853,5	112	52,26	0,07	3,66
TOTAL										39,323

Figura A1. Pérdidas típicas en transformadores



Fuente: BOHN, Boletín de ingeniería de aplicación. Carga de enfriamiento/calor ganado por equipos y accesorios eléctricos. Septiembre 2001, No.27. México, D.F.

Para arrancadores NEMA:

Tabla A5. Calor generado por arrancadores

Tamaño NEMA	Pérdida en Watts
1	27
2	57
3	130
4	200
5	300

Las pérdidas de calor en interruptores varían de acuerdo con el tamaño del interruptor y de la carga:

Tabla A6. Calor generado por interruptores

Tamaño	Pérdidas en Watts
100 Amperes	8 a 15
225 Amperes	13 a 40
400 Amperes	19 a 50
800 Amperes	19 a 50
1200 Amperes	38 a 150

Tabla A7. Carga sensible emitida por aparatos eléctricos

Zona	Tipo	qs_tipo/ Unidad [W]	Unidades	qs_tipo [W]	Area_ real [m^2]	qs_tipo_to tal/Area_r eal [W*m^2]	Area_m odelo [m^2]	qs_mo delo [W]	qs_mo delo [Btu/h]
RACK	Transformador 112,5 KVA - 100%-FP=0,9	3847,5	1	3847,5	256	15,85	0,16	2,54	8,65
	Interruptor	105	2	210					
CONTROL	Transformador 75 KVA - 100%-FP=0,9	2700	1	2700	224	12,36	0,14	1,73	5,90
	Interruptor	17	4	68					
ELECTRICAL	Transformador 75 KVA - 100%-FP=0,9	2700	1	2700	112	24,88	0,07	1,74	5,94
	Interruptor	30	2	60					
	Arrancador	27	1	27					
TOTAL								6,008	20,487

Tabla A8. Carga sensible por ventilación

Zona	Personas	Area_banco [m^2]	Area_real [m^2]	cfm/persona	L/s*m2	L/s	cfm	Todo a [m^3/h]	Caudal ventilación en el modelo	qsvent_modelo [Btu/h]
Rack room	3	0,16	256		0,3	76,8		276,5	0,173	0,351
Mechanical 1	4	0,12	192		0,6	115,2		414,7	0,259	0,526
Mechanical 2	3	0,12	192		0,6	115,2		414,7	0,259	0,526
Control room	6	0,14	224		0,3	67,2		241,9	0,151	0,307
Electrical room	2	0,07	112		0,3	33,6		121,0	0,076	0,153
Engineer office	8	0,04	64	15			120	203,88	0,127425	0,259
Meeting room	22	0,05	80	15			330	560,67	0,350	0,711
Library	5	0,07	112	12			60	101,94	0,064	0,129
Corridor 1	14	0,175	280	10			140	237,86	0,149	0,302
Corridor 2	15	0,175	280	10			150	254,85	0,159	0,323
Copy print	2	0,05	80	10			20	33,98	0,021	0,043
Tranning room	55	0,113	180	15			825	1401,68	0,876	1,778
Main Office	5	0,088	140	15			75	127,425	0,080	0,162
Janitor and B.	15	0,15	240	15			225	382,275	0,239	0,485
Reception 1	18	0,24	384	15			270	458,73	0,287	0,582
Reception 2	23	0,24	384	15			345	586,155	0,366	0,744
TOTAL									7,38187	

**ANEXO B. PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO PARA ADAPTAR EL TAMAÑO
DEL EVAPORADOR**

Procedimiento de cálculo para determinar la capacidad de un serpentín

Ingreso de datos geométricos:

$$NTF = 4$$

$$N\text{Filas} = 2$$

$$N\text{aletas} = \frac{90}{305} \left[\frac{\text{aleta}}{\text{mm}} \right]$$

$$L_t = 305 \text{ [mm]}$$

$$DTubo_e = 9,52 \text{ [mm]}$$

$$DTubo_i = 7,52 \text{ [mm]}$$

$$L2 = 45 \text{ [mm]}$$

$$L3 = 80 \text{ [mm]}$$

$$\text{Espesor} = 0,5 \text{ [mm]}$$

Donde NTF , corresponde al número de tubos por fila, el $N\text{Filas}$, el número de filas del intercambiador, $N\text{aletas}$, el número de aletas por unidad de longitud, $DTubo_e$, el diámetro externo del intercambiador, $DTubo_i$, el diámetro interno del intercambiador, $L2$, la distancia transversal del intercambiador, $L3$ la altura del intercambiador, y Espesor , el espesor de las aletas.

A partir del proceso de cálculo recomendado por el Fundamental of Heat Exchanger Design, en el capítulo Octavo Heat Exchanger Surface Geometrical Characteristics, y la subsección Plain Flat Fins on Circular Tubes, se tiene:

$$S_t = \frac{L3}{NTF} = 20 \text{ [mm]}$$

$$S_l = \frac{L2}{N\text{Filas}} = 22,5 \text{ [mm]}$$

$$N_t = \frac{L_2 * L_3}{S_t * S_l} = 8$$

$$A_1 = \pi * Dtubo_e * (L_t - Espesor * Naletas * L_t) * N_t = 6,1118E^{04} [mm^2]$$

$$A_2 = 2 * (L_2 * L_3 - \pi * \frac{Dtubo_e^2}{4} * N_t) = 6,0611E^{03} [mm^2]$$

$$A_3 = 2 * \left(L_2 * L_3 - \pi * \frac{Dtubo_e^2}{4} * N_t \right) * Naletas * L_t = 5,4623E^{05} [mm^2]$$

$$A_4 = 2 * L_3 * Espesor * Naletas * L_t = 7,2096E^{03} [mm^2]$$

$$A_{total} = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 = 6,2061E^{05} [mm^2] = 0,6206[m^2]$$

$$A_{in} = \pi * Dtubo_i * L_t * N_t = 5,6794E^{04} [mm^2] = 0,0568 [m^2]$$

Donde S_t , corresponde a la separación vertical entre tubos, S_l , la separación entre filas, número de tubos por fila, N_t , el número de tubos, A_1 , el área de transferencia de tubos, A_2 , área de transferencia por platos, A_3 , área de las superficies de la aleta, A_4 , el área de los contornos de la aleta, A_{total} , el área total de transferencia de calor, y A_{in} , el área interna total de transferencia de calor.

Para la disposición de tubos escalonada, el área mínima de flujo libre puede ocurrir ya sea a través de la primera fila, o a través de las diagonales. El parámetro que se incluye en la ecuación de área mínima, se halla a partir de la siguiente comparación:

$$\ddot{c} = \begin{cases} 2\ddot{a} & \text{si } 2\ddot{a} < 2\ddot{b} \\ 2\ddot{b} & \text{si } 2\ddot{b} < 2\ddot{a} \end{cases}$$

$$2\ddot{a} = (S_t * Dtubo_e) - (S_t * Dtubo_e) * Espesor * Naletas$$

$$\ddot{b} = \left(\left(\frac{St}{2} \right)^2 + Sl^2 \right)^{1/2} - Dtubo_e - (S_t - Dtubo_e) * Espesor * Naletas$$

$$A_{min} = \left(\frac{L_3}{S_t} - 1 \right) * \ddot{c} + (S_t - Dtubo_e) - (S_t - Dtubo_e) * Espesor * Naletas * L_t$$

$$A_{min} = 1,0708E^{04} [mm^2] = 0,0107 [m^2]$$

✓ *Coeficiente de transferencia de calor del aire*

Datos de entrada del aire:

$$Vaire_{dot} = 24 [cfm]$$

$$Taire1_d = 25 [^{\circ}c]$$

$$Taire1_w = 20,3 [^{\circ}c]$$

$$Taire2_d = 15 [^{\circ}c]$$

$$Taire2_w = 14,1 [^{\circ}c]$$

Donde la variable $Vaire_{dot}$ corresponde al flujo volumétrico que se hace pasar a través del evaporador impulsado por el ventilador plenum (24 cfm para cumplir la conservación de masa al interior del plenum), $Taire1_d$, corresponde a la temperatura seca de mezcla, es decir la condición de aire a la entrada del evaporador, $Taire1_w$, temperatura húmeda de entrada de aire. $Taire2_d$, temperatura seca de salida de aire, $Taire2_w$, temperatura húmeda de salida de aire.

Cálculo Humedad y Entalpía

$$Tdb_k = Taire1_d + 273,15$$

$$Tbh_k = Taire1_w + 273,15$$

$$pgdb = 2,7182 \left(16,5362 - \left(\frac{3985,44}{Tdb_k - 38,9974} \right) \right)$$

$$pgbh = 2,7182 \left(16,5362 - \left(\frac{3985,44}{Tbh_k - 38,9974} \right) \right)$$

$$wb = \frac{(0,622 * pgbh)}{Presion - pgbh}$$

$$Habs = \frac{\left(1,005 * (Tbh_k - Tdb_k) + \left(wb * (3149,16 - (2,371 * Tbh_k)) \right) \right)}{(3147,58 + (1,82 * Tdb_k) - (4,1865 * Tbh_k))}$$

$$Hrel = \frac{Habs * Presion}{pgdb * (0,622 + Habs)}$$

$$h_{aire_1} = (2004,167 * Habs) + (Tdb_k * (1,005 + (1,82 * Habs))) - 274,51575$$

$$h_{aire_1} = 59,7883 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

Así mismo para la entalpía del aire a la salida:

$$h_{aire_2} = 19,336 \left[\frac{kJ}{kg} \right]$$

La variable $pgdb$ corresponde a la presión parcial del vapor de agua para la temperatura seca, $pgbh$ la presión parcial del vapor de agua para la temperatura húmeda, wb la humedad específica, $Habs$, humedad absoluta, $Hrel$, humedad relativa.

A partir del proceso de cálculo recomendado por el Fundamental of Heat Exchanger Design, en el capítulo Séptimo Surface Basic Heat Transfer and Flow Friction Characteristics, y la subsección Plain Flat Fins on a Tube Array, Todas las propiedades se hallan a una presión atmosférica de 98 kpa, y temperatura media.

$$Re_{aire} = \frac{Vaire_{dot} * rho_m * Dtubo_e}{A_{min} * mu_{aire}}$$

$$j = 0,086 * (Re_{dc}^{c3}) * (NFiles^{c4}) * \left(\frac{pf}{dc} \right)^{c5} * \left(\frac{pf}{Dh} \right)^{c6} * \left(\frac{pf}{St} \right)^{-0,93}$$

$$Dh = \frac{4 * A_{min} * L2}{A_{total}}$$

$$dc = Dtubo_e + 2 * Espesor$$

$$pf = \frac{1}{Naletas}$$

$$Vel_{aire} = \frac{Vaire_{dot}}{A_{frontal}} = \frac{Vaire_{dot}}{L3 * L_t}$$

A fin de establecer una ecuación para la velocidad media de aire que pasa por el evaporador, se debe revisar si

$$Sl \geq 0,5 * (2 * St + 1)^{1/2}$$

$$Velmedia_{aire} = Vaire_{dot} * \frac{Xt_{as}}{2 * (Xd_{as} - 1)}$$

$$Xl_{as} = \frac{Sl}{Dtubo_e}$$

$$Xt_{as} = \frac{St}{Dtubo_e}$$

$$Re_{dc} = \frac{\rho_m * Velmedia_{aire} * dc}{\mu_{aire}}$$

Cálculo de coeficientes

$$C3 = -0,361 - \frac{0,042 * NFilas}{\ln(Re_{dc})} + 0,158 * \ln \left(NFilas \left(\frac{pf}{d_c} \right)^{0,41} \right) - 274,51575$$

$$C4 = -1,224 - \frac{0,076 * \left(\frac{Sl}{Dh} \right)^{1,42}}{\ln(Re_{dc})}$$

$$C5 = -0,083 + \frac{0,058 * NFilas}{\ln(Re_{dc})}$$

$$C6 = -5,735 + 1,21 * \ln \left(\frac{Re_{dc}}{NFilas} \right)$$

Finalmente, el cálculo del coeficiente de transferencia del aire está dado por:

$$Nu = \frac{j * Re_{dc}}{Pr^{-1/3}}$$

$$h_{aire} = \frac{Nu * K_{aire}}{Dtubo_e}$$

$$h_{aire} = 34,65 [W/m^2 * K]$$

✓ *Coefficiente de transferencia de calor del refrigerante (flujo bifásico)*

Por ser un compresor de baja, la máxima temperatura admisible de refrigerante en el evaporador corresponde a -10 [°C]. Sabiendo que el refrigerante cambia de fase a temperatura constante, se usa dicha temperatura para el cálculo de propiedades.

Según la American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, en su libro Fundamentals, Capítulo 5, Two-Phase Flow, se hace una recopilación de los métodos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor. Por recomendación bibliográfica, y por referir a flujo horizontal en tubos, se selecciona el modelo propuesto por Gungor y Winterton (1987).

$$h_{refrigerante} = E * E_2 * hf$$

$$E = 1 + 3000 * Bo^{0,86} * S$$

$$S = 1,12 * \left(\frac{x}{1-x}\right)^{0,75} * \left(\frac{\rho_{liq}}{\rho_{vap}}\right)^{0,41}$$

$$Bo = \frac{\ddot{q}}{G * Hf g_{ref}}$$

$$\ddot{q} = \frac{Q_{total}}{1000 * A_{in}} = \frac{Q_{total}}{1000 * \pi * Dtubo_i * Lt * Nt}; Q_{aire} = Q_{total}$$

$$G = \frac{m_{refri}}{1000 * A_{tubo_{in}}} = \frac{4 * m_{refri}}{1000 * \pi * Dtubo_i^2}$$

$$hf = 0,023 * (Re_{liq})^{0,8} * (Pr_{liq})^{0,4} * \frac{k_{liq}}{Dtubo_i}$$

$$Re_{liq} = \frac{G * (1-x) * Dtubo_i}{\mu_{liq}}$$

$$E_2 = Fr^{(0,1-2*Fr)}$$

$$Fr = \frac{G^2}{\rho_{liq}^2 * 9,81 * Dtubo_i}$$

$$h_{refrigerante} = 1557 [W/m^2 * K]$$

✓ Cálculo resistencia del serpentín

$$C_s = \frac{(R_{refri} + R_{metal})}{Cp_{air} * R_{aw}}$$

$$R_{refri} = \frac{1}{h_{refrigerante} * Nt * \pi * Dtubo_i * Lt}$$

$$R_{metal} = \frac{(Dtubo_e - Dtubo_i)}{K * Nt * \pi * Dtubo_i * Lt}$$

$$R_{aw} = \frac{1}{h_{aire} * A_{total} * \eta_{sup}}$$

✓ “Eficiencia superficial”

$$\eta_{sup} = 1 - \left((1 - \eta_{aleta}) * \frac{A_{aleta}}{A_{total}} \right)$$

$$\eta_{aleta} = \frac{\tanh(m * L3)}{m * L3}$$

$$m = \left(\frac{2 * h_{aire}}{K * Espesor} \right)^2$$

✓ Cálculo de la cantidad de calor a retirar en el evaporador

$$Q_{aire} = m_{aire} * (h_{aire1d} - h_{aire2d}) * 1000$$

$$Q_{aire} = 514,409 [W]$$

$$Q_{refri} = m_{refri} * (ER) * 1000$$

$$ER = h_{refrisalida} - h_{refrientrada}$$

$$h_{refrientrada} = h_{refricond}$$

$$h_{refricond} = \text{Enthalpy}(R134a; T = 45; x = 0)$$

$$h_{refrisalida} = \text{Enthalpy}(R134a; T = -6; x = 1)$$

✓ Capacidad evaporador instalado

El cálculo de la capacidad de remoción de calor de un intercambiador está en función de la media logarítmica *LMTD* o *LMHD*. Antes de definir una ecuación se debe verificar la condición húmeda o seca del intercambiador, para lo cual se establece:

$$h_{absorp} = \frac{(T1_{rocío} - T_{refri2} + y * h_{aire1d} + C_s * h1_{rocío})}{C_s + y}$$

$$y = \frac{m_{aire}}{m_{refri} * C_{p_{refri}}}$$

$$h1_{rocío} = \text{Enthalpy}(Air_ha; T = T1_{rocío}; P = 98)$$

Si

$$h_{absorp} > h1_{rocío}$$

El intercambiador estará completamente húmedo, por lo cual será necesario utilizar la correlación para la LMHD.

$$Q_{evaporador} = h_{aire} * A_{total} * \eta_{sup} * LMHD$$

$$LMHD = \frac{(h_{aire1d} - h_{sup2}) - (h_{aire2d} - h_{sup1})}{\log_{10} \left(\frac{h_{aire1d} - h_{sup2}}{h_{aire2d} - h_{sup1}} \right)}$$

Ahora se debe seguir un proceso iterativo a fin de encontrar las temperaturas superficiales, tanto a la entrada, como a la salida. Para ello, se supone una temperatura igual a la del refrigerante, y con un proceso similar al de Cálculo de humedad y entalpía, se halla la entalpía del aire a la temperatura supuesta. A partir de esta entalpía, se hace uso de la formula complementaria a la constante del serpentín. En la cual la temperatura superficial se verifica, con un error porcentual, el cual debe estar cercano al 5%, siendo las variaciones de 0,01 [°C]

$$T_{sup2} = C_s * (h_{aire2d} - h_{sup2}) + T_{refriz}$$

$$error (\%) = \frac{(T_{sup2} - T_{asum2})}{T_{sup2}} * 100$$

Al salir de la iteración se encuentra que:

$$T_{sup1} = -5,3979 [^{\circ}C]$$

$$T_{sup2} = 9,8402 [^{\circ}C]$$

Con ello se calcula la *LMHD* con h_{aire} y h_{sup} :

$$LMHD = 31,45$$

Al corroborarse la igualdad entre $Q_{aire} = Q_{evaporador}$, se calcula la efectividad para calcular la proporción de calor latente y calor sensible en el total de $Q_{evaporador} = 514,409 [W]$

$$\varepsilon = 1 - e^{-\frac{h_{aire} * A_{total} * \eta_{sup}}{m_{aire} * C_{p_{aire}}}}$$

$$\varepsilon = 0,7239$$

Se despeja la entalpia superficial promedio, encontrando una temperatura superficial promedio ($\overline{T_{sup}}$), necesaria para hallar la temperatura de salida del aire:

$$T_{aire2d} = T_{aire1d} - \varepsilon * (T_{aire1d} - \overline{T_{sup}})$$

Como paso final, se calcula el calor sensible:

$$Q_s = (T_{aire1d} - T_{aire2d}) * m_{aire} * C_{p_{aire}}$$

$$Q_s = 272,273 [W]$$

Y el calor latente:

$$Q_l = 514,409 - 272,273 = 241,82$$

$$Q_l = 241,82 [W]$$

ANEXO C. COEFICIENTES DE PÉRDIDAS POR ACCESORIOS CB

Tabla C1. Coeficientes de pérdida por accesorios

TIPO DE ACCESORIO	DATOS A TENER EN CUENTA PARA HALLAR CB	COEFICIENTES DE PÉRDIDAS POR ACCESORIOS C_b																																																																																																				
<p>T divergente</p>	<p>Relación de caudales $\frac{Q_{b1}}{Q_c}$</p> <p>Relación de áreas $\frac{A_{b1}}{A_c}$</p>	<p>C_b Values</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>A_{b1}/A_c</th> <th>0.1</th> <th>0.2</th> <th>0.3</th> <th>0.4</th> <th>0.5</th> <th>0.6</th> <th>0.7</th> <th>0.8</th> <th>0.9</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0.1</td><td>1.34</td><td>0.53</td><td>0.37</td><td>0.30</td><td>0.29</td><td>0.28</td><td>0.27</td><td>0.27</td><td>0.27</td></tr> <tr><td>0.2</td><td>4.43</td><td>1.25</td><td>0.66</td><td>0.45</td><td>0.39</td><td>0.35</td><td>0.32</td><td>0.31</td><td>0.30</td></tr> <tr><td>0.3</td><td>9.58</td><td>2.45</td><td>1.16</td><td>0.71</td><td>0.56</td><td>0.47</td><td>0.41</td><td>0.37</td><td>0.35</td></tr> <tr><td>0.4</td><td>16.87</td><td>4.17</td><td>1.88</td><td>1.09</td><td>0.73</td><td>0.53</td><td>0.38</td><td>0.33</td><td>0.30</td></tr> <tr><td>0.5</td><td>26.19</td><td>6.35</td><td>2.79</td><td>1.56</td><td>1.01</td><td>0.71</td><td>0.49</td><td>0.41</td><td>0.37</td></tr> <tr><td>0.6</td><td>37.57</td><td>9.02</td><td>3.89</td><td>2.14</td><td>1.35</td><td>0.92</td><td>0.62</td><td>0.52</td><td>0.45</td></tr> <tr><td>0.7</td><td>51.03</td><td>12.17</td><td>5.20</td><td>2.82</td><td>1.75</td><td>1.18</td><td>0.78</td><td>0.64</td><td>0.54</td></tr> <tr><td>0.8</td><td>66.55</td><td>15.81</td><td>6.71</td><td>3.61</td><td>2.22</td><td>1.48</td><td>0.96</td><td>0.78</td><td>0.65</td></tr> <tr><td>0.9</td><td>84.15</td><td>19.93</td><td>8.42</td><td>4.50</td><td>2.74</td><td>1.81</td><td>1.17</td><td>0.94</td><td>0.78</td></tr> </tbody> </table>	A_{b1}/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.1	1.34	0.53	0.37	0.30	0.29	0.28	0.27	0.27	0.27	0.2	4.43	1.25	0.66	0.45	0.39	0.35	0.32	0.31	0.30	0.3	9.58	2.45	1.16	0.71	0.56	0.47	0.41	0.37	0.35	0.4	16.87	4.17	1.88	1.09	0.73	0.53	0.38	0.33	0.30	0.5	26.19	6.35	2.79	1.56	1.01	0.71	0.49	0.41	0.37	0.6	37.57	9.02	3.89	2.14	1.35	0.92	0.62	0.52	0.45	0.7	51.03	12.17	5.20	2.82	1.75	1.18	0.78	0.64	0.54	0.8	66.55	15.81	6.71	3.61	2.22	1.48	0.96	0.78	0.65	0.9	84.15	19.93	8.42	4.50	2.74	1.81	1.17	0.94	0.78
A_{b1}/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9																																																																																													
0.1	1.34	0.53	0.37	0.30	0.29	0.28	0.27	0.27	0.27																																																																																													
0.2	4.43	1.25	0.66	0.45	0.39	0.35	0.32	0.31	0.30																																																																																													
0.3	9.58	2.45	1.16	0.71	0.56	0.47	0.41	0.37	0.35																																																																																													
0.4	16.87	4.17	1.88	1.09	0.73	0.53	0.38	0.33	0.30																																																																																													
0.5	26.19	6.35	2.79	1.56	1.01	0.71	0.49	0.41	0.37																																																																																													
0.6	37.57	9.02	3.89	2.14	1.35	0.92	0.62	0.52	0.45																																																																																													
0.7	51.03	12.17	5.20	2.82	1.75	1.18	0.78	0.64	0.54																																																																																													
0.8	66.55	15.81	6.71	3.61	2.22	1.48	0.96	0.78	0.65																																																																																													
0.9	84.15	19.93	8.42	4.50	2.74	1.81	1.17	0.94	0.78																																																																																													
<p>T, rama a 45°, divergente</p> <p>$L = 0.25 W_b, 3 \text{ in. min.}$</p>	<p>Relación de caudales $\frac{Q_b}{Q_c}$</p> <p>Relación de áreas $\frac{A_b}{A_c}$</p>	<p>C_b Values</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>A_b/A_c</th> <th>0.1</th> <th>0.2</th> <th>0.3</th> <th>0.4</th> <th>0.5</th> <th>0.6</th> <th>0.7</th> <th>0.8</th> <th>0.9</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0.1</td><td>0.32</td><td>0.33</td><td>0.32</td><td>0.34</td><td>0.32</td><td>0.37</td><td>0.38</td><td>0.39</td><td>0.40</td></tr> <tr><td>0.2</td><td>0.31</td><td>0.32</td><td>0.41</td><td>0.34</td><td>0.32</td><td>0.32</td><td>0.33</td><td>0.34</td><td>0.35</td></tr> <tr><td>0.3</td><td>1.86</td><td>1.65</td><td>0.73</td><td>0.47</td><td>0.37</td><td>0.34</td><td>0.32</td><td>0.32</td><td>0.32</td></tr> <tr><td>0.4</td><td>3.56</td><td>3.10</td><td>1.28</td><td>0.73</td><td>0.51</td><td>0.41</td><td>0.36</td><td>0.34</td><td>0.32</td></tr> <tr><td>0.5</td><td>5.74</td><td>4.93</td><td>2.07</td><td>1.12</td><td>0.73</td><td>0.54</td><td>0.44</td><td>0.38</td><td>0.35</td></tr> <tr><td>0.6</td><td>8.48</td><td>7.24</td><td>3.10</td><td>1.65</td><td>1.03</td><td>0.73</td><td>0.56</td><td>0.47</td><td>0.41</td></tr> <tr><td>0.7</td><td>11.75</td><td>10.00</td><td>4.32</td><td>3.31</td><td>1.42</td><td>0.98</td><td>0.73</td><td>0.58</td><td>0.49</td></tr> <tr><td>0.8</td><td>15.57</td><td>13.22</td><td>5.74</td><td>3.10</td><td>1.90</td><td>1.28</td><td>0.94</td><td>0.73</td><td>0.60</td></tr> <tr><td>0.9</td><td>19.92</td><td>16.90</td><td>7.38</td><td>4.02</td><td>2.46</td><td>1.65</td><td>1.19</td><td>0.91</td><td>0.73</td></tr> </tbody> </table>	A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.1	0.32	0.33	0.32	0.34	0.32	0.37	0.38	0.39	0.40	0.2	0.31	0.32	0.41	0.34	0.32	0.32	0.33	0.34	0.35	0.3	1.86	1.65	0.73	0.47	0.37	0.34	0.32	0.32	0.32	0.4	3.56	3.10	1.28	0.73	0.51	0.41	0.36	0.34	0.32	0.5	5.74	4.93	2.07	1.12	0.73	0.54	0.44	0.38	0.35	0.6	8.48	7.24	3.10	1.65	1.03	0.73	0.56	0.47	0.41	0.7	11.75	10.00	4.32	3.31	1.42	0.98	0.73	0.58	0.49	0.8	15.57	13.22	5.74	3.10	1.90	1.28	0.94	0.73	0.60	0.9	19.92	16.90	7.38	4.02	2.46	1.65	1.19	0.91	0.73
A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9																																																																																													
0.1	0.32	0.33	0.32	0.34	0.32	0.37	0.38	0.39	0.40																																																																																													
0.2	0.31	0.32	0.41	0.34	0.32	0.32	0.33	0.34	0.35																																																																																													
0.3	1.86	1.65	0.73	0.47	0.37	0.34	0.32	0.32	0.32																																																																																													
0.4	3.56	3.10	1.28	0.73	0.51	0.41	0.36	0.34	0.32																																																																																													
0.5	5.74	4.93	2.07	1.12	0.73	0.54	0.44	0.38	0.35																																																																																													
0.6	8.48	7.24	3.10	1.65	1.03	0.73	0.56	0.47	0.41																																																																																													
0.7	11.75	10.00	4.32	3.31	1.42	0.98	0.73	0.58	0.49																																																																																													
0.8	15.57	13.22	5.74	3.10	1.90	1.28	0.94	0.73	0.60																																																																																													
0.9	19.92	16.90	7.38	4.02	2.46	1.65	1.19	0.91	0.73																																																																																													
<p>T, divergente tipo $A_s + A_b > A_c, A_s = A_c$</p> <p>$A_s = A_c$</p>	<p>Relación de caudales $\frac{Q_b}{Q_c}$</p> <p>Relación de áreas $\frac{A_b}{A_c}$</p>	<p>C_b Values</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>A_b/A_c</th> <th>0.1</th> <th>0.2</th> <th>0.3</th> <th>0.4</th> <th>0.5</th> <th>0.6</th> <th>0.7</th> <th>0.8</th> <th>0.9</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0.1</td><td>2.06</td><td>1.20</td><td>0.99</td><td>0.87</td><td>0.88</td><td>0.87</td><td>0.87</td><td>0.86</td><td>0.86</td></tr> <tr><td>0.2</td><td>5.15</td><td>1.92</td><td>1.29</td><td>1.03</td><td>0.99</td><td>0.94</td><td>0.92</td><td>0.90</td><td>0.89</td></tr> <tr><td>0.3</td><td>10.30</td><td>3.12</td><td>1.78</td><td>1.28</td><td>1.16</td><td>1.06</td><td>1.01</td><td>0.97</td><td>0.94</td></tr> <tr><td>0.4</td><td>15.90</td><td>4.35</td><td>2.24</td><td>1.48</td><td>1.11</td><td>0.88</td><td>0.80</td><td>0.75</td><td>0.72</td></tr> <tr><td>0.5</td><td>24.31</td><td>6.31</td><td>3.04</td><td>1.90</td><td>1.35</td><td>1.03</td><td>0.91</td><td>0.83</td><td>0.78</td></tr> <tr><td>0.6</td><td>34.60</td><td>8.70</td><td>4.03</td><td>2.41</td><td>1.65</td><td>1.22</td><td>1.04</td><td>0.94</td><td>0.87</td></tr> <tr><td>0.7</td><td>46.75</td><td>11.53</td><td>5.19</td><td>3.01</td><td>2.00</td><td>1.44</td><td>1.20</td><td>1.06</td><td>0.96</td></tr> <tr><td>0.8</td><td>60.78</td><td>14.79</td><td>6.53</td><td>3.70</td><td>2.40</td><td>1.69</td><td>1.38</td><td>1.20</td><td>1.07</td></tr> <tr><td>0.9</td><td>76.67</td><td>18.49</td><td>8.05</td><td>4.49</td><td>2.86</td><td>1.98</td><td>1.59</td><td>1.36</td><td>1.20</td></tr> </tbody> </table>	A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.1	2.06	1.20	0.99	0.87	0.88	0.87	0.87	0.86	0.86	0.2	5.15	1.92	1.29	1.03	0.99	0.94	0.92	0.90	0.89	0.3	10.30	3.12	1.78	1.28	1.16	1.06	1.01	0.97	0.94	0.4	15.90	4.35	2.24	1.48	1.11	0.88	0.80	0.75	0.72	0.5	24.31	6.31	3.04	1.90	1.35	1.03	0.91	0.83	0.78	0.6	34.60	8.70	4.03	2.41	1.65	1.22	1.04	0.94	0.87	0.7	46.75	11.53	5.19	3.01	2.00	1.44	1.20	1.06	0.96	0.8	60.78	14.79	6.53	3.70	2.40	1.69	1.38	1.20	1.07	0.9	76.67	18.49	8.05	4.49	2.86	1.98	1.59	1.36	1.20
A_b/A_c	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9																																																																																													
0.1	2.06	1.20	0.99	0.87	0.88	0.87	0.87	0.86	0.86																																																																																													
0.2	5.15	1.92	1.29	1.03	0.99	0.94	0.92	0.90	0.89																																																																																													
0.3	10.30	3.12	1.78	1.28	1.16	1.06	1.01	0.97	0.94																																																																																													
0.4	15.90	4.35	2.24	1.48	1.11	0.88	0.80	0.75	0.72																																																																																													
0.5	24.31	6.31	3.04	1.90	1.35	1.03	0.91	0.83	0.78																																																																																													
0.6	34.60	8.70	4.03	2.41	1.65	1.22	1.04	0.94	0.87																																																																																													
0.7	46.75	11.53	5.19	3.01	2.00	1.44	1.20	1.06	0.96																																																																																													
0.8	60.78	14.79	6.53	3.70	2.40	1.69	1.38	1.20	1.07																																																																																													
0.9	76.67	18.49	8.05	4.49	2.86	1.98	1.59	1.36	1.20																																																																																													
<p>Orificio redondo de borde agudo</p>	<p>Relación de áreas $\frac{A_2}{A_1}$</p>	<table border="1"> <tbody> <tr> <td>A_2/A_1</td> <td>0</td> <td>0.25</td> <td>0.50</td> <td>0.75</td> <td>1.00</td> </tr> <tr> <td>C_b</td> <td>0.76</td> <td>0.70</td> <td>0.57</td> <td>0.33</td> <td>0</td> </tr> </tbody> </table>	A_2/A_1	0	0.25	0.50	0.75	1.00	C_b	0.76	0.70	0.57	0.33	0																																																																																								
A_2/A_1	0	0.25	0.50	0.75	1.00																																																																																																	
C_b	0.76	0.70	0.57	0.33	0																																																																																																	

ANEXO D. CAÍDA DE PRESIÓN A TRAVÉS DE BANCOS DE TUBOS

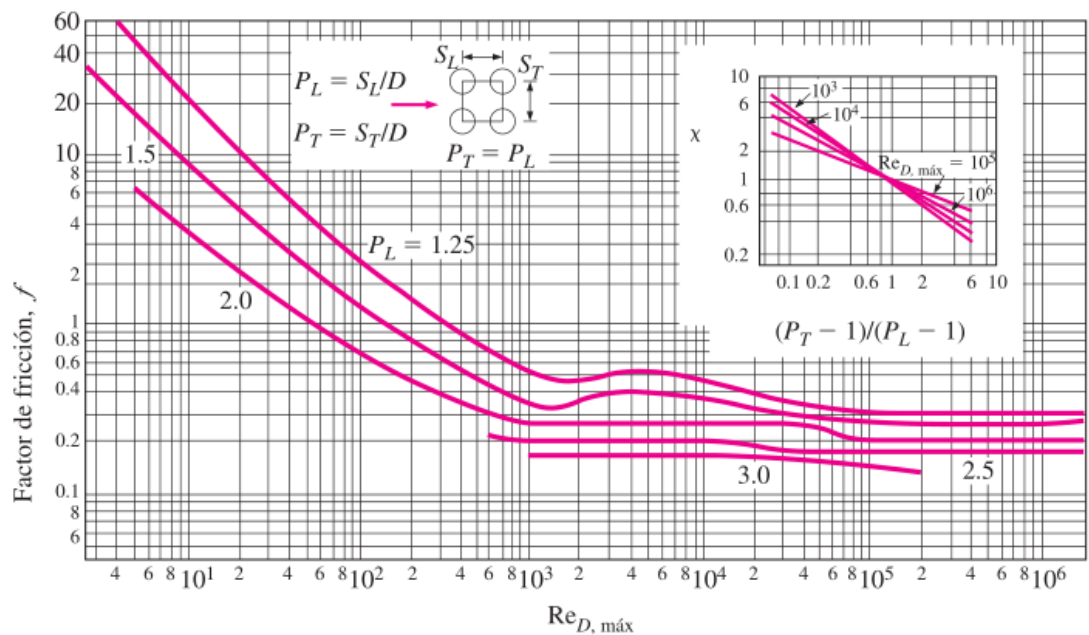
Caída de presión a través de bancos de tubos

El diseño o selección de un perfil aerodinámico para “Stall Control” es un proceso bastante complejo, por tanto se opta por un banco de tubos alineados, que induzca una pérdida dinámica en las tomas de los conductos de retorno. La siguiente expresión permite obtener la resistencia que un banco de tubos ofrece al flujo sobre ellos:

$$h_{stall} = N_L * f * X * P_{d_stall}$$

Donde f es el factor de fricción adimensional, N_L es el número de filas y X es un factor de corrección. Se tiene en cuenta la figura D1, donde a partir del número de Reynolds con base en la velocidad máxima a través del banco, se hallan f y X .

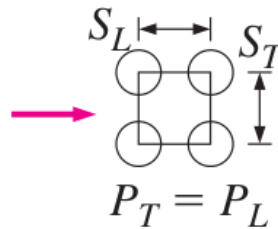
Figura D1. Reynols máximo vs Factor de fricción para arreglos de tubos



$$V_{máx} = \frac{S_T}{S_T - D} * V$$

Por ejemplo, para los tramos 2-3 y 2-4 se debe garantizar una pérdida de aproximadamente 35 Pa en condición de retorno. Este valor fluctuará dependiendo de la regulación de caudal de aire, es decir, de la velocidad a través del tramo de retorno. Se tiene el siguiente arreglo y su correspondiente calculo tipo:

Figura D2. Arreglo de tubos cuadrado



Donde $S_L = 8,4 [mm]$, $S_T = 8,4 [mm]$ y $D = 5 [mm]$, cumpliéndose así $P_T = P_L$.

$$P_L = \frac{S_L}{D} = 1,68$$

$$P_T = \frac{S_T}{D} = 1,68$$

Para el tramo 2-3 en retorno, la velocidad máxima a través del banco de tubos y su correspondiente número de Reynolds es,

$$V_{m\acute{a}x\ 2-3} = \frac{8,4}{8,4 - 5} * 3,313$$

$$V_{m\acute{a}x\ 2-3} = 8,185 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$Re_{m\acute{a}x\ 2-3} = \frac{\rho * V_{m\acute{a}x\ 2-3} * D}{\mu}$$

$$Re_{m\acute{a}x\ 2-3} = 2554$$

Como $P_T = P_L$, el factor de corrección $X = 1$. Según la gráfica, para el Reynolds máximo se tiene un factor de fricción $f = 0,45$. Por tanto, la pérdida aerodinámica para esas condiciones es,

$$P_{dm\acute{a}x\ 2-3} = \frac{\rho * V_{m\acute{a}x\ 2-3}^2}{2}$$

$$h_{stall\ 2-3} = 2 * 0,45 * 1 * 38,44$$

$$h_{stall\ 2-3} = 34,6 [Pa]$$