

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO DE SISTEMA NO  
OBSTRUCTIVO PARA LA SEPARACION DE AMBIENTES.**

**APLICACION: OFICINAS DE LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

**JUAN DAVID CARVAJAL ALZATE**

**MARIA FERNANDA SANTOYO GOMEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER**

**FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO MECANICAS**

**ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

**BUCARAMANGA**

**2013**

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN PROTOTIPO DE SISTEMA NO  
OBSTRUCTIVO PARA LA SEPARACION DE AMBIENTES.**

**APLICACION: OFICINAS DE LA ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

**JUAN DAVID CARVAJAL ALZATE**

**MARIA FERNANDA SANTOYO GOMEZ**

**Trabajo de grado para optar el título de**

**Ingeniero Mecánico**

**Director**

**JULIAN ERNESTO JARAMILLO IBARRA**

**Ingeniero Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO MECANICAS**

**ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA**

**BUCARAMANGA**

**2013**

## DEDICATORIA

*A Dios por la vida, por las oportunidades, por la fuerza y salud que me da para poder alcanzar todas mis metas y por todos los sueños cumplidos.*

*A mis padres Luz Marina Gómez Gómez y Julio Roberto Santoyo Plata que han sido mi apoyo, mi fortaleza y mi inspiración en todos los proyectos de mi vida. Gracias por sus consejos, por los valores que me inculcaron y por su amor, lo cual me ha permitido ser una persona de bien y ha formado la mujer que soy hoy en día.*

*A mi familia que me ha brindado su cariño y confianza en todos los proyectos que emprendo.*

*A Johnatan Blanquiceth Pereira por su amor, su comprensión, su apoyo incondicional en momentos de felicidad y tristeza, por el tiempo y experiencias compartidas y por todo lo que me brinda día a día.*

*A mis amigos con los que he disfrutado cada etapa de mi aprendizaje, gracias por las risas, las vivencias y el tiempo compartidos.*

*MARIA FERNANDA SANTOYO GOMEZ*

## DEDICATORIA

A mi madre, Edilma Alzate.

**Juan David**

## **AGRADECIMIENTOS**

Al Profesor Julián Jaramillo.

A la Escuela de Ingeniería Mecánica.

A los profesores de la escuela por compartir todo su conocimiento.

A la Universidad Industrial de Santander por ser nuestra segunda casa durante  
este tiempo.

A Henry por su ayuda y sus conocimientos.

A nuestros compañeros de carrera por todo lo que compartimos.

**Los autores.**

## CONTENIDO

<b>INTRODUCCION .....</b>	<b>23</b>
<b>1. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN EL AIRE.....</b>	<b>25</b>
<b>1.1. PROPIEDADES DEL AIRE [5].....</b>	<b>25</b>
<b>1.2. DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE. ....</b>	<b>26</b>
<b>1.3. TRANSFERENCIA DE CALOR AL AIRE. ....</b>	<b>28</b>
1.3.1 Convección natural. ....	29
1.3.2 Variación del calor sensible del aire.....	31
1.3.3 Ganancia de calor latente del aire húmedo.....	32
<b>2. CALCULO DE LA CARGA TERMICA DEL LOCAL.....</b>	<b>33</b>
<b>2.1. CONDICIONES DE CÁLCULO.....</b>	<b>33</b>
2.1.1 Condiciones de confort. ....	33
2.1.1 Condiciones del proyecto.....	34
<b>2.2 CALOR QUE INGRESA AL LOCAL .....</b>	<b>35</b>
<b>2.3. CALCULO DE LA CARGA TOTAL.....</b>	<b>37</b>
2.3.1 Conducción a través de la estructura exterior.....	37
2.3.2 Conducción a través de la estructura interior.....	43
2.3.3 Radiación solar a través de vidrios .....	44
2.2.4 Carga generada por el alumbrado. ....	46
2.3.5 Carga generada por las personas que ocupan el local.....	47
2.3.6 Carga producida por las infiltraciones de aire. ....	49
2.3.6.1 Infiltración por ventanas.....	49
2.3.6.2 Infiltración debido a la abertura.....	50
2.3.7 Carga parcial total.....	53
2.3.8 Corrección de la carga parcial. ....	53
<b>2.4 CONTRIBUCIONES DE CARGA (ANALISIS DE CARGAS).....</b>	<b>55</b>

<b>3. FUNDAMENTO TEORICO DE LA BARRERA DE AIRE .....</b>	<b>59</b>
<b>3.1 CONCEPTO Y FUNCIONAMIENTO DE UNA BARRERA DE AIRE. ....</b>	<b>59</b>
<b>3.2 COMPORTAMIENTO DE LA DISTRIBUCIÓN DE PRESIÓN.....</b>	<b>61</b>
3.2.1 Diferencial de presión aerostática.....	61
3.2.2 Diferencial de Presión inducida por el viento. ....	64
3.2.3 Diferencial de presión inducido por ventilación .....	66
<b>3.3 MODELOS DE CÁLCULO DEL DIMENSIONAMIENTO DE UNA BARRERA DE AIRE. ....</b>	<b>69</b>
3.3.1 Balance de momentos tomando como volumen de control la puerta.....	69
3.3.2 Balance de momentos tomando como volumen de control un diferencial en el chorro.....	72
3.3.3 Balance de momento de impulso en el volumen de control de la puerta. ....	75
<b>3.4 EFICIENCIA.....</b>	<b>77</b>
<b>4. MODELAMIENTO DE LA BARRERA DE AIRE .....</b>	<b>78</b>
<b>4.1 MÉTODO DE CÁLCULO Y CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO. ....</b>	<b>78</b>
<b>4.2 SOFTWARE DE DIMENSIONAMIENTO DE UNA BARRERA DE AIRE. ....</b>	<b>82</b>
4.2.1 Programación en MATLAB del dimensionamiento.....	83
4.2.2 Elaboración del GUIDE .....	83
<b>5. DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO. ....</b>	<b>85</b>
<b>5.1 DISEÑO .....</b>	<b>85</b>
5.1.1 Requerimientos.....	85
5.1.1.1 Sitio de Instalación.....	86
5.1.1.2 Requerimientos físicos.....	86
5.1.2 Subsistemas .....	88
5.1.2.1 Estructura soporte.....	88
5.1.2.2 Motor.....	92
5.1.2.3 Ventiladores. ....	94
5.1.2.4 Control de encendido y velocidad. ....	95
5.1.2.5 Boquillas de descarga.....	96

5.1.2.6 Placa base. ....	98
<b>5.2 CONSTRUCCION.....</b>	<b>100</b>
5.2.1 Soporte. ....	100
5.2.2 Boquillas. ....	102
5.2.2.1 Mecanismo de persiana. ....	102
5.2.3 Ventiladores. ....	103
5.2.4 Motor.....	104
5.2.3 Control de velocidad. ....	105
5.2.4 Ensamble. ....	106
<b>6. DISEÑO DEL EXPERIMENTO.....</b>	<b>108</b>
<b>6.1 HIPOTESIS A COMPROBAR.....</b>	<b>108</b>
<b>6.2 VARIABLES INDEPENDIENTES.....</b>	<b>108</b>
6.2.1 Temperatura. ....	109
6.2.2 Barrera de separación. ....	109
<b>6.3 VARIABLES DEPENDIENTES.....</b>	<b>110</b>
<b>6.4 PROCEDIMIENTO.....</b>	<b>110</b>
<b>6.5 FACTORES DE RUIDO.....</b>	<b>111</b>
<b>6.6 METODO DE CALCULO.....</b>	<b>113</b>
<b>7. MONTAJE EXPERIMENTAL.....</b>	<b>115</b>
<b>7.1 MEDICION DE TEMPERATURAS.....</b>	<b>116</b>
<b>7.2. ESTRATEGIA DE CONTROL ON/OFF.....</b>	<b>116</b>
<b>7.3 MEDICION DE CONSUMO DE POTENCIA.....</b>	<b>119</b>
7.3.1 Sistema de refrigeración. ....	119
7.3.2 Consumo del prototipo. ....	119
<b>7.4 MODULO FIELD POINT.....</b>	<b>120</b>
7.4.1 Programación en Labview de la estrategia de control On/off.....	123
7.4.2 Programación en Labview de adquisición de valores de temperatura. ....	123
<b>7.5 MEDICION DE VELOCIDAD.....</b>	<b>124</b>
<b>8. RESULTADOS Y ANALISIS.....</b>	<b>125</b>

<b>8.1 ANALISIS DE LA DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS. ....</b>	<b>125</b>
<b>8.2 ANALISIS DEL CONSUMO DE POTENCIA. ....</b>	<b>132</b>
<b>8.3 ELECCION DE LA BARRERA DE AIRE.....</b>	<b>139</b>
<b>8.4 ANALISIS ECONOMICO .....</b>	<b>139</b>
8.4.1 Presupuesto de la Barrera de aire .....	139
8.4.2 Consumo gastado del sistema con puerta abierta. ....	140
8.4.3 Consumo generado por el sistema con la barrera de aire de mayor eficiencia. .....	141
8.4.4 Tiempo de retorno de la inversión con aplicación en la oficina. ....	142
<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>147</b>
<b>RECOMENDACIONES.....</b>	<b>150</b>
<b>BIBLIOGRAFIA. ....</b>	<b>152</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Convección natural atmosférica.....	30
Figura 2. Convección natural entre dos ambientes.....	31
Figura 3. Planos del local.....	36
Figura 4. Carga sensible del local.....	56
Figura 5. Carga latente del local. ....	57
Figura 6. Cargas totales del local.....	58
Figura 7. Definición de las variables de dimensionamiento de la barrera. ....	60
Figura 8. Distribución de presión del recinto. ....	62
Figura 9. Comportamiento del coeficiente de presión en función de S. ....	67
Figura 10. Factores dependientes del tipo de terreno.....	67
Figura 11. Barrera de aire teniendo como volumen de control la puerta. ....	70
Figura 12. Barrera de aire tomando como volumen de control un diferencial del chorro.....	73
Figura 13. Valores de $\gamma$ y $\alpha$ .....	81
Figura 14. Resultados de dimensionamiento de la cortina EES. ....	83
Figura 15. Funcionamiento del prototipo.....	85
Figura 16. Dimensiones del cuarto frío. ....	87
Figura 17. Cuarto frío. ....	87
Figura 18. Desglose de subsistemas del prototipo. ....	88
Figura 19. Soporte de anclaje a la pared. ....	89
Figura 20. Soporte tipo pedestal. ....	89

Figura 21. Perfil de acero cuadrado.....	90
Figura 22. Estructura soporte.....	91
Figura 23. Estructura soporte superior.....	92
Figura 24. Estructura soporte inferior.....	92
Figura 25. Ventilador centrifugo.....	95
Figura 26. Ventilador axial.....	95
Figura 27. Ventiladores axiales.....	95
Figura 28. Ventiladores axiales (carcasa y eje).....	95
Figura 29. Circuito de control de velocidad.....	96
Figura 30. Voltaje contra ángulo del potenciómetro.....	96
Figura 31. Redirección del aire por rejillas.....	97
Figura 32. Caja de desarrollo.....	98
Figura 33. Perfiles de boquilla de descarga.....	98
Figura 34. Placa base.....	100
Figura 35. Estructura soporte (Ensamble).....	101
Figura 36. Estructura soporte, Detalle.....	101
Figura 37. Boquillas de impulsión y caja soporte.....	102
Figura 38. Mecanismo de persianas.....	103
Figura 39. Ventiladores centrifugos.....	104
Figura 40. Ventiladores, eje y soporte.....	104
Figura 41. Motor y soporte.....	105
Figura 42. Ensamble Ventiladores y motor en placa base.....	106
Figura 43. Caja de control de velocidad.....	106

Figura 44. Ensamble soportes en placa base.....	106
Figura 45. Ensamble en estructura soporte.....	107
Figura 46. Ensamble final del prototipo.....	107
Figura 47. Montaje experimental.....	115
Figura 48. Distribución de las termocuplas en el experimento.....	117
Figura 49. Termocuplas instaladas dentro cuarto frío.....	118
Figura 50. Multímetro digital Lovato DMK-3.....	119
Figura 51. Pinzas Fluke337 .....	120
Figura 52. Field Point 1601.....	121
Figura 53. Módulos FP-1601, TC-120 y DO-400 .....	121
Figura 54. Funcionamiento del control sobre el cuarto frío. ....	122
Figura 55. Tablero de control del cuarto frío. ....	123
Figura 56. Anemómetro digital. ....	124
Figura 57. Variación de la temperatura respecto a la referencia en el recinto. ....	128
Figura 58. Máximos y mínimos de cada combinación. ....	129
Figura 59. Temperaturas externas.....	132
Figura 60. Consumo sin barrera de aire. ....	133
Figura 61. Consumo boquilla 8 cm. ....	134
Figura 62. Consumo boquilla 6 cm. ....	134
Figura 63. Consumo boquilla 4 cm. ....	135
Figura 64. Consumo boquillas convergente y 2 cm. ....	135
Figura 65. Porcentaje de ahorro de cada configuración de barrera de aire. ....	137
Figura 66. Ahorro del sistema.....	138

## LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Condiciones del proyecto.....	34
Tabla 2. Temperatura y humedad interior y exterior. ....	35
Tabla 3. Datos generales de las oficinas. ....	35
Tabla 4. Generalidades de ventanas. ....	38
Tabla 5. Generalidades del techo. ....	38
Tabla 6. Generalidades de paredes.....	39
Tabla 7. Descripción de grupos de construcción de paredes. ....	39
Tabla 8. Coeficientes globales de transferencia de calor.....	40
Tabla 9. DTCE para vidrios en °F. ....	40
Tabla 10. Diferencias de temperatura en °F para carga de enfriamiento DTCE....	41
Tabla 11. DTCE Paredes exteriores y vidrios. ....	41
Tabla 12. Corrección en °F de la DTCE por latitud y mes. ....	42
Tabla 13. Carga de conducción de paredes y vidrios exteriores.....	43
Tabla 14. Carga de conducción interior. ....	44
Tabla 15. Radiación solar a través de vidrio en BTU/h-Ft <sup>2</sup> .....	45
Tabla 16. Factores de Carga de Enfriamiento para vidrios con sombreado interior. .....	45
Tabla 17. Radiación a través de ventanas en BTU/h.....	46
Tabla 18. Carga de iluminación. ....	47
Tabla 19. Ganancia de calor debida a los ocupantes. ....	48
Tabla 20. Carga debida a las personas en BTU/h. ....	48

Tabla 21. Infiltración por ventanas en BTU/h.....	49
Tabla 22. Tipo de local.....	51
Tabla 23. Coeficiente de viento.....	51
Tabla 24. Carga sensible y latente de la puerta abierta en Btu/h.....	52
Tabla 25. Cargas totales del local en BTU/h.....	53
Tabla 26. Corrección carga total sensible.....	54
Tabla 27. Carga total corregida en BTU/h. ....	55
Tabla 28. Contribución de las cargas sensibles.....	55
Tabla 29. Contribución de las cargas latente.....	56
Tabla 30. Motores eléctricos.....	93
Tabla 31. Boquillas de descarga.....	99
Tabla 32. Variables independientes.....	108
Tabla 33. Combinaciones de barrera de aire.....	110
Tabla 34. Experimentos a realizar. ....	112
Tabla 35. Temperaturas promedio en °C.....	126
Tabla 36. Máximos y mínimos dentro del recinto de cada configuración en °C..	127
Tabla 37. Temperaturas exteriores para cada combinación.....	131
Tabla 38. Consumos totales en kWh y porcentajes de ahorro.....	136
Tabla 39. Costos.....	140
Tabla 40. Consumo gastado del sistema con puerta abierta.....	141
Tabla 41. Costo de consumo con barrera de aire.....	141
Tabla 42. Carga a diferentes horas en BTU/h. ....	143
Tabla 43. Consumo energético a diferentes horas en BTU/h. ....	144

Tabla 44. Costo operacional del aire instalado en pesos.....145

Tabla 45. Retorno de la inversión. ....146

## LISTA DE ANEXOS

<b>ANEXO A. FICHA TECNICA MINI SPLIT INSTALADO .....</b>	<b>154</b>
<b>ANEXO B .....</b>	<b>156</b>
<b>ANEXO C. GUIDE DEL PROGRAMA EN MATLAB.....</b>	<b>160</b>
<b>ANEXO D. PLANOS DEL PROTOTIPO. ....</b>	<b>162</b>
<b>ANEXO E. DIAGRAMA DE BLOQUES LABVIEW (CONTROL ON/OFF) .....</b>	<b>172</b>
<b>ANEXO F. DIAGRAMA DE BLOQUES LABVIEW (ADQUISICION DE TEMPERATURAS).....</b>	<b>174</b>
<b>ANEXO G. DIAGRAMA DE BLOQUES LABVIEW (ADQUISICION DE TEMPERATURAS).....</b>	<b>174</b>

## RESUMEN

### TITULO:

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN PROTOTIPO DE SISTEMA NO OBSTRUCTIVO PARA LA SEPARACIÓN DE AMBIENTES. APLICACIÓN: OFICINAS DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA\***

### AUTORES:

**Maria Fernanda Santoyo Gomez**

**Juan David Carvajal Alzate.\*\***

### PALABRAS CLAVES:

Transferencia de calor, transferencia de masa, sistema de ventilación, análisis del diferencial de presión, análisis térmico, análisis energético.

### DESCRIPCION:

Actualmente la búsqueda de estrategias en el campo ingenieril que permitan disminuir el impacto ambiental generado por procesos industriales y fuentes de energía han tenido un gran auge debido a la necesidad que se crea al observar una aceleración del cambio climático durante los últimos años. Según lo observado en la zona de secretaria dadas sus condiciones de servicio (puerta abierta, fácil acceso) existe un aumento de la carga térmica que tiene que suplir el sistema de aire acondicionado lo que ocasiona directamente un aumento en el consumo energético lo cual es uno de los factores principales que producen mayor impacto ambiental por lo que se establece como objetivo de este proyecto de grado el estudio, diseño y construcción de una barrera de aire para la oficina de secretaria la cual genere una separación de ambientes eficiente teniendo como condiciones fijas la abertura permanente de la puerta de acceso y temperatura de confort del recinto, para el completo desarrollo del proyecto es necesario un montaje experimental y de pruebas adecuado de donde se extraigan datos que evidencien la eficiencia y beneficios de la aplicación de una barrera de aire.

Todo el estudio y análisis se hace con la finalidad de lograr una reducción del consumo energético (disminución carga térmica), objetivo que fue alcanzado y verificado a partir del análisis de resultados, convirtiéndose entonces en un aporte amigable con el medio ambiente.

Proyecto de grado

\*\*Facultad de ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Director Julian Erenesto Jaramillo Ibarra.

## ABSTRACT

### TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A NO OBSTRUCTIVE PROTOTYPE SYSTEM FOR THE SEPARATION ATMOSPHERE. APPLICATION: OFFICE OF THE SCHOOL OF MECHANICAL ENGINEERING \*

### AUTHORS:

Maria Fernanda Gomez Santoyo

David Carvajal Juan Alzate. \*\*

### KEYWORDS:

Heat transfer, mass transfer, the ventilation system, the pressure differential analysis, thermal analysis, energy analysis.

### DESCRIPTION:

Currently the search for strategies in the engineering field that may decrease the environmental impact generated by industrial processes and energy sources have boomed because of the need to be created to observe an acceleration of climate change in recent years. As noted in the Secretary given their conditions of service (door open, easy access) there is an increase in the thermal load has to supply air conditioning system directly leading to an increase in energy consumption which is one of the main factors that cause the greatest environmental impact. Therefore, the objectives of this project are the study, design and construction of an air barrier for the office of secretary that generates an efficient separation of environments having as fixed conditions the permanent opening of the access door and the interior temperature comfort, for the full development of the project it is necessary an experimental setup and a proper test ring, where extracting data in order to demonstrate the efficiency and benefits of the implementation of an air barrier.

The study and analysis is done in order to achieve a reduction in energy consumption (reduced thermal load), a goal that was achieved and verified through the analysis of results, then making a contribution to the environment conservation.

Degree project

\*\* School of Physics and Mechanical Engineering, School of Mechanical Engineering, Director Julian Jaramillo Ernesto Ibarra

## INTRODUCCION

Cuando se tiene un espacio con unas condiciones de temperatura, humedad y flujo de aire dados, no se quiere que ingresen agentes externos que alteren el ambiente ni que se gane (o pierda) energía térmica porque se aumenta el costo de operación y se alteran las condiciones deseadas del ambiente. Este intercambio se ocasiona por aberturas como puertas y ventanas. Por tanto, este problema se puede solucionar de forma sencilla cerrando el acceso con puertas (barreras sólidas) que impiden que el aire circule libremente, pero cuando el acceso debe permanecer libre de obstrucciones para permitir el paso de personas o vehículos, como es el caso de centros comerciales, oficinas, restaurantes, etc, se deben buscar otras barreras no obstructivas para separar los ambientes. Por lo anterior se buscó realizar una investigación y estudio de una barrera de aire para separación de ambientes con la cual se pueda generar un aporte significativo tanto a la industria como a la reducción de agentes contaminantes emitidos al medio ambiente, y que pueda cumplir con requerimientos de libre acceso y mantener la temperatura de confort.

El estudio ira encaminado al entendimiento conceptual del funcionamiento de este tipo de sistemas, la demostración y verificación de su eficiencia basada en el porcentaje de consumo energético ahorrado anualmente. Para alcanzar dicho estudio se estableció la necesidad de agrupar de forma eficaz los temas a abordar, para lo que se decidió entonces que este libro debería contener 8 capítulos los cuales mostrarán de manera clara y ordenada todo el proceso que se llevó a cabo, a continuación se podrá observar de forma resumida el contenido de cada uno de estos:

Capítulo 1. Transferencia de calor y masa. Se da una introducción de los fundamentos teóricos del flujo de aire de dos ambientes acondicionados.

Capítulo 2. Cálculo de la carga térmica del local. En este capítulo se detalla el proceso de cálculo de la carga del local cuando este mismo se encuentra con la puerta abierta.

Capítulo 3. Fundamento teórico de la barrera de aire. En esta sección se explica la base conceptual del funcionamiento, métodos de cálculo e implementación de una barrera de aire que permita la separación de ambientes acondicionados.

Capítulo 4. Modelamiento de la barrera de aire. Se genera un software que permita el cálculo de una barrera de aire, basándose en las condiciones físicas, térmicas y de contorno que existan en el lugar de instalación.

Capítulo 5. Diseño y construcción. Se detalla el proceso básico del diseño del prototipo, así como también la construcción del mismo.

Capítulo 6. Diseño del experimento. En este capítulo se define el método por el cual se tratará de verificar los resultados teóricos obtenidos en la simulación.

Capítulo 7. Montaje experimental. En esta sección se define la forma como se llevó a cabo la toma de datos.

Capítulo 8. Análisis de resultados. Se generan y muestran los resultados obtenidos durante las pruebas realizadas, además que se genera un cálculo del tiempo de retorno de inversión que permite mostrar la viabilidad del proyecto y se comparan las eficiencias experimentales con la eficiencia obtenida del modelamiento matemático.

## 1. TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA EN EL AIRE.

El aire presente en la atmósfera es una mezcla de aire seco y vapor de agua a la que se llama aire húmedo. Dado que el aire húmedo es el que se usa en todos los sistemas de acondicionamiento de aire (refrigeración, climatización) se deben conocer sus propiedades y su comportamiento cada vez que se desee estudiar el comportamiento de este.

### 1.1. PROPIEDADES DEL AIRE [5].

- **Temperatura de bulbo húmedo:** es la temperatura que indicaría un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada con agua.
- **Temperatura de punto de rocío:** Es la temperatura a la cual el agua presente en el aire húmedo comienza a condensarse.
- **Relación de humedad (w):** También se denomina humedad específica, es la cantidad de vapor de agua presente en el aire seco. Puede darse en kg de agua por kg de aire seco.
- **Humedad relativa (HR):** Es el porcentaje de agua presente en el aire en relación con la cantidad máxima de humedad que es capaz de soportar el aire seco. Una humedad relativa del 100% significa que el aire está completamente saturado de agua.
- **Volumen específico:** Es el volumen de aire ocupado por unidad de peso de aire seco.
- **Entalpia específica (h):** Es el contenido de energía absorbida o cedida por el aire en relación al peso de aire seco.

## 1.2. DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE.

**Ley del gas ideal:** Se puede considerar que el aire atmosférico se comporta como un gas ideal por tanto se aplica la ley de los gases ideales para el aire y para el vapor de agua que en las condiciones del proyecto donde se manejan presiones bajas se puede considerar que este vapor se comporta como gas ideal como se detalla en las ecuaciones 1 y 2.

$$P_a * V = m_a R_a T \quad ( 1 )$$

$$P_w * V = m_w R_w T \quad ( 2 )$$

Donde:

$P_a$  = Presion parcial del aire seco

$P_w$  = Presion parcial del vapor de agua.

$m_a$  = peso del aire seco.

$m_w$  = peso del vapor de agua

$R_a, R_w$  = Constante de gases para el aire y el vapor de agua

$V$  = volumen de la mezcla.

$T$  = Temperatura de la mezcla.

La presión del aire húmedo es ejercida por las dos partes constituyentes, el aire seco y el vapor de agua, cada uno ejerce una presión que sumadas dan como resultado la presión total.

$$P = P_a + P_w \quad ( 3 )$$

$P$  = presión total (atmosférica)

$P_w$  = presión parcial del vapor de agua.

$P_a$  = presión parcial de aire seco.

**Humedad específica.** Usando las relaciones de gas ideal se puede obtener la relación de humedad del aire expresada como la relación entre las masas de agua y aire respectivamente.

$$W = \frac{m_w}{m_a} \quad (4)$$

Despejando e igualando de las ecuaciones de gas ideal se llega a la ecuación 5 la cual es adimensional y la constante 0.622 es la relación que hay entre las constantes de los dos gases (Vapor de agua y Aire seco) [1].

$$W = \frac{m_w}{m_a} = 0.622 * \frac{p_w}{p_a} \quad (5)$$

**Humedad relativa y punto de rocío:** La humedad relativa se puede definir mediante la siguiente ecuación:

$$HR = \frac{p_w}{p_{ws}} * 100 \quad (6)$$

Donde:

HR = humedad relativa %

$p_w$  = presión parcial del vapor de agua a la temperatura de bulbo seco.

$p_{ws}$  = presión de saturación del vapor a la temperatura de bulbo seco.

La temperatura de rocío es a la cual el aire se comienza a condensar en el ambiente, por tanto se tiene una humedad relativa del 100% esto significa que la presión parcial del aire es igual a la presión de saturación.

**Entalpia:** Al igual que la presión, la entalpia del aire húmedo es la suma de las entalpias del aire seco y del vapor de agua. Dicho valor tiene en cuenta las cantidades de calor sensible y latente del vapor de agua así como también el calor sensible del aire seco. Se puede representar la entalpia del aire húmedo en unidades británicas pues estas unidades son las más usadas para cuantificar cargas de refrigeración y acondicionamiento de aire, por tanto se usarán en todo este proyecto:

$$h = 0.24 * T + W * (1061 + 0.45 * T) \quad (7)$$

Donde:

$h$  = es la entalpia del aire humedo en  $\frac{\text{BTU}}{\text{lb}}$ . as

$T$  = es la temperatura del aire humedo en °F.

$W$  = relacion de humedad en lb de agua/lb de aire seco

### 1.3. TRANSFERENCIA DE CALOR AL AIRE.

Como ya se sabe la transferencia de calor siempre ocurrirá del sistema con mayor temperatura al sistema con menor temperatura. Este flujo de calor depende de la diferencia de temperaturas y las propiedades físicas de los elementos de transferencia así como también del medio en que se encuentran. Esta

transferencia ocurrirá hasta que se alcanza el equilibrio térmico, que es cuando ambos cuerpos están a la misma temperatura, punto en el cual no ocurre ningún flujo de energía térmica de un cuerpo a otro. Dicha transferencia de calor puede ocurrir de tres maneras diferentes [1].

**Conducción:** cuando dos cuerpos a diferentes temperaturas entran en contacto directo ocurre una transferencia de energía en forma de calor desde el cuerpo de mayor temperatura hacia el cuerpo de menor temperatura, dicha transferencia de calor ocurre a una rata que depende de la diferencia de temperatura y la capacidad de transferencia de calor de ambos cuerpos. La transferencia de calor ocurre hasta el momento en que ambos cuerpos se encuentran en equilibrio térmico.

**Convección:** solo ocurre por medio de materiales fluidos y es el transporte de calor a través del movimiento del fluido. Esta transferencia depende de la diferencia de temperaturas y el coeficiente de convección que a su vez depende del tipo de fluido y el modo en que este fluye.

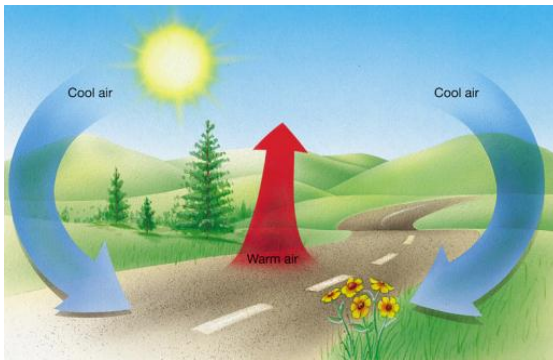
**Radiación:** todos los cuerpos cualquiera que sea su temperatura, emiten energía térmica en forma de ondas electromagnéticas esta energía es transmitida a otros cuerpos, como toda transferencia de calor ocurrirá del cuerpo de mayor temperatura al cuerpo de menor temperatura.

### **1.3.1 Convección natural.**

La convección natural es una de las formas más usuales de transferencia de calor que ocurre por la transferencia de partículas de dos regiones a diferentes densidades. En la atmosfera se observa este fenómeno, la diferencia de

densidades entre el aire frío y el aire caliente ocasionan corrientes de aire. Como se observa en la figura 1 el aire frío más denso desciende y es calentado debido a la radiación solar. Debido a su calentamiento el aire disminuye su densidad ocasionando un flujo ascendente de aire caliente.

Figura 1. Convección natural atmosférica.



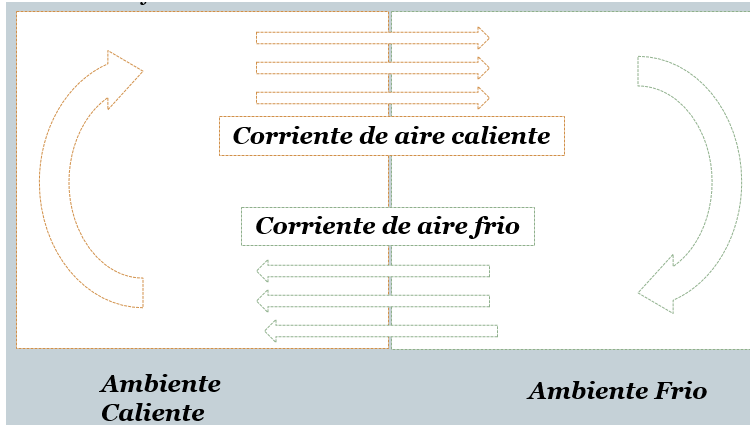
Fuente: <http://www.aprean.com/solar-thermal-energy.html>

Estos flujos de corriente de aire son los causales de brizas, vientos, ciclones, huracanes, etc. Dicho fenómeno de corrientes de aire se puede observar también a pequeña escala cuando existen dos ambientes en contacto a diferentes temperaturas, como cuando se tiene un local con aire acondicionado en contacto directo con el aire del ambiente. Cuando esto ocurre se produce convección natural. Este ocasiona un flujo natural de aire entre los dos recintos.

Como se observa en la figura 2, el flujo de aire entre los dos ambientes se produce por una corriente de aire frío que circula por la parte inferior de la abertura debido a que este aire se enfría y al aumentar su densidad desciende dejando un espacio que ocupa una corriente de aire caliente (menos densa) por la parte superior de la superficie de contacto. Existen varios métodos de cálculo para obtener un valor de

la cantidad de aire que circula entre los dos ambientes. El método de cálculo escogido será detallado más adelante en este libro.

Figura 2. Convección natural entre dos ambientes.



Fuente: Autores.

### 1.3.2 Variación del calor sensible del aire.

La ganancia de calor del aire húmedo de un recinto se puede expresar por medio de la siguiente ecuación [2]:

$$Q_s = 0,24 * m_a * DT + 0,45 * m_w * DT \quad ( 8 )$$

Donde:

$Q_s$  = cantidad de calor sensible. BTU/h

$m_a, m_w$  = masa de aire, masa de vapor de agua  $\frac{\text{lb}}{\text{h}}$

$DT$  = diferencia de temperatura entre los dos ambientes en °F.

0,24 y 0,45 son los calores específicos del aire seco y el vapor de agua  $\frac{\text{BTU}}{\text{lb} * ^\circ\text{F}}$ .

Los términos de la derecha de la ecuación representan el cambio de energía del aire seco y el vapor de agua, respectivamente. Se puede considerar que la ganancia de calor del vapor de agua es muy pequeña y para cálculos aproximados se puede omitir [2].

### 1.3.3 Ganancia de calor latente del aire húmedo.

Cuando existe diferencia de temperaturas y además existe una diferencia de humedades entre los ambientes, el aire transferido dará una ganancia de calor sensible y además latente debido a dicha diferencia de humedades. La cantidad de vapor de agua que ingresa o sale del ambiente se puede expresar como:

$$m_w = m_a(W_2 - W_1) \quad (9)$$

Se puede también expresar la transferencia de calor debido a este intercambio de humedades como (1 grano equivale a 0,06479891 gramos) [1]:

$$Q_L = 0,68 * CFM * (W_2 - W_1) \quad (10)$$

Donde:

$Q_L$  = calor transferido en BTU/h

CFM = Caudal de infiltración en Pies cúbicos pro minuto.

$W_1$  y  $W_2$

= las humedades interior y exterior absolutas del aire en granos de agua/lb a. s.

## **2. CALCULO DE LA CARGA TERMICA DEL LOCAL**

### **2.1. CONDICIONES DE CÁLCULO.**

#### **2.1.1 Condiciones de confort.**

Generalmente cuando se tiene un espacio climatizado, el sistema de aire acondicionado se diseña para mantener unas condiciones de confort establecidas durante su funcionamiento. Esta condición de confort es en la cual el usuario o los usuarios dentro del espacio acondicionado sienten un ambiente agradable. Dichas condiciones ya están establecidas [1]. Dentro del confort se evalúan tres parámetros fundamentales: temperatura, humedad y velocidad del aire.

Si se tiene una temperatura muy elevada los usuarios comenzarán a sudar haciendo las labores diarias incómodas, por otra parte si la temperatura del local es baja los usuarios sentirán frío y perderán energía fácilmente. La experiencia demuestra que para un sistema de aire acondicionado comercial en una oficina la temperatura de confort está entre los 22°C y 24°C [1]. Para el proyecto se tomará una temperatura interior de 24°C de acuerdo a las condiciones ambientales de Bucaramanga.

La humedad es la cantidad de vapor de agua presente en el aire, este factor afecta el confort pues influye en que tan frío o caliente se siente el ambiente. Si el ambiente es muy húmedo la capacidad del aire de absorber el agua proveniente de la sudoración de las personas disminuye ocasionando una sensación desagradable. Además, que ocasionaría el deterioro de los elementos del local como libros y electrodomésticos. Al contrario si la humedad del ambiente es muy baja produciría resequeza en la piel de las personas ocasionando también una sensación desagradable en el ambiente. La experiencia demuestra que para un

sistema de aire acondicionado comercial en una oficina la humedad de confort esta entre 44 y 50% [1]. En la mayoría de las situaciones no se realiza un control de la humedad, como es el caso de las oficinas que se están considerando en este proyecto. Por tanto, para este proyecto este valor no es controlable y se usará el valor promedio registrado usando un higrómetro manual dentro del local, es decir un valor de 60%.

### 2.1.1 Condiciones del proyecto.

Las condiciones del proyecto son aquellas que permanecerán fijas y constantes. El proyecto está localizado en la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander ciudad de Bucaramanga (Colombia), a continuación se presentan los datos generales de la localidad:

Tabla 1. Condiciones del proyecto.

<b>Posición geográfica</b>	7,14 N - 73,12 O
<b>Altitud</b>	959 msnm
<b>Presión atmosférica promedio</b>	0,892 atm
<b>Temperatura promedio</b>	28°C
<b>Humedad relativa promedio</b>	70%
<b>Velocidad del viento promedio</b>	2 m/s
<b>Oscilación térmica Media Diaria (OMD)</b>	2°C
<b>Hora solar del calculo</b>	15:00

Fuente: Autores.

Para los valores de temperatura y humedades interior y exterior se tiene que:

Tabla 2. Temperatura y humedad interior y exterior.

	<b>Temperatura</b>	<b>Humedad relativa</b>	<b>Humedad absoluta</b>
<b>Interior</b>	24°C	60%	0,0112 g/g
<b>Exterior</b>	28°C	70%	0,0167 g/g

Fuente: Autores.

Tabla 3. Datos generales de las oficinas.

<b>Superficie total</b>	32 m <sup>2</sup>	<b>Número medio de personas que lo ocupan</b>	3
<b>Volumen total</b>	66 m <sup>3</sup>	<b>Tipo de edificio</b>	Construcción reciente
<b>Potencia de iluminación</b>	200 W	<b>Situación del local</b>	Sobre suelo. Debajo de local habitado

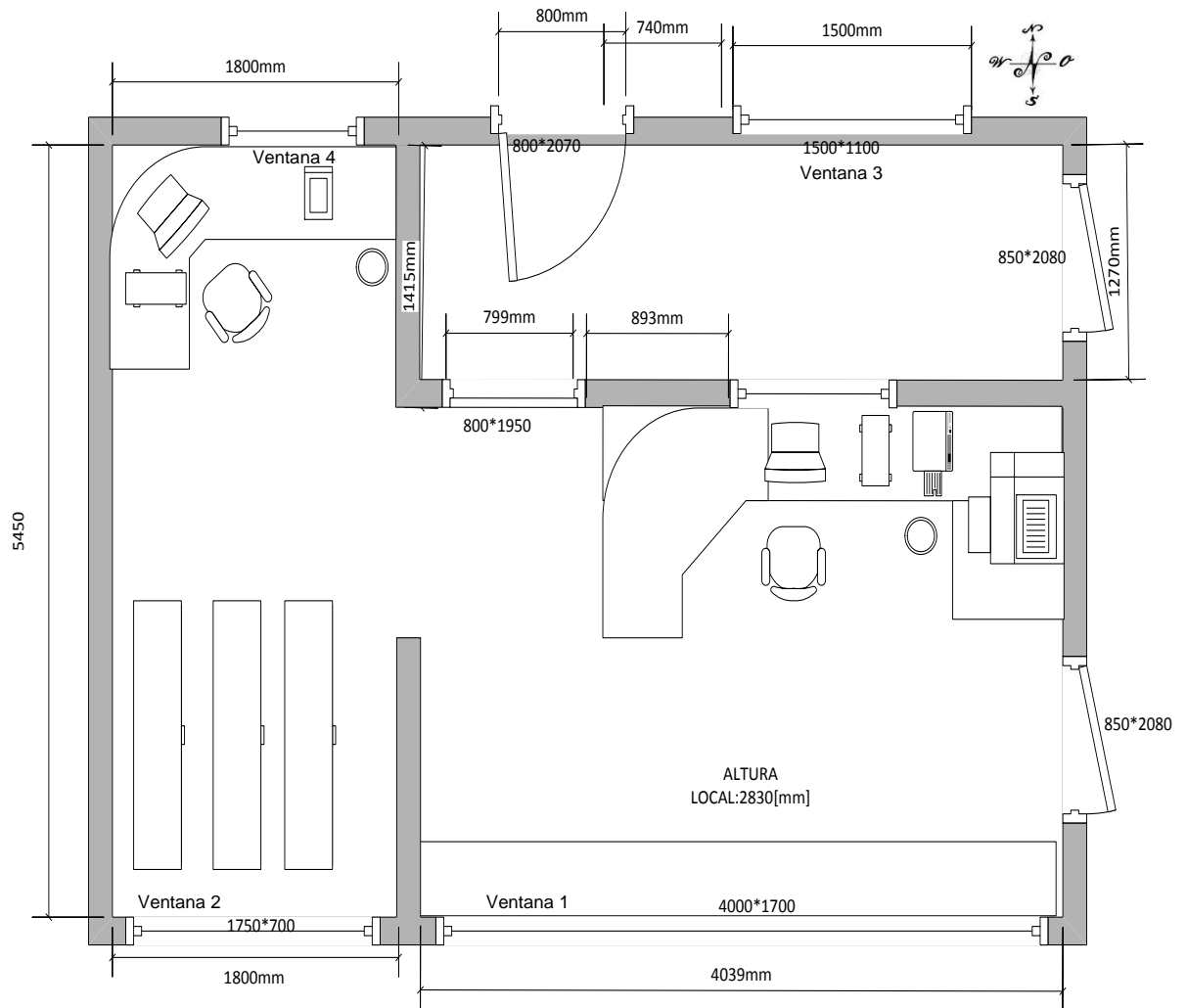
Fuente: Autores.

## 2.2 CALOR QUE INGRESA AL LOCAL

La carga térmica de un local es el calor por unidad de tiempo que entra o es generado en un local por diferentes razones. El calor que ingresa a un local cuando este está acondicionado se debe a la diferencia de temperaturas y

humedades entre el interior y el exterior de este. Cada uno de estos calores debe calcularse y proviene de diferentes fuentes.

Figura 3. Planos del local.



Fuente: Autores.

Calor sensible proveniente de [1]:

- Radiación solar a través de ventanas, claraboyas o lucernarios.

- Transmisión a través de paredes y techos exteriores.
- Transmisión a través de paredes y techo interiores.
- Infiltraciones de aire.
- Personas que ocupan el local
- La iluminación del local.
- Las maquinas existentes en el local.

Calor latente proveniente de:

- Retornos de aire e infiltraciones.
- Las personas que ocupan el local.

## **2.3. CALCULO DE LA CARGA TOTAL.**

### **2.3.1 Conducción a través de la estructura exterior.**

$$Q = U * A * DTCE_e \quad ( 11 )$$

Donde:

$Q$  es la ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio,  $BTU/h$ .

$U$  es el coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios,  $BTU/h - ft^2 - ^\circ F$ .

$A$  es el área total de paredes, techos o vidrios,  $ft^2$ .

$DTCE_e$  es la diferencia de temperaturas para el cálculo de la carga de enfriamiento  $ft^2$  el cual se obtiene de la Tabla 9 y se debe corregir como se mostrara más adelante [1]

De los planos podemos obtener los valores de las áreas totales para cada elemento del recinto así:

Tabla 4. Generalidades de ventanas.

Ventanas			
<b>Ventana 1</b>		<b>Ventana 3</b>	
<b>Orientación</b>	N	<b>Orientación</b>	S
<b>Área</b>	73,2 $ft^2$	<b>Área</b>	17,7 $ft^2$
<b>Material</b>	Vidrio	<b>Material</b>	Vidrio
<b>Persiana</b>	Interior	<b>Persiana</b>	Sombreada
<b>Ventana 2</b>		<b>Ventana 4</b>	
<b>Orientación</b>	N	<b>Orientación</b>	S
<b>Área</b>	13,1 $ft^2$	<b>Área</b>	8,6 $ft^2$
<b>Material</b>	Vidrio	<b>Material</b>	Vidrio
<b>Persiana</b>	Interior	<b>Persiana</b>	Sombreada

Fuente: Autores.

Tabla 5. Generalidades del techo.

Techo	
<b>Área</b>	348,8 $ft^2$
<b>Material</b>	Concreto
<b>Tipo</b>	Interior con cielo raso suspendido

Fuente: Autores.

Los valores de U para las paredes son aproximados dependiendo del tipo de material que se tenga, para el caso de una construcción sencilla de paredes y techos son mostradas en la Tabla 7.

Tabla 6. Generalidades de paredes.

Paredes			
1		2	
Orientación	N	Orientación	S
Área	91,5 $ft^2$	Área	154,6 $ft^2$
Material	Concreto	Material	Concreto
Tipo	Exterior	Tipo	Exterior
3		4	
Orientación	OR	Orientación	OCC
Área	165,9 $ft^2$	Área	165,9 $ft^2$
Material	Concreto	Material	Concreto
Tipo	Interior	Tipo	Interior

Fuente: Autores.

Tabla 7. Descripción de grupos de construcción de paredes.

Pared de concreto pesado			
Grupo	Descripción	Peso lb/ft <sup>2</sup>	U BTU/(h-ft <sup>2</sup> -°F)
E	Concreto de 4in	63	0,585
D	Concreto de 4 in + Aislamiento de 1 o 2 in	63	0,119-0,200
C	Aislamiento de 2 in + Concreto de 4 in	63	0,119
C	Concreto de 8in	109	0,490
B	Concreto de 8 in + aislamiento de 1 o 2 in	110	0,115-0,187
A	Aislamiento de 2 in + bloque de 4 in	110	0,115
E	Concreto de 12 in	156	0,421

<b>A</b>	Concreto de 12 in + aislamiento	156	0,113
----------	---------------------------------	-----	-------

Fuente: Acondicionamiento de Aire, Principios y sistemas[1].

Para techo de concreto ligero sin aislamiento se puede considerar un valor aceptable 0,12 BTU/h-ft<sup>2</sup>-°F basado en la tabla A.7 del libro de Acondicionamiento de Aire [1]. Para un vidrio común se tiene un valor de 1,04 BTU/h-ft<sup>2</sup>-°F obtenido de la tabla A.8 del libro [1].

Tabla 8. Coeficientes globales de transferencia de calor.

	<i>BTU/h – ft<sup>2</sup> – °F</i>
<b>Techo</b>	0,12
<b>Paredes</b>	0,490
<b>Vidrios</b>	1,04

Fuente: Acondicionamiento de Aire, Principios y sistemas. Edwar Pita [1].

Mediante las tablas del libro [1] se obtienen los valores de DTCE como se observa en la Tabla 9.

Tabla 9. DTCE para vidrios en °F.

<b>Hora</b>	12	14	15	16
<b>DTCE</b>	9	13	13,5	14

Fuente: Acondicionamiento de Aire, Principios y sistemas. Edwar Pita [1].

Tabla 10. Diferencias de temperatura en °F para carga de enfriamiento DTCE.

Paredes del grupo C				
DTCE	Hora solar			
Orientación	13	14	15	16
<b>N</b>	8	9	10	12
<b>E</b>	25	27	29	29
<b>S</b>	11	14	17	20
<b>W</b>	12	13	14	16

Fuente: Acondicionamiento de Aire, Principios y sistemas. Edwar Pita.

Tabla 11. DTCE Paredes exteriores y vidrios.

	°F
<b>Paredes exteriores</b>	
<b>1</b>	10
<b>2</b>	17
<b>Vidrios</b>	13,5

Fuente: Autores.

Los valores de DTCE deben corregirse pues estos valores están calculados para una temperatura de diseño interior de 78°F y una temperatura exterior promedio de 85°F para el 21 de julio a una latitud de 40°N. El valor se corrige mediante la ecuación 12 [1]:

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) \times K + (78 - t_r) + (t_o - 85)] \times f \quad (12)$$

Donde:

$LM$  es la corrección para la latitud y mes de la tabla 12 [1].

Tabla 12. Corrección en °F de la DTCE por latitud y mes.

Latitud	Mes	N	NE	E-W	SE	S
8° N	Dic	-4	-6	-3	4	12
	Ene/Nov	-3	-6	-2	3	10
	Feb/Oct	-3	-3	-1	1	4
	Mar/Sep	-3	-1	-1	-2	-4
	Abr/Ago	2	2	-1	-5	-7
	May/Jul	7	4	-2	-7	-7
	Jun	9	4	-2	-8	-7

Fuente: Acondicionamiento de Aire, Principios y sistemas. Edwar Pita [1].

$K$  es la corrección debido al color de la superficie. Tomar  $K = 1$  para superficies oscuras o áreas industriales,  $K = 0,1$  para techos de color claro,  $K = 0,65$  para paredes claras [1].

$t_r$  es la temperatura del recinto, 75,2°F.

$t_o$  Temperatura exterior promedio. 82,2°F.

$f$  es el factor de corrección para ventilación del cielo raso.  $f = 1$

Se realiza la corrección de cada uno de los elementos y se procede a calcular la carga térmica de cada uno. Por tanto la carga de conducción a través de paredes y vidrios exteriores es:

Tabla 13. Carga de conducción de paredes y vidrios exteriores.

f=1						
	<i>DTCE</i>	<i>LM</i>	<i>DTCE<sub>e</sub></i>	<b>U</b> <i>BTU/h - ft<sup>2</sup> - °F</i>	<b>A</b> <i>ft<sup>2</sup></i>	<b>Q</b> <i>BTUh</i>
<b>Pared</b>						
<b>1</b>	10	9	12,55	0,49	91,5	562,4
<b>2</b>	17	-7	6,7	0,49	154,6	507,6
<b>Ventana</b>						
<b>1</b>	13,5	9	14,825	1,04	73,2	955,0
<b>2</b>	13,5	9	14,825	1,04	13,1	91,5
<b>3</b>	13,5	-7	4,425	1,04	17,8	273,7
<b>4</b>	13,5	-7	4,425	1,04	5,4	82,9
					<b>Qtotal</b>	<b>2473,1</b>

Fuente: Autores.

### 2.3.2 Conducción a través de la estructura interior.

El calor que es transmitido de los espacios interiores sin acondicionamiento hacia el recinto acondicionado se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$Q = U * A * DT \quad ( 13 )$$

Los valores de U ya han sido obtenidos anteriormente, el área de cada elemento es conocida y DT es la diferencia de temperatura entre nuestro espacio acondicionado y los recintos vecinos.

Las paredes interiores del recinto se encuentran vecinas de locales acondicionados, por esta razón se considera que no existe diferencia de temperatura y por tanto conducción por las paredes interiores.

La carga de conducción a través de paredes y techos interiores se muestra en la tabla 14.

Tabla 14. Carga de conducción interior.

	<b>U</b> <i>BTU/h - ft<sup>2</sup> - °F</i>	<b>A</b> <i>ft<sup>2</sup></i>	<b>DT °F</b>	<b>Q</b> <i>BTU/h</i>
<b>Paredes</b>				
<b>3</b>	0,49	163,6	0	0
<b>4</b>	0,49	163,6	0	0
<b>Techo</b>	0,12	348,8	5,5	230,208
			<b>Total</b>	<b>230,208</b>

Fuente: Autores.

### 2.3.3 Radiación solar a través de vidrios

La radiación procedente del sol atraviesa elementos transparentes como el vidrio causando una ganancia de calor en el recinto acondicionado. Para calcular dicha carga se emplea la siguiente ecuación:

$$Q = FGCS * A * CS * FCE \quad ( 14 )$$

Donde:

*FGCS* es el factor de ganancia máxima de calor solar, *BTU/h - ft<sup>2</sup>*. Este factor representa la ganancia de radiación solar en un vidrio sencillo para una orientación y fecha dadas. Los valores para cada orientación se obtienen del libro de acondicionamiento de aire [1]. Cuando tenemos una ventana que solo recibe radiación difusa utilizamos el factor de *FGCS* de radiación difusa equivalente a tomar el factor como si la ventana tuviera una orientación hacia el sur [1].

Tabla 15. Radiación solar a través de vidrio en BTU/h-Ft<sup>2</sup>

Mes	Norte	Oriente/Occidente	Sur
Mayo	74	209	38
Junio	90	200	39
Julio	77	204	39

Fuente: Acondicionamiento de Aire, Principios y sistemas. Edwar Pita.

*CS* es el coeficiente de sombreado. Para un vidrio sencillo claro, de un espesor de 0,635 cm con persianas internas enrollables oscuras se tiene un *CS* de 0.59 según el libro[1].

*FCE* es el factor de carga de enfriamiento para el vidrio. Depende del tipo de edificio, para este caso tenemos una construcción pesada, el valor se obtiene de la Tabla 16.

Tabla 16. Factores de Carga de Enfriamiento para vidrios con sombreado interior.

Orientación	Hora solar		
	14	15	16
Norte	0,85	0,80	0,73
Sur	0,67	0,49	0,33

Fuente: Acondicionamiento de Aire, Principios y sistemas. Edwar Pita [1].

Por tanto la carga de radiación a través de las ventanas es:

Tabla 17. Radiación a través de ventanas en BTU/h.

Ventana	Orientación	A ft <sup>2</sup>	FGCS	CS	FCE	Q
1	N	73,2	39	0,59	0,8	1346,9
2	N	13,1	39	0,59	0,8	241,6
3	S	17,8	39	0,59	0,49	200,2
4	S	5,4	39	0,59	0,49	60,6
Total						1849,3

Fuente: Autores.

#### 2.2.4 Carga generada por el alumbrado.

Los elementos de iluminación presentes producirán una carga térmica, para ello se debe calcular esta generación de calor, se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q = 3,4 * W * FB * FCE \quad ( 15 )$$

Donde:

*W* es la capacidad en watts de iluminación.

*FB* es el factor de balastra. Este factor tiene en cuenta las pérdida en la balastra de los elementos de iluminación fluorescente. Para simplificar el cálculo se toma *FB*=1.25 para elementos fluorescentes y 1 para elementos incandescentes.

*FCE* es el factor de almacenamiento de carga en el recinto. Este factor depende de cuánto tiempo estén encendidas el sistema de iluminación, si hay cambios de temperatura del recinto, entre otros. Debido a lo anterior el cálculo de este factor es de extremo cuidado por lo cual se simplificará el cálculo tomándolo igual a 1 [1].

El valor constante de 3,4 es la conversión de watts a BTU/h

Por tanto la carga de iluminación es:

Tabla 18. Carga de iluminación.

W	FB	FCE	Q BTU/h
200	1,25	1	850

Fuente: Autores.

### 2.3.5 Carga generada por las personas que ocupan el local.

Las personas que ocupan el local generan tanto calor sensible como calor latente, el calor es producido por la diferencia de temperaturas entre el aire del local y el cuerpo humano (37°C), también depende del número de personas y de la actividad que estas estén realizando dentro del local. Para el cálculo de cada una de las cargas tanto sensible como latente se usan las ecuaciones 16 y 17.

Calor sensible:

$$Q_s = q_s * n * FCE \quad (16)$$

Calor latente:

$$Q_l = q_l * n \quad (17)$$

Donde:

- $q_s$  y  $q_l$  son la generación de calor sensible y latente por persona. Los valores dependen de la actividad y están registrados en la Tabla 19 tomada del libro de acondicionamiento de aire [1].

Tabla 19. Ganancia de calor debida a los ocupantes.

Actividad	Aplicación	Calor sensible BTU/h	Calor Latente BTU/h
Sentado, trabajo ligero	Oficinas, hoteles, apartamentos	230	190
Sentado trabajo ligero mecanografía	Oficinas, hoteles, apartamentos.	255	255
Trabajo ligero	Banco	435	435

Fuente: Acondicionamiento de Aire, Principios y sistemas. Edwar Pita.

- $n$  es el número de personas que ocupan el local.
- $FCE$  es el factor de carga de enfriamiento. Si el sistema se apaga en la noche no se debe incluir este factor, por tanto para este caso se toma igual a 1.

Por tanto la carga generada por las personas que ocupan el recinto es:

Tabla 20. Carga debida a las personas en BTU/h.

$n$	$q_s$	$q_l$	$Q$ Sensible	$Q$ Latente
3	255	255	765	765

Fuente: Autores.

### 2.3.6 Carga producida por las infiltraciones de aire.

#### 2.3.6.1 Infiltración por ventanas.

El cálculo del caudal de infiltración que ocurre por las fisuras presentes en las ventanas resulta complicado, para realizar una aproximación se toman valores aceptables. Para las ventanas se toma como un valor 0,1 CFM/ft de fisura recomendado en [1]. Si se desea calcular el calor total que ingresa se usan las ecuaciones 18 y 19.

$$Q_s = 1,1 * CFM * CT \quad (18)$$

$$Q_L = 0,68 * CFM * (W_{out} - W_{in}) \quad (19)$$

Donde:

*CFM* es el caudal de infiltración en pies cúbicos por minuto que resulta de multiplicar el perímetro total de las ventanas por el valor medio de infiltraciones.

*CT* es la diferencia de temperaturas exterior e interior en °F.

$W_{out} - W_{in}$  son las humedades exteriores e interiores dadas en granos de agua/lb de aire seco.

Tabla 21. Infiltración por ventanas en BTU/h.

	Longitud	Infiltración	CFM	CT	Win	Wout	Q Sensible	Q Latente
<b>Ventanas</b>	82,5	0,1	8,25	7	78,48	117,0	63,525	216,0972

Fuente: Autores.

### 2.3.6.2 Infiltración debido a la abertura.

La zona de oficinas cuenta con una puerta principal de acceso, la cual causa las infiltraciones debido a la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior. Se tiene que resaltar que como se observa en la figura 3, que detalla el plano de la zona de oficinas, entre la puerta y la zona de las oficinas existe una separación, dicha separación posee una ventana de 1mx0.5m de dimensión. Para el cálculo de la carga de infiltración se tomará esta área únicamente.

Calor sensible:

Podemos realizar un cálculo aproximado del calor sensible ganado basándonos en el modelo básico propuesto por la ASHRAE [2]:

#### ***Caudal de aire que circula por la abertura***

$$\dot{V} = \left( \frac{A_L}{1000} \right) * \sqrt{C_s * DT + C_w * U^2} \quad (20)$$

$$DT = T_{out} - T_{in} \quad (21)$$

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho \quad (22)$$

$$\rho = \text{densidad(Aire; } T = T_{out} \text{ } ^\circ\text{C; } P = 101.3 \text{ KPa)} \text{ kg/m}^3$$

Donde,

$$\dot{V} = \text{Caudal de aire} \left( \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right) \quad A_L = \text{Area total de la abertura (m}^2\text{)}$$

$$T_{out} = \text{Temperatura exterior } ^\circ\text{C} \quad T_{in} = \text{Temperatura interior } ^\circ\text{C}$$

$$U = \text{Velocidad del aire exterior m/s} \quad \rho = \text{densidad } \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad DT = T_{out} - T_{in}$$

$C_p = \text{Calor específico } J/kg \text{ K}$

$P = \text{Presión kPa}$

$Q = \text{Calor kJ}$

$C_s = \text{Coeficiente de altura de local } \left(\frac{L}{s^2}\right) / (cm^4 * K)$

Altura del local (Plantas)			
	1	2	3
$C_s$	0,000145	0,00029	0,000435

$C_w = \text{Coeficiente de viento. } \left(\frac{L}{s}\right)^2 / \left[cm^4 * \left(\frac{m}{s}\right)^2\right]$

Tabla 22. Tipo de local.

Tipo de local	Descripción
1	Sin obstrucciones o local blindado
2	Casa rural aislada
3	Local típico rodeado de otras edificaciones
4	Local típico rodeado de edificaciones grandes como edificios
5	Local con edificaciones inmediatamente adyacentes (casas de un vecindario)

Fuente: ASHRAE. Ashrae Handbook Fundamentals. Chapter 27. Ventilation and Infiltration, 2005.

Tabla 23. Coeficiente de viento.

Coeficiente de viento ( $C_w$ )			
Altura del local (Plantas)			
Tipo de local	1	2	3
1	0,000319	0,00042	0,000494
2	0,000246	0,000325	0,000382
3	0,000174	0,000231	0,000271
4	0,000104	0,000137	0,000161

5	0,000032	0,000042	0,000049
---	----------	----------	----------

Fuente: ASHRAE. Ashrae Handbook Fundamentals. Chapter 27. Ventilation and Infiltration, 2005.

$C_s$  Representa el coeficiente de altura para las casas de una, dos y tres plantas. El valor del coeficiente  $C_w$  de viento depende de la clase de los alrededores de la construcción y la altura del edificio.

Para el caso de estudio se toma un local de dos plantas por lo cual  $C_s = 0,000290$ . También se tiene un local tipo 3 por lo cual se toma  $C_w = 0,000231$ .

Con las ecuaciones 20, 21 y 22 y las condiciones del local se tiene el flujo volumétrico de aire el cual tiene un valor de 483,6 CFM. Para el cálculo del calor sensible se usa la ecuación 18 con los valores de caudal ya obtenidos.

Calor latente:

Teniendo ya el caudal de infiltraciones podremos calcular el calor latente generado por esta:

$$Q_{LI} = 0,68 * CFM * (W_{out} - W_{in}) \quad (23)$$

Donde  $V_i$  es el caudal de infiltración y  $\Delta w$  la diferencia de las humedades interior y exterior en *granos de agua/Lb. aire. seco*.

Tabla 24. Carga sensible y latente de la puerta abierta en Btu/h.

	CFM	CT	Win	Wout	Q Sensible	Q Latente
<b>Puerta</b>	483,6	7	78,48	117,0	3723,72	12667,225

Fuente: Autores.

### 2.3.7 Carga parcial total.

La carga parcial total se expresa como la suma de las cargas anteriormente halladas, en resumen se tiene:

Tabla 25. Cargas totales del local en BTU/h.

<b>Sensible</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Carga</b>
<b>Conducción Exteriores</b>	2473,1
<b>Conducción Interior</b>	230,2
<b>Radiación</b>	1849,3
<b>Iluminación</b>	850,0
<b>Infiltraciones S</b>	3787,2
<b>Personas</b>	765,0
<b>Total Parcial</b>	9954,9
<b>Total corregida</b>	6538,1
<b>Latente</b>	
<b>Tipo</b>	<b>Carga</b>
<b>Infiltraciones L</b>	12883,3
<b>Personas</b>	765
<b>Total</b>	13648,3

Fuente: Autores.

### 2.3.8 Corrección de la carga parcial.

Debido a que existe transferencia de ese calor total que ingresa al recinto con el exterior, esta carga parcial debe corregirse aplicando un factor de corrección únicamente a la carga sensible pues la latente si es completamente absorbida por el local. Para aplicar la corrección se emplean las ecuaciones 24 y 25 y el resultado se resume en la Tabla 26 [1].

$$F_C = 1 - 0.02 * K \quad (24)$$

$$K = \frac{U_w * A_w + U_g * A_g}{L} \quad (25)$$

Donde:

$F_C$  factor de corrección de la carga sensible.

$K$  es la conductancia por unidad de longitud.

$L$  es la longitud de la pared exterior en pies.

$U_w, U_g$  son los coeficientes globales de transferencia de calor para las paredes y el vidrio respectivamente.

$A_w, A_g$  área de la pared o el vidrio respectivamente en  $ft^2$ .

Tabla 26. Corrección carga total sensible.

Factor de corrección					
	Vidrio	Paredes	L	K	Fc
<b>U</b>	1,04	0,49	23	17,2	0,66
<b>A</b>	109,42	573,28			

Fuente: Autores.

Por tanto, la carga sensible parcial deberá multiplicarse por el factor de corrección de carga (0,66) teniendo así la carga total del recinto. En la Tabla 27 se da el valor de la carga total corregida en BTU/h.

Tabla 27. Carga total corregida en BTU/h.

Sensible	6538,1
Latente	13648,3222
<b>Carga total BTU/h</b>	
<b>20186,4</b>	

Fuente: Autores.

## 2.4 CONTRIBUCIONES DE CARGA (ANALISIS DE CARGAS)

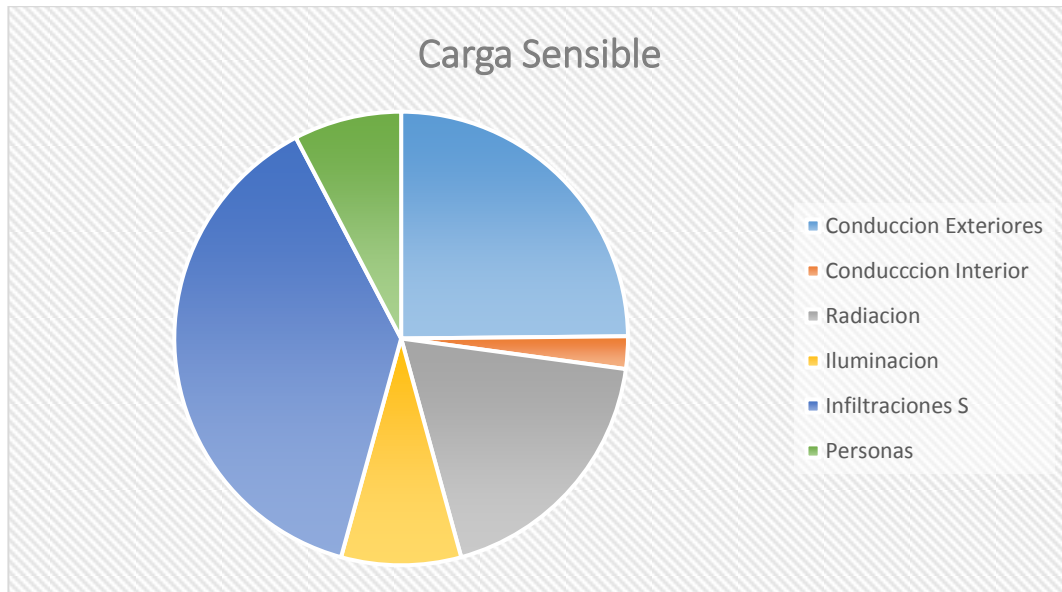
A continuación, se realiza el análisis de cada una de las cargas calculadas y su contribución a la carga total.

Tabla 28. Contribución de las cargas sensibles.

<b>Sensible</b>		
<b>Tipo</b>	Corregida	%
<b>Conducción Exteriores</b>	1624,3	0,25
<b>Conducción Interior</b>	151,2	0,02
<b>Radiación</b>	1214,6	0,19
<b>Iluminación</b>	558,3	0,09
<b>Infiltraciones Sensibles</b>	2487,4	0,38
<b>Personas</b>	502,4	0,08

Fuente: Autores.

Figura 4. Carga sensible del local



Fuente: Autores.

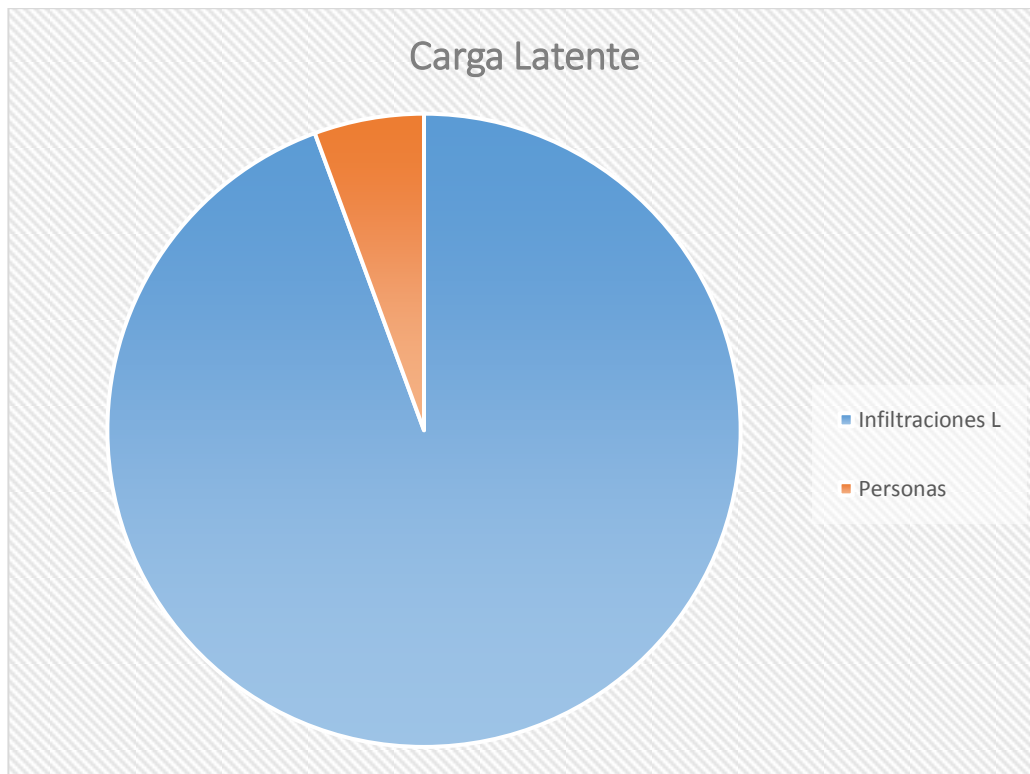
Se puede observar que las mayores ganancias de carga son producidas por las infiltraciones ocasionadas por la abertura de la puerta con un 38%

Tabla 29. Contribución de las cargas latente.

Latente		
Tipo	Carga	%
Infiltraciones L	12883,32	0,94
Personas	765	0,06
<b>Total</b>	<b>13648,32</b>	<b>1,00</b>

Fuente: Autores.

Figura 5. Carga latente del local.

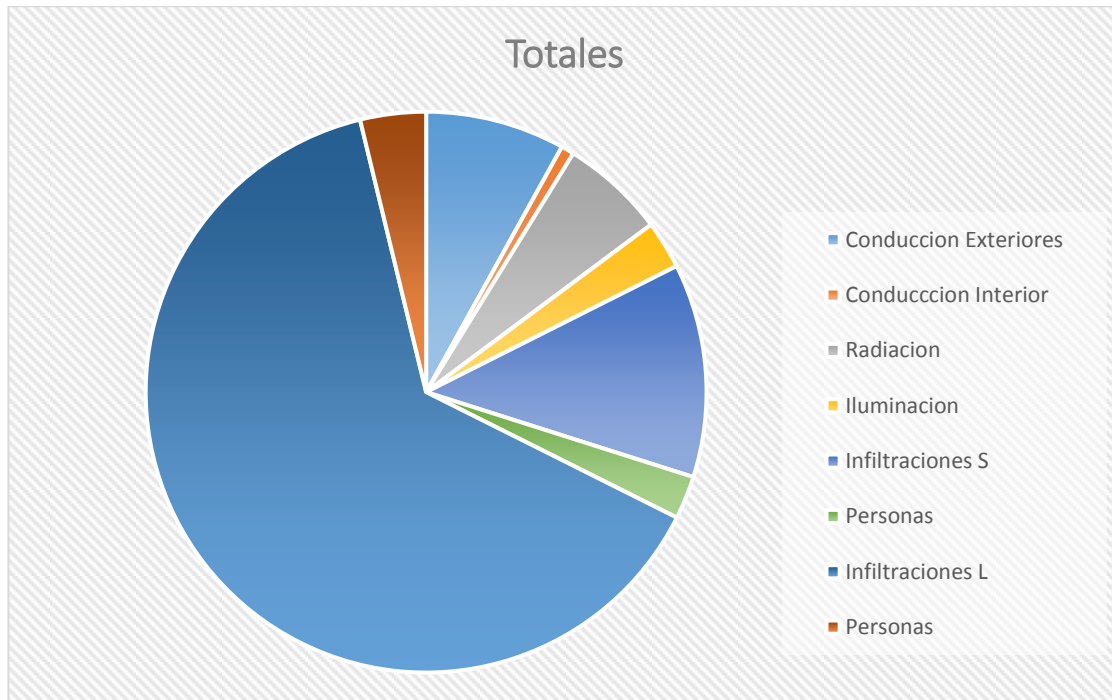


Fuente: Autores.

La carga latente se presenta en su gran mayoría debido a las infiltraciones con un 94% de la carga total latente.

**Carga total.** Como ya se dijo anteriormente las mayores contribuciones de calor al local son ocasionadas por las infiltraciones a través de la puerta abierta, en la carga total del sistema se observa que las infiltraciones de carga sensible representan el 12% y la carga latente de las infiltraciones representa un 64% sobre la carga total. Por tanto la carga total generada por las infiltraciones debido a la abertura representa un 76% de la carga.

Figura 6. Cargas totales del local



Fuente: Autores.

Teniendo en cuenta que el sistema de aire acondicionado instalado en la oficina es de 18000 Btuh y tiene un COP de 2.55 (Ver detalle en **Anexo A**), el sistema no cubre la totalidad de la carga generada en el sistema en las horas de mayor calor, lo haría si permaneciera la puerta cerrada durante todo su funcionamiento.

### **3. FUNDAMENTO TEORICO DE LA BARRERA DE AIRE**

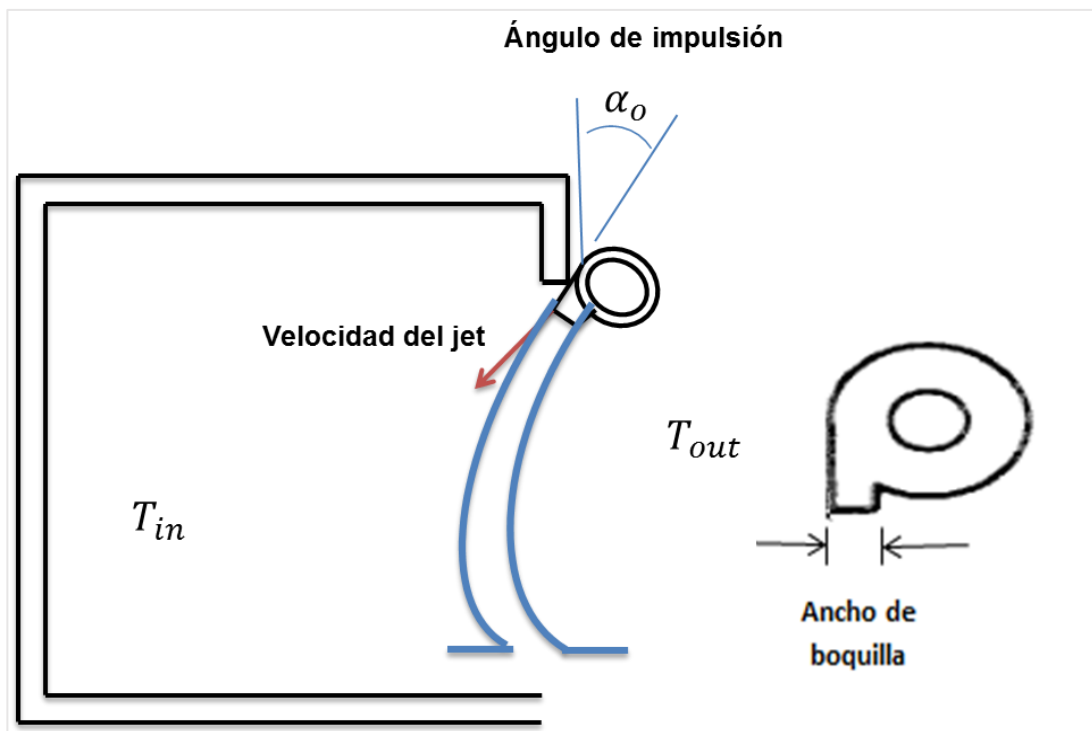
#### **3.1 CONCEPTO Y FUNCIONAMIENTO DE UNA BARRERA DE AIRE.**

Una barrera de aire para la separación de ambientes tiene como principal característica generar un chorro de aire con el impulso necesario para contrarrestar las fuerzas o diferencial de presión ocasionado por el delta de temperatura entre el interior y exterior del local, el viento, entre otros diferenciales que se generan en el interfaz de la abertura que comunica los dos ambientes. Todo lo anterior se hace con el fin de reducir la transferencia de calor y masa (penetración de calor, humedad, y agentes contaminantes) pero con la gran ventaja de proporcionar libre acceso de personas en la zona a instalar.

Para el diseño de una barrera de aire es esencial tener en cuenta características de construcción y ubicación del local, características dimensionales de la abertura, y temperaturas exterior de la zona a su vez que la temperatura de confort deseada, es necesario establecer que el dimensionamiento y pruebas se llevarán a cabo bajo factores constantes de temperatura y velocidad del viento debido a la facilidad que proporciona al cálculo, ya que en realidad los cambios bruscos de temperatura o vientos fluctuantes durante el día podrían ocasionar una ineficiencia de la barrera de aire si no se hace un estudio profundo de la zona y un buen diseño del sistema de separación. Dentro de los diversos lugares de aplicación de la barrera se debe controlar que la velocidad del chorro sea baja si estamos hablando de lugares públicos, almacenes u oficinas donde los peatones se puedan sentir afectados o molestos por la sensación ocasionada por dicho sistema, mientras que en lugares donde el paso a través de la abertura es más vehicular que peatonal se pueden incrementar las velocidades de chorro y disminuir el espesor de este sin ocasionar molestias y garantizando un buen funcionamiento de la barrera.

En el dimensionamiento de la barrera de aire se debe dar un enfoque importante a la mecánica de fluidos la cual permite establecer factores importantes como lo son el ancho de boquilla (ancho de chorro de impulsión), velocidad del jet de aire y el ángulo de impulsión mostrados en la Figura 7 que debe tener el sistema para su correcto funcionamiento. Frente a ciertos parámetros del diseño se debe determinar si el chorro de aire impulsado mantendrá una temperatura más baja, igual o más alta a la de confort, ya que esto determinara si se realiza el diseño de una barrera de aire básica o una que incluya un sistema de refrigeración para controlar la temperatura de salida del chorro de impulsión.

Figura 7. Definición de las variables de dimensionamiento de la barrera.



Fuente: KAI SIREN. Technical dimensioning of a vertically upwards blowing air curtain. [10]

### 3.2 COMPORTAMIENTO DE LA DISTRIBUCIÓN DE PRESIÓN.

Cuando se habla de la distribución de presión existente en el recinto y sus alrededores se debe tener claro que el diferencial de presión se da por tres factores principalmente y estos son: la diferencia de densidades entre el interior y exterior, la ventilación existente y la presión generada por el viento, cada uno de estos factores se verá representado como una presión dada que sumadas darán como resultado el diferencial total a través de la abertura. La ecuación 26 nos presenta el cálculo de la presión total debida a la suma de estos factores [10].

$$\Delta P_t = (\rho_o - \rho_i)g * (y - y_n) - \frac{1}{2} * C_p * \rho_o * V_w^2 \quad (26)$$

Donde:

$\Delta P_t =$  Diferencial de presión total existente en la fachada.

#### 3.2.1 Diferencial de presión aerostática

Esta presión se genera por el diferencial de densidades causado por el diferencial de temperaturas existente entre el interior y el exterior del recinto. Teniendo en cuenta que se tomará la temperatura constante del recinto tanto en el interior y el exterior, se puede decir que el diferencial de presión es dependiente solo de la coordenada vertical como se muestra en la Figura 8. El cálculo de este diferencial de presión puede ser calculada por la ecuación 26 [10]:

$$\Delta P_s(y) = p_i(y) - p_o(y) = (\rho_o - \rho_i)gy + (p_{ig} - p_{og}) \quad (27)$$

Dónde:

$\Delta P_s(y)$  = Diferencial de presión

$\rho_o$  = Densidad del aire en el exterior.

$\rho_i$  = Densidad del aire en el interior.

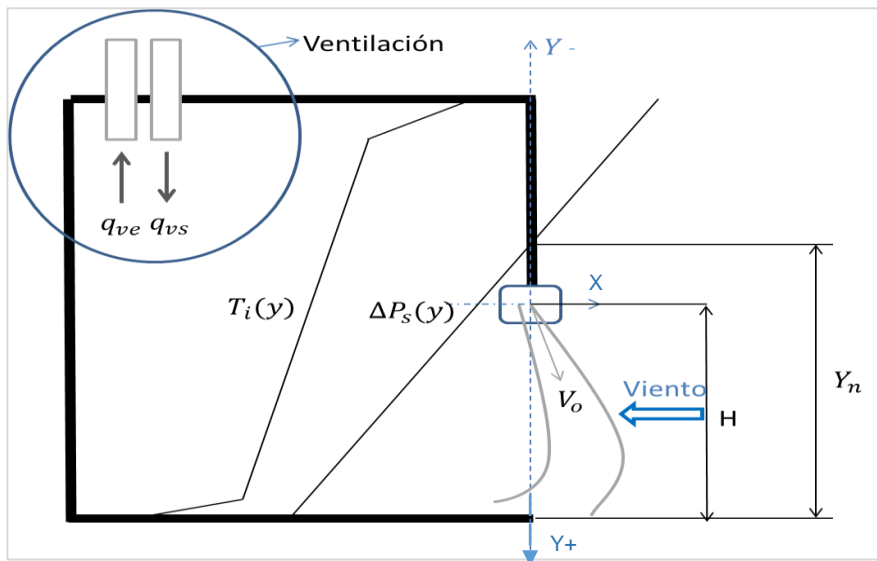
$g$  = Gravedad.

$y$  = Altura medida desde el punto de instalación de la cortina.

$p_{ig}$  = Presión en el interior

$p_{og}$  = Presión en el exterior

Figura 8. Distribución de presión del recinto.



Fuente: Autores.

Para simplicidad en la fase de cálculo es importante nombrar la existencia del punto de presión neutral en la fachada en la que se encuentra la abertura, el cual se encuentra ubicado donde el diferencial de presión ( $\Delta P_s$ ) es igual a cero, por lo que se obtiene lo siguiente [10]:

$$Y_n = - \frac{p_{ig} - p_{og}}{(\rho_o - \rho_i)g} \quad (28)$$

Dónde:

$Y_n =$  Punto de presión neutral.

Por lo tanto al conocer el punto de presión neutral y el delta de densidades entre el exterior y el interior podemos determinar el diferencial de presión en el recinto como se muestra a continuación [10]:

$$\Delta P_s(y) = (\rho_o - \rho_i)g * (y - y_n) \quad (29)$$

Para establecer de forma práctica el punto de presión neutral se toma como base que este es función solo de las características de fuga, por lo que el cálculo se realiza así [10]:

$$y_n = \left( \frac{\left( \left( \frac{A_u}{A_1} \right)^m H_u + H_l \right)}{\left( \left( \frac{A_u}{A_1} \right)^m + 1 \right)} \right) \quad (30)$$

Dónde:

$A_u$

= Areas de fuga en la zona superior a la referencia (Esta referencia es el punto superior de la abertura es decir donde sera instalada la barrera de aire).

$A_1$  = Areas de fuga en la zona inferior a la referencia.

$H_u$  = Altura correspondiente desde el suelo hasta la parte superior (techo).

$H_l$

= Altura correspondiente desde el suelo hasta la altura de la abertura (puerta).

$m$

= Este valor corresponde a 2 cuando las áreas de fugas son lo suficientemente

grandes los cuales generan flujos turbulentos, y es igual a 1 cuando el área de fugas es mínima.

### 3.2.2 Diferencial de Presión inducida por el viento.

La presión inducida por el viento es un factor que es añadido para alcanzar el delta de presión total a través de la fachada, esta presión puede ser positiva o negativa de acuerdo a factores de construcción del edificio y a la dirección del viento, será positiva cuando el viento tenga dirección directa la abertura del edificio, y será negativo cuando el viento este dirigido al resto de fachadas. La presión inducida por el viento se puede expresar como el producto de un coeficiente de presión en la fachada y la presión dinámica dada, como se denota en la siguiente ecuación [10]:

$$\Delta P_w = \frac{1}{2} C_p * \rho_o * V_w^2 \quad (31)$$

Dónde:

$\Delta P_w$  = presión inducida por el viento.

$C_p$  = Coeficiente de presión de la fachada.

$\rho_o =$  Densidad en el exterior.

$V_w =$  Velocidad del viento que llega a la abertura.

Luego de estudios realizados por varios autores, Swami y Chandra desarrollaron un modelo que ha sido eficiente y de fácil aplicación para el cálculo del coeficiente de presión a través de la fachada y se calcula como se muestra con la siguiente ecuación [7]:

$$C_p = \ln\left(1.248 - 0.703 * \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) - 1.175 * \sin^2 \varphi + 0.131 * \sin^3(2\varphi G) + 0.769 * \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) + 0.07G^2 * \sin^2\frac{\varphi}{2} + 0.717 * \cos^2\left(\frac{\varphi}{2}\right)\right) \quad (32)$$

Dónde:

$$G = \ln(s) = \ln\left(\frac{L_1}{L_2}\right) \quad (33)$$

$L_1$  y  $L_2 =$  Corresponde a la longitud de las paredes adyacentes a la fachada en la que se encuentra la abertura.

$\varphi =$  Angulo de la dirección del viento tomado desde una proyección normal a la abertura o puerta a analizar.

S corresponde a la relación de longitudes de las paredes adyacentes, para efectos de simplicidad en el cálculo esta relación se puede tomar como 0,8 y el error no sería significativo, pues los autores Swami y Chandra han realizado pruebas con muchas configuraciones y se ha llegado a dicha conclusión como lo muestra la Figura 9.

Además de la importancia del cálculo del coeficiente de presión es relevante determinar la velocidad del viento que se da en la abertura, para esto es necesario el uso de correlaciones también dadas por Swami y Chandra [7], las cuales

permiten ajustar la velocidad del viento que se mide en una estación meteorológica con una determinada altura de torre, a la altura del edificio o local dependiendo de la zona o terreno como se muestra a continuación:

$$V_w = V_{met} \alpha^* \left( \frac{H}{H_{met}} \right)^\gamma$$

Dónde:

$V_w$  = *Velocidad del viento que llega a la abertura.*

$V_{met}$  = *Velocidad del viento medida en la estación metereologica.*

$\alpha$  y  $\gamma$

= *Son factores dados segun el tipo de terreno como se muestra en la Figura 10.*

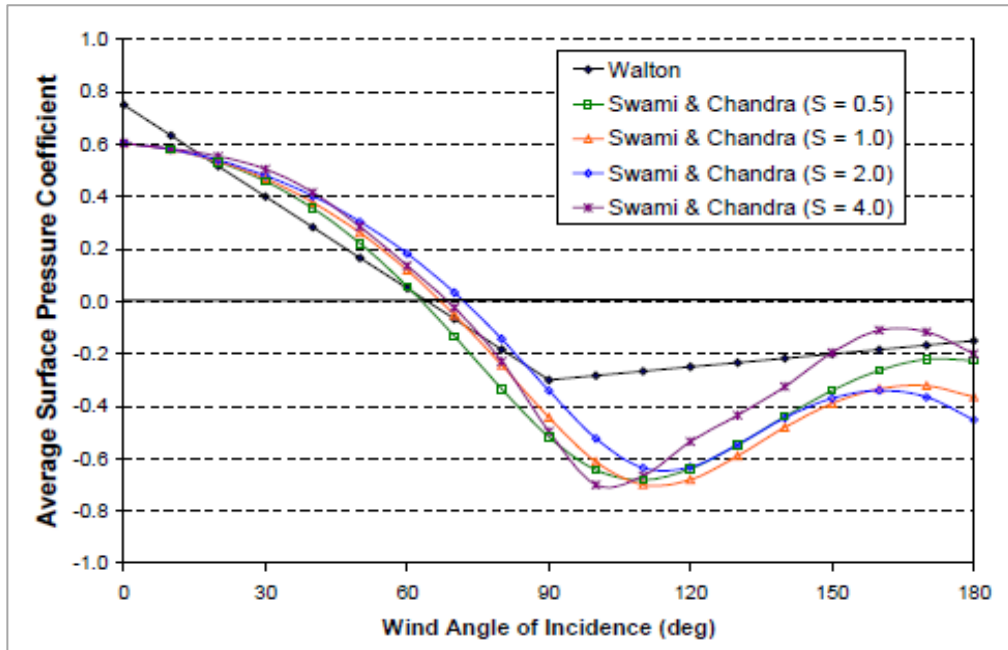
$H$  = *Altura de la abertura.*

$H_{met}$  = *Altura a la que se encuentra ubicada la estacion metereologica.*

### **3.2.3 Diferencial de presión inducido por ventilación**

Cuando se tiene en el recinto un flujo de escape o de salida mayor al flujo total que le suministra al sistema, un flujo de infiltración puede ser creado en el local, el cual da como resultado un delta de presión por ventilación que teniendo como base la ley de potencia se puede expresar con la ecuación 34.

Figura 9. Comportamiento del coeficiente de presión en función de S.



Fuente: SWAMI Y CHANDRA. Infiltration and Natural Ventilation Model for Whole-Building Energy Simulation of Residential Buildings. July 2, 2003 [7]

Figura 10. Factores dependientes del tipo de terreno.

Clase	$\gamma$	$\alpha$	Descripción
I	0,1	1,3	Mar u otras fuente de agua con al menos 5 kilómetros de extensión ilimitada
II	0,15	1	Terreno plano con algunos obstáculos aislados. (edificios de árboles bien separados)
III	0,2	0,85	Áreas rurales con bajas construcciones, arboles, etc
IV	0,25	0,67	Áreas urbanas, industriales o boscosas.
V	0,35	0,47	Centro de una gran ciudad.

Fuente: SWAMI Y CHANDRA. Infiltration and Natural Ventilation Model for Whole-Building Energy Simulation of Residential Buildings. July 2, 2003. [7]

$$\Delta p_v = \frac{q_{vs} - q_{ve}}{|q_{vs} - q_{ve}|} * \left( \frac{|q_{vs} - q_{ve}|}{\frac{V}{ach_{50}}} \right)^m * 50 \quad (34)$$

Dónde:

$\Delta p_v$  = Diferencial de presión inducido por ventilación.

$q_{vs}$  = Caudal de la oferta total  $\left[ \frac{m^3}{h} \right]$

$q_{ve}$  = Caudal del volumen de escape  $\left[ \frac{m^3}{h} \right]$

$V$  = Volumen del edificio  $[m^3]$ .

$ach_{50}$

= Caracterización de la estanqueidad del edificio es decir la tasa de cambio

de aire a un diferencial de presión de 50[Pa] a través de la envolvente del edificio.

$m$  = se encuentra mediante una medición de presurización [10]

Este último diferencial de presión inducido por ventilación no se tendrá en cuenta ya que en el momento del funcionamiento ideal de la barrera de aire que se espera es contrarrestar al mínimo o eliminar la existencia de este delta de presión.

### 3.3 MODELOS DE CÁLCULO DEL DIMENSIONAMIENTO DE UNA BARRERA DE AIRE.

Para el dimensionamiento de una barrera de aire se presentan varias opciones de cálculo las cuales corresponden a procesos semi-analíticos y arrojan como resultados variables de funcionamiento del sistema como son, el ancho de boquilla, velocidad de descarga y el ángulo de impulsión del jet. A continuación se muestran los 3 métodos de cálculo que fueron estudiados y que parten del principio de balance de momentos en un volumen de control especificado, ofreciendo resultados satisfactorios para el dimensionamiento como lo corroboran autores como Siren, Lajos y Preszler [10].

#### 3.3.1 Balance de momentos tomando como volumen de control la puerta.

Este método está enfocado al análisis del equilibrio de momento en el volumen de control de la puerta o abertura como se muestra en la Figura 11. Es importante aclarar que para el actual cálculo se está tomando la coordenada vertical como 'y' y no como 'z' que es la que se muestra en la figura 11.

Parte inicial de este cálculo se basa en saber que el total de fuerzas inducidas por la presión es igual al diferencial entre el producto de la razón de cambio de masa por la velocidad del flujo de salida y entrada en la dirección x, como se muestra en la ecuación 35.

$$\sum F_x = \int_{cs} \rho v_x \bar{v} * d\bar{A} = \dot{m} * V_{salida} - \dot{m} * V_{entrada} \quad (35)$$

Dónde:

$F_x$  = Fuerza total inducida por la presión.

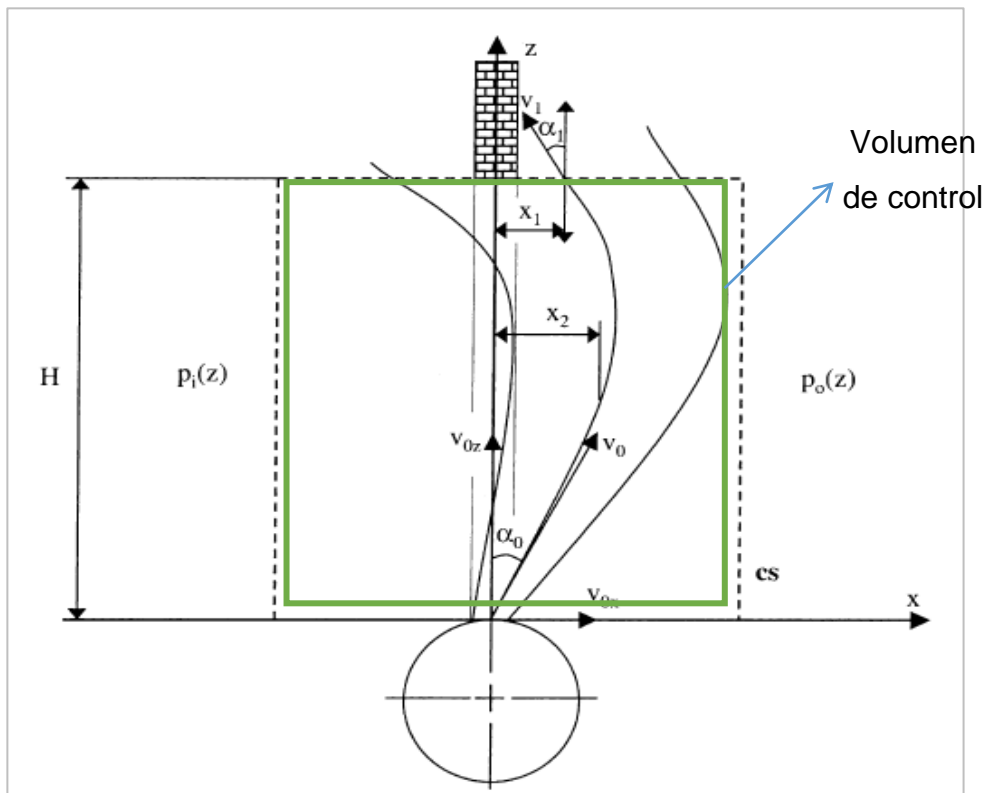
$d\bar{A}$  = diferencial de área tomada.

$\dot{m}$  = rata de cambio de masa

$V_{salida}$  = velocidad de salida en dirección  $x$ .

$V_{entrada}$  = velocidad de entrada en dirección  $x$ .

Figura 11. Barrera de aire teniendo como volumen de control la puerta.



Fuente: KAI SIREN. Technical dimensioning of a vertically upwards blowing air curtain. [10]

Al aplicar este principio al volumen de control usado en la puerta y partiendo que la sumatoria de fuerzas inducidas por la presión es igual al delta de presión presente en dicho volumen por el diferencial de área tomado, es decir  $W \int_0^H [P_o(y) - P_i(y)] dy = \Sigma F_x$  y que  $\dot{m} = \rho_o A_o V_o$ , se puede obtener lo que se muestra a continuación:

$$W \int_0^H [P_o(y) - P_i(y)] dy = \rho_o A_o V_o^2 \sin \alpha_o - \rho_i A_i V_i^2 \sin \alpha_i \quad (36)$$

Dónde:

$W =$  Longitud de la puerta.

$A_o =$  Area del chorro a la salida de la boquilla.

$A_i =$  Area del chorro cuando termina de recorrer toda la altura de la puerta.

$V_o =$  Velocidad de impulsión o salida de la boquilla.

$V_i =$  Velocidad que lleva el chorro al finalizar la trayectoria.

$\alpha_o =$  angulo de impulsión del chorro.

$\alpha_i =$  angulo con el que llega al final de la trayectoria.

$H =$  Altura de la puerta o abertura.

Aplicando el principio de conservación de momento del chorro y teniendo en cuenta que la longitud de la puerta corresponde a la longitud que tendrá la boquilla tenemos lo siguiente:

$$W = l_o \quad (37)$$

$$\rho_o A_o V_o^2 = \rho_i A_i V_i^2 \quad (38)$$

$$A_o = b_o * l_o \quad (39)$$

Dónde:

$l_o =$  Longitud de boquilla de la barrera de aire.

$b_o =$  Ancho de boquilla.

Al desarrollar la integral desde el nivel de piso hasta la altura de la abertura y suponiendo que  $\alpha_o = \alpha_i$  se obtiene:

$$\dot{M}_o = \rho_o b_o V_o^2 = \frac{H}{2 \sin \alpha_o} * \left[ (\rho_o - \rho_i) g \left( y_n - \frac{1}{2} H \right) + \frac{1}{2} C_p \rho_o V_w^2 \right] \quad (40)$$

Dónde:

$M_o =$  Momento

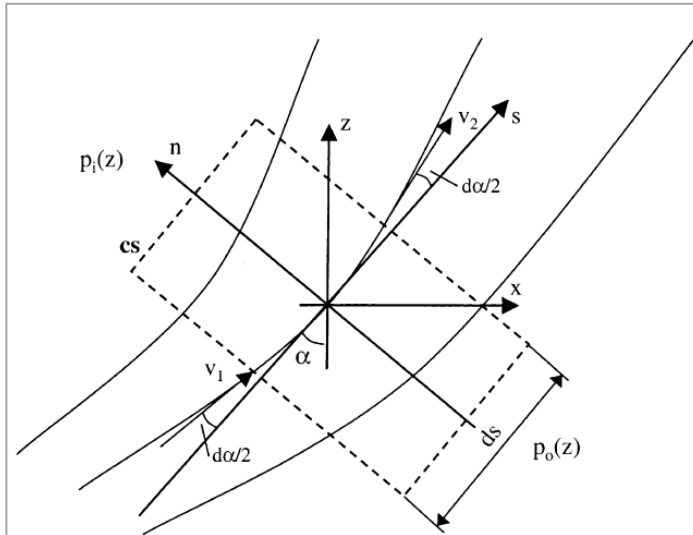
Con la ecuación anterior se puede realizar un dimensionamiento de una barrera de aire basta con seleccionar dos de las tres variables desconocidas ( $b_o, \alpha_o, V_o$ ) para lograr todas las dimensiones, aunque este método no sea el más adecuado pues no tiene en cuenta la curvatura que tiene el jet a través de su trayectoria ni el punto de choque con el piso.

### 3.3.2 Balance de momentos tomando como volumen de control un diferencial en el chorro.

Al igual que el método anterior se basa en saber que el total de fuerzas inducidas por la presión es igual al cambio entre el producto de la rata de cambio de masa

por la velocidad del flujo en la dirección 'x' que se da en un diferencial del chorro como se puede observar en la Figura 12.

Figura 12. Barrera de aire tomando como volumen de control un diferencial del chorro.



Fuente: KAI SIREN. Technical dimensioning of a vertically upwards blowing air curtain. [10]

Importante aclarar que la coordenada 'z' mostrada en esta Figura 12 corresponde a la coordenada 'y' para las ecuaciones que serán mostradas a continuación.

Analizando la Figura 12 y aplicando el principio mencionado obtenemos:

$$(p_o - p_i)dy = \rho_1 b_1 V_1^2 \sin\left(\alpha - \frac{1}{2} d\alpha\right) - \rho_2 b_2 V_2^2 \sin\left(\alpha + \frac{1}{2} d\alpha\right) \quad (41)$$

Donde :

$\alpha =$  ángulo del eje de chorro

$d\alpha =$  Cambio incremental en el ángulo del eje de chorro

Tomando en cuenta que para ángulos pequeños  $\sin \frac{d\alpha}{2} = \frac{d\alpha}{2}$  se obtiene:

$$(p_o - p_i)dy = \rho_o b_o V_o^2 \cos \alpha d\alpha \quad (42)$$

Ahora al incluir la diferencia de presión ubicada a la izquierda de la ecuación que fue calculada con anterioridad se tiene:

$$\frac{d\alpha}{dy} * \cos \alpha = \frac{(\rho_o - \rho_i)g(y - y_n)}{\rho_o b_o V_o^2} - \left( \frac{\frac{1}{2} C_p \rho_o V_w^2}{\rho_o b_o V_o^2} \right) \quad (43)$$

Dónde:

$\frac{d\alpha}{dz}$  = Es el cambio diferencial en la desviación del ángulo del chorro en dirección 'y'

Integrando en dirección vertical simplificamos la ecuación como se muestra:

$$\sin \alpha - \sin \alpha_o = \frac{(\rho_o - \rho_i)g \left( \frac{y}{2} - y_n \right) y}{\rho_o b_o V_o^2} - \frac{\frac{1}{2} C_p \rho_o V_w^2 y}{\rho_o b_o V_o^2} \quad (44)$$

Esta ecuación aun no es útil para ser usada en el dimensionamiento de una barrera de aire por lo que se hace necesario establecer y realizar un análisis para dos situaciones en las que se evalúa el valor de  $\sin \alpha$  :

- Cuando se evalúa el  $\sin \alpha$  para  $y = H$  se tiene:

$$\sin \alpha|_{y=H} = \sin \alpha_i = - \sin \alpha_o \quad (45)$$

Entonces se obtiene la misma relación de dimensionamiento hallada con el primer método mostrada en la ecuación 45 [10].

- Cuando se evalúa el  $\sin \alpha$  para  $y = \frac{H}{2}$  se tiene:

$$\sin \alpha \Big|_{y=\frac{H}{2}} = 0 \quad (46)$$

Logrando una ecuación que permite el dimensionamiento de una barrera de aire que al igual que en todos los métodos usa como base definir dos variables para obtener la tercera como se muestra:

$$\dot{M}_o = \rho_o b_o V_o^2 = \frac{H}{2 \sin \alpha_o} * \left[ (\rho_o - \rho_i) g \left( y_n - \frac{1}{4} H \right) + \frac{1}{2} C_p \rho_o V_w^2 \right] \quad (47)$$

### 3.3.3 Balance de momento de impulso en el volumen de control de la puerta.

Como es sabido el momento generado en un punto estacionario está definido como el producto cruz entre el vector posición desde el punto de rotación hasta el punto de aplicación de la fuerza, y la fuerza aplicada en cierto lugar ubicado dentro del volumen de control. Por lo que al aplicar el concepto para un caso de dos dimensiones se tiene:

$$\sum r_n F = \int_{cs} \rho r_n v^2 dA \quad (48)$$

Dónde:

$r_n$  = Es la distancia normal desde el punto de rotacion hasta el punto donde es aplicada la fuerza inducida por presion.

$F$  = Fuerza aplicada

Al aplicar este concepto al volumen de control establecido como se muestra en la Figura 9 se obtiene:

$$W \int_0^H [(P_o(y) - P_i(y))(H - y)] dy = \rho_o A_o V_o^2 \sin \alpha_o H - \rho_o A_o V_o^2 \cos \alpha_o X_1 \quad (49)$$

Dónde:

$X_1 =$  Distancia desde el punto de impacto del chorro hasta la puerta

Al sustituir el termino de la presión del lado izquierdo, asumiendo que  $W = l_o$  y solucionando la integral se puede observar:

$$\dot{M}_o = \rho_o b_o V_o^2 = [H / (2(\sin \alpha_o - (\frac{X_1}{H}) \cos \alpha_o))] * [(\rho_o - \rho_i)g (Y_n - \frac{1}{3}H) + \frac{1}{2} C_p \rho_o V_w^2] \quad (50)$$

La única variable por conocer es el valor de  $X_1$  la cual se tomo de la solución del autor Goertler que definió lo siguiente [10]:

$$X_1 = 0.208 \sqrt{b_o H} \quad (51)$$

Luego de definida esta variable se procede a establecer dos variables fijas y obtener el dimensionamiento adecuado del sistema. Este método es más efectivo y real debido a que tiene en cuenta el punto de impacto del chorro con el suelo y ayuda a garantizar un total cubrimiento de la barrera de aire.

### 3.4 EFICIENCIA

El criterio de mayor relevancia para determinar la efectividad o eficiencia de un sistema de aislamiento por barrera de aire es la disminución o eliminación de la tasa de transferencia de calor a través de la abertura con el dispositivo de aislamiento funcionando comparado con la misma abertura pero sin la barrera y sin ningún medio de separación.

Algunos autores como Hetsroni, Asker y Berneri Franke y otros han dado aproximaciones con respecto a una reducción en la transferencia de calor entre un 60% y un 85% al usar una barrera de aire para la separación de ambientes [12].

Se habla también del comportamiento de la barrera según las velocidades usadas pues a velocidades muy altas este sistema podría incrementar la transferencia de calor y a velocidades muy bajas las fuerzas de presión creadas por el delta de densidades e influencia del viento podría romper el contacto del jet o chorro de aire con el suelo dejando como consecuencia una porción inferior de la abertura desprotegida.

## 4. MODELAMIENTO DE LA BARRERA DE AIRE

### 4.1 MÉTODO DE CÁLCULO Y CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO.

Después de realizar el estudio de cómo se podía llevar a cabo el dimensionamiento de la barrera de aire se estableció que la mejor opción a seguir con respecto al modelo de cálculo era la tercera, la cual corresponde al balance de momento de impulso en el volumen de control de la puerta, ya que como se mencionó este método incluye el comportamiento de la trayectoria que tiene el chorro y el punto de impacto con el suelo, generando así más confiabilidad en los resultados arrojados. Al realizar el cambio de coordenadas de las ecuaciones obtenidas por el modelo de Balance de momento de impulso [10] se obtienen las ecuaciones 52 a 56. Todo el sistema de ecuaciones se basó en el sistema de coordenadas mostrado en la Figura 8, en la cual la coordenada Y es positiva hacia abajo y negativa hacia arriba.

Así que la ecuación a usar es:

$$\dot{M}_o = \rho_o b_o V_o^2 = [H / (2(\sin \alpha_o - (\frac{x_1}{H}) \cos \alpha_o))] * [(\rho_o - \rho_i)g (Y_n - \frac{1}{3}H) + \frac{1}{2} C_p \rho_o V_w^2] \quad (52)$$

La explicación detallada del cambio de coordenadas para las ecuaciones se muestra en el Anexo B. Para la solución de un dimensionamiento debemos iniciar por cálculos básicos que fueron inicialmente proporcionados con la ayuda del programa de solución de ecuaciones llamado EES<sup>1</sup> que se mostraran a continuación:

- Datos de entrada:

---

<sup>1</sup> EES es un software que permite resolver sistemas de ecuaciones de múltiples variables de manera sencilla y rápida.

$$g = 9.81 \left[ \frac{m}{s^2} \right]$$

$T_i = 297[k]$  *Temperatura en el interior*

$T_o = 300[k]$  *Temperatura en el exterior*

$P_b = 89.3[k]$  *Presion en la ciudad de Bucaramanga*

$\rho_{in} = \rho(\text{Air}; T = T_i; P = P_b)$  *Densidad del aire en el interior del recinto*

$\rho_{in} = \rho(\text{Air}; T = T_o; P = P_b)$  *Densidad del aire en el exterior del recinto*

$H = 2.07[m]$  *Altura de la abertura o puerta.*

- Cálculo del punto de presión neutral  $y_n$ :

Para este paso se realizaron mediciones de las rendijas o posibles aberturas en las que existieran fugas y se introdujeron los valores del área de estas como se muestra.

$A_u = 0.0284$  *Areas de fuga en la zona superior a la referencia [m<sup>2</sup>]*

$A_l = 0.08576$  *Areas de fuga en la zona interior a la referencia [m<sup>2</sup>]*

$H_u = 2.83$  *Altura correspondiente desde el suelo hasta la parte superior [m]*

$H_l = 2.07$  *Altura correspondiente desde el suelo a la altura de la abertura [m]*

$m = 1$  *Factor que corresponde por area de fugas menores.*

$$y_n = \left( \left( \frac{A_u}{A_1} \right)^m H_u + H_l \right) / \left( \left( \frac{A_u}{A_1} \right)^m + 1 \right) \quad (53)$$

$y_n = 2.259[m]$  medido desde el piso como nuestro sistema de referencia es la ubicación de la barrera de aire entonces la medida  $y_n$  será realmente es 0.189. Para facilidades de cálculo asumiremos que el punto neutral está ubicado exactamente a la altura de la puerta así que  $y_n = 0$  para nuestro sistema de referencia.

- Cálculo del coeficiente de presión de la fachada.

$$C_p = \ln \left( 1.248 - 0.703 * \sin \left( \frac{\varphi}{2} \right) - 1.175 * \sin^2 \varphi + 0.131 * \sin^3(2\varphi G) + 0.769 * \cos \left( \frac{\varphi}{2} \right) + 0.07G^2 * \sin^2 \frac{\varphi}{2} + 0.717 * \cos^2 \left( \frac{\varphi}{2} \right) \right) \quad (54)$$

$\theta = 150[^\circ]$  Angulo de la dirección del viento.

$Gr = \ln(s)$

$s = 1$  Relación de longitudes de las paredes adyacentes.

- Cálculo de la velocidad de viento real que llega a la abertura

$H_m = 17[m]$  Altura de la estación meteorológica.

$V_m = 2 \left[ \frac{m}{s} \right]$  Velocidad del viento.<sup>2</sup>

---

<sup>2</sup> Velocidad promedio obtenida durante 6 meses del viento medida en la estación meteorológica ubicada en la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander.

$$V_w = V_{met} \alpha * \left( \frac{H}{H_{met}} \right)^\gamma \quad (55)$$

Los valores de  $\alpha$  y  $\gamma$  fueron tomados de la Figura 13 teniendo como característica que el terreno corresponde al caso 4 que describe una zona urbana o industrial.

Entonces  $\alpha = 0.25$  y  $\gamma = 0.67$ .

- Dimensionamiento de la barrera usando el método de balance de momento de impulso en el volumen de control de la puerta.

*Distancia desde el punto de impacto del chorro hasta la puerta*

$$X_1 = 0.208\sqrt{b_o H} \quad (56)$$

$$\dot{M}_o = \rho_o b_o V_o^2 = [H / (2(\sin \alpha_o - \left(\frac{x_1}{H}\right) \cos \alpha_o))] * \left[ (\rho_o - \rho_i) g \left( z_n - \frac{1}{3} H \right) + \frac{1}{2} C_p \rho_o V_w^2 \right] \quad (57)$$

Figura 13. Valores de  $\gamma$  y  $\alpha$ .

Clase	$\gamma$	$\alpha$	Descripción
I	0,1	1,3	Mar u otras fuente de agua con al menos 5 kilómetros de extensión ilimitada
II	0,15	1	Terreno plano con algunos obstáculos aislados. (edificios de árboles bien separados)
III	0,2	0,85	Áreas rurales con bajas construcciones, arboles, etc
IV	0,25	0,67	Áreas urbanas, industriales or boscosas.
V	0,35	0,47	Centro de una gran ciudad.

Fuente: SWAMI Y CHANDRA. Infiltration and Natural Ventilation Model for Whole-Building Energy Simulation of Residential Buildings. July 2, 2003. [7]

Con todas las ecuaciones necesarias para el cálculo de la totalidad de variables se generó una tabla en EES como se muestra en la Figura 14. en la cual se definió un ancho de boquilla de 0.06[m] y una variación de ángulo que va desde 2.5[°] *correspondiente en la tabla a* 182.5[°] a 25[°] correspondiente a 205[°], y que dio como resultado una velocidad de impulsión de chorro en  $\left[\frac{m}{s}\right]$ .

Se recuerda que los datos ingresados de ancho de boquilla y variación del ángulo de impulsión son según la preferencia del cliente, pero cabe tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- Para casos de aplicación de una barrera de aire en oficinas, el ancho de boquilla debe ser menor que en aplicaciones de zonas industriales donde el paso es de vehículos.
- Con respecto al ángulo de impulsión se recomienda trabajar en un intervalo que este entre 0° a 15°, luego de este valor el funcionamiento de la barrera de aire empieza a tener bajas en su eficiencia.
- Cuando se obtengan los resultados hacer un análisis a la velocidad de impulsión encontrada pues es importante que en zona de oficinas la velocidad sea baja por razones ergonómicas de los transeúntes de la abertura. Por lo que de no ser así el resultado, lo mejor es cambiar los datos de entrada para encontrar una opción con mayor viabilidad.

#### **4.2 SOFTWARE DE DIMENSIONAMIENTO DE UNA BARRERA DE AIRE.**

Con el objeto de optimizar el cálculo y tener una interfaz de cálculo amigable, se desarrolló un software en Matlab, que facilita el dimensionamiento de una barrera de aire, el cual cuenta con un GUIDE para el ingreso de datos y salida de resultados, los cuales fueron programados basándose en el mismo modelo

escogido y desarrollado en el solucionador de ecuaciones EES mencionado en el ítem anterior, con el valor agregado de mostrar también el ahorro que genera la implementación de una barrera de aire de igual eficiencia a la mejor combinación de variables obtenidas en la sección 8 de este libro.

Figura 14. Resultados de dimensionamiento de la cortina EES.

1.10	1 Ancho <sub>c</sub>	2 V <sub>0</sub>	3 momento	4 Z <sub>n1</sub>	5 α <sub>0</sub>	6 C <sub>p</sub>	7 v <sub>w</sub>	8 X1	9 P <sub>out</sub> [kg/m <sup>3</sup> ]	10 P <sub>in</sub> [kg/m <sup>3</sup> ]
Run 1	0,06	16,82	17,6	0	182,5	-0,6496	0,7916	0,0733	1,037	1,048
Run 2	0,06	6,703	2,796	0	185	-0,6496	0,7916	0,0733	1,037	1,048
Run 3	0,06	4,943	1,52	0	187,5	-0,6496	0,7916	0,0733	1,037	1,048
Run 4	0,06	4,098	1,045	0	190	-0,6496	0,7916	0,0733	1,037	1,048
Run 5	0,06	3,58	0,7975	0	192,5	-0,6496	0,7916	0,0733	1,037	1,048
Run 6	0,06	3,221	0,6457	0	195	-0,6496	0,7916	0,0733	1,037	1,048
Run 7	0,06	2,955	0,5434	0	197,5	-0,6496	0,7916	0,0733	1,037	1,048
Run 8	0,06	2,748	0,4698	0	200	-0,6496	0,7916	0,0733	1,037	1,048
Run 9	0,06	2,581	0,4145	0	202,5	-0,6496	0,7916	0,0733	1,037	1,048
Run 10	0,06	2,443	0,3714	0	205	-0,6496	0,7916	0,0733	1,037	1,048

Fuente: Autores.

#### 4.2.1 Programación en MATLAB del dimensionamiento.

Se realizó la respectiva programación en Matlab de las ecuaciones para generar el GUIDE que permite el dimensionamiento del chorro de aire.

#### 4.2.2 Elaboración del GUIDE

Para la elaboración del Guide se crearon secciones según los tipos de datos que se requieren (es decir datos físicos del lugar y datos de la barrera de aire), y datos a calcular como la velocidad de impulsión y resultados con respecto a la eficiencia de la barrera de aire. Además se incluyeron los cálculos de ahorro económico

teóricos generados por la barrera de aire basados en la eficiencia de la mejor combinación de variables obtenida en la sección 8 de este libro. El GUIDE de Matlab se presenta en el Anexo C.

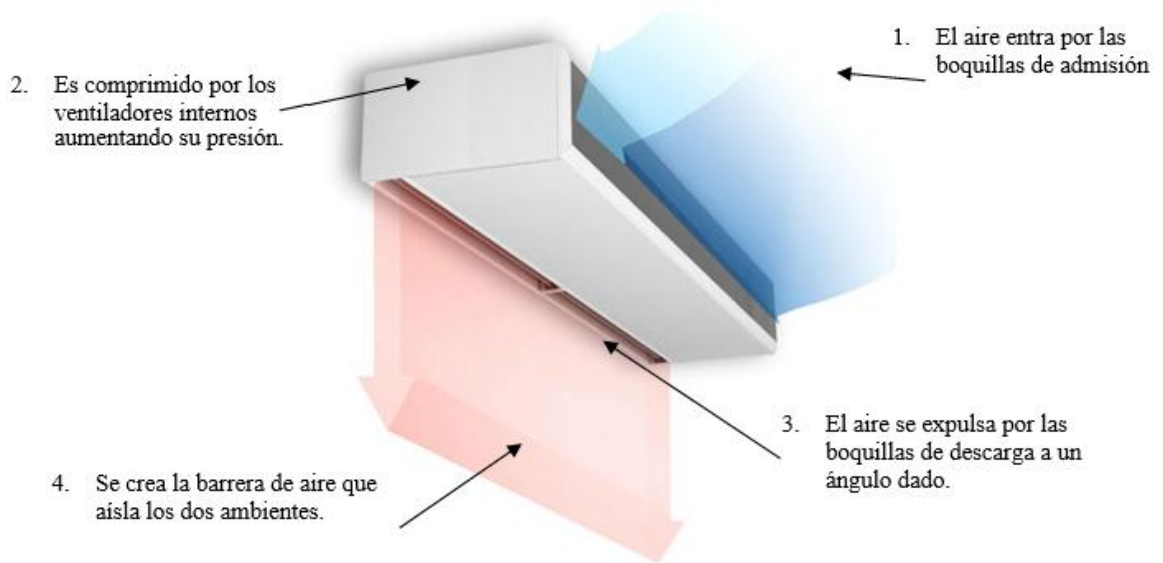
## 5. DISEÑO Y CONSTRUCCION DEL PROTOTIPO.

### 5.1 DISEÑO

#### 5.1.1 Requerimientos

La separación de ambientes por barrera de aire se da mediante la creación de un chorro de aire con unas condiciones (temperatura, presión, velocidad, ángulo de salida, ubicación, ancho de chorro) específicas. El sistema por tanto consiste en un dispositivo que crea dicho chorro ubicado en la abertura que se desea controlar. El aire entra por las rejillas de admisión y es comprimido por los ventiladores internos para ser expulsado por las boquillas de salida (ver Figura 15).

Figura 15. Funcionamiento del prototipo.



Fuente: autores

Requerimientos básicos:

Económica.

Eficiente.

No cree incomodidades.

Pequeña.

Estética.

Impedir el paso de humos, polvo, malos olores y ganancias de aire caliente.

#### 5.1.1.1 Sitio de Instalación.

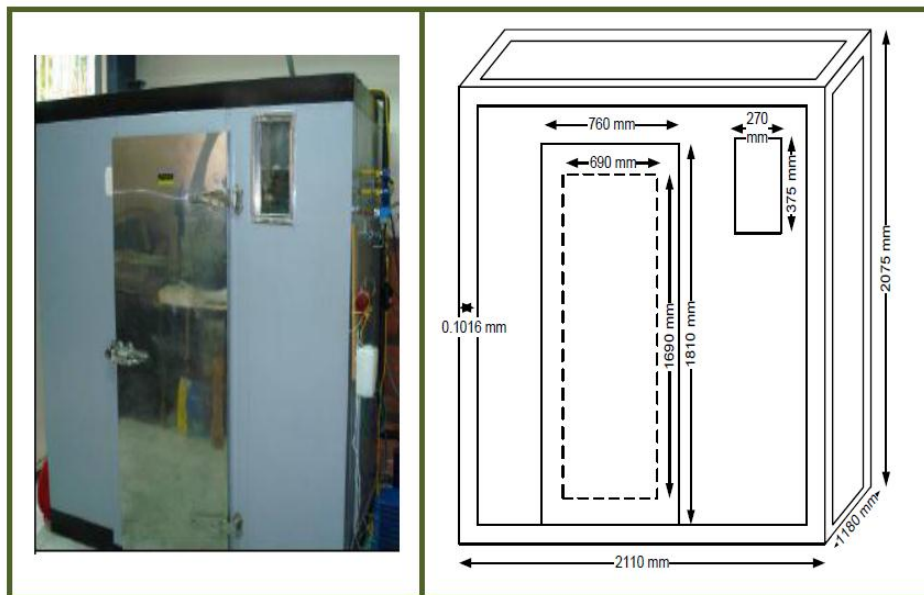
Para las pruebas del prototipo se dispone con el cuarto frío de la escuela de Ingeniería Mecánica el cual posee una puerta donde se ubica el prototipo para realizar las pruebas. Las pruebas no son realizadas en la puerta de la zona de oficinas pues estas generarían incomodidades en la zona, además tampoco sería posible el fácil registro de los valores de temperatura del local y el consumo de potencia del sistema de aire acondicionado. Las dimensiones del cuarto frío se pueden observar en la figura 16.

5.1.1.2 Requerimientos físicos. Para lograr un correcto desarrollo de las pruebas, el prototipo debe cumplir con los siguientes requerimientos:

- El chorro de aire debe cubrir la totalidad del ancho de la puerta (76 cm).
- El soporte no debe obstaculizar el chorro de aire ni la abertura de la puerta.
- No se debe realizar ninguna perforación o modificaciones estructurales al cuarto frío.
- La velocidad del motor debe ser variable y controlada, para así lograr diferentes velocidades de chorro de aire.
- El prototipo se debe poder ubicar a diferentes alturas del suelo.

- El prototipo debe ser lo más liviano posible. Su peso no debe ser mayor a 20kg.

Figura 16. Dimensiones del cuarto frio.



Fuente: Proyecto de grado cuarto frio [6].

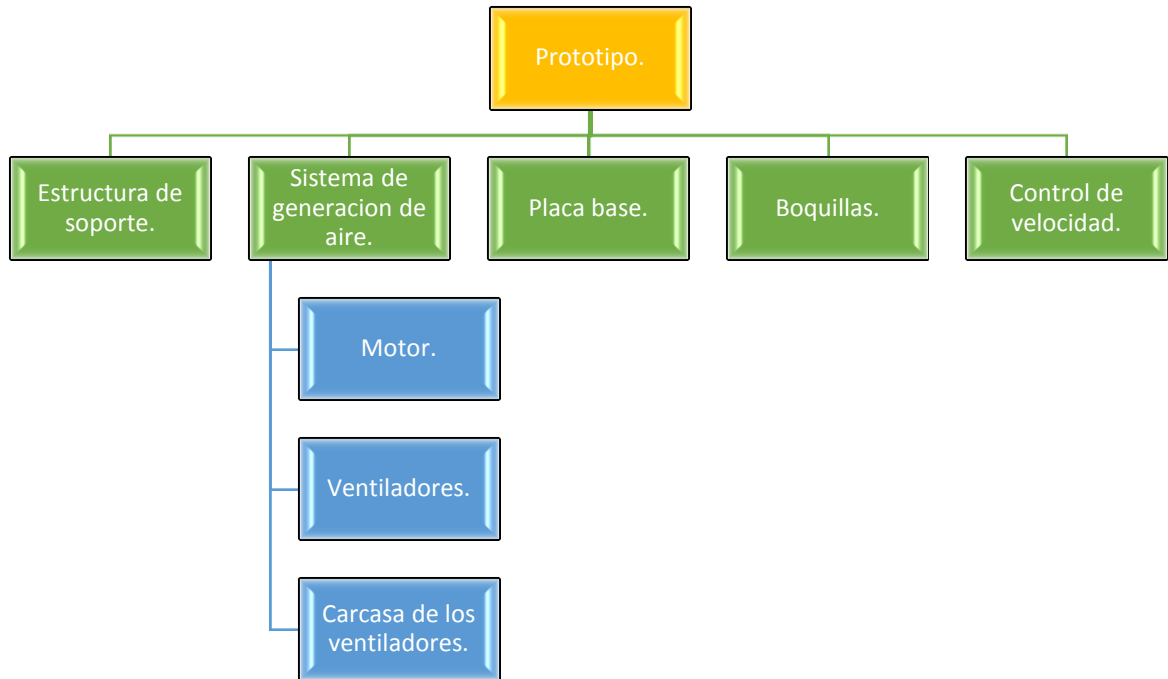
Figura 17. Cuarto frio.



Fuente: Autores.

### 5.1.2 Subsistemas

Figura 18. Desglose de subsistemas del prototipo.



Fuente: Autores.

#### 5.1.2.1 Estructura soporte.

La estructura soporte es el elemento que facilitará la ubicación del prototipo en el sitio donde se realizan las pruebas. Se plantearon dos alternativas de diseño para esta estructura. Primero que esta fuera una estructura de apoyo directo a la pared que pudiera ser fijada mediante tornillos, similar a la usada por los aires acondicionados de tipo mini Split y los televisores de pantalla plana como la de la figura 19, pero fue rechazada inmediatamente pues no es posible realizar perforaciones en el sitio de instalación.

Figura 19. Soporte de anclaje a la pared.



Fuente: [www.electrohogar.net](http://www.electrohogar.net)

Por lo tanto, se optó por diseñar una estructura metálica lo más sencilla posible y de fácil construcción, basado en las estructuras de apoyo existentes en el mercado, figura 20, se decidió realizar una estructura metálica la cual consta de dos partes independientes para variar la altura y mediante pernos fijar la altura deseada dejándola inmóvil.

Figura 20. Soporte tipo pedestal.



Fuente: [www.electrohogar.net](http://www.electrohogar.net)

La estructura de apoyo se construye en un perfil de acero estructural cuadrado de 1.5 pulgadas como el mostrado en la figura 21, pues este es de bajo costo y fácil adquisición en el mercado local. El diseño de la estructura cuenta con unos requerimientos básicos los cuales son:

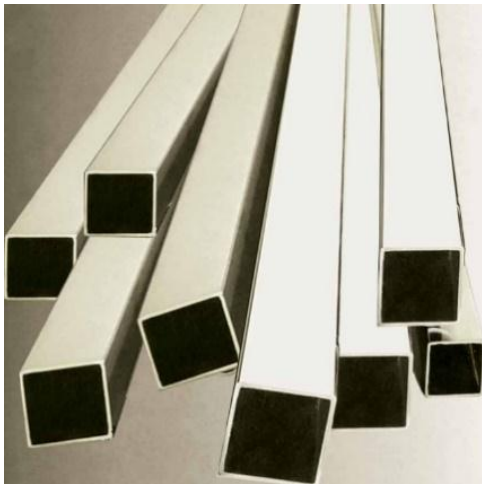
No debe interrumpir la abertura de la puerta.

Debe permitir la variación de la altura fácilmente.

Debe dar apoyo seguro al prototipo sin interrumpir el flujo del aire.

Debe permitir que las boquillas de salida queden lo más cercanas posibles a la abertura de la puerta.

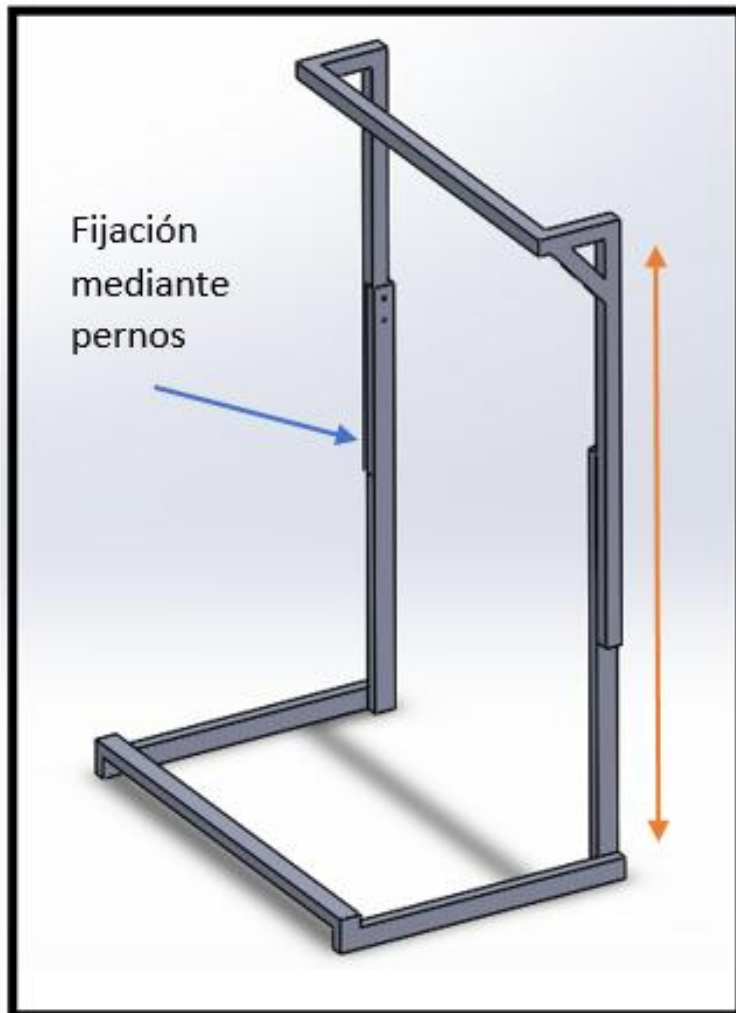
Figura 21. Perfil de acero cuadrado.



Fuente: [www.homecenter.com](http://www.homecenter.com)

Teniendo en cuenta los requerimientos y el material disponible se diseñó una estructura como la mostrada en la figura 22.

Figura 22. Estructura soporte.



Fuente: Autores

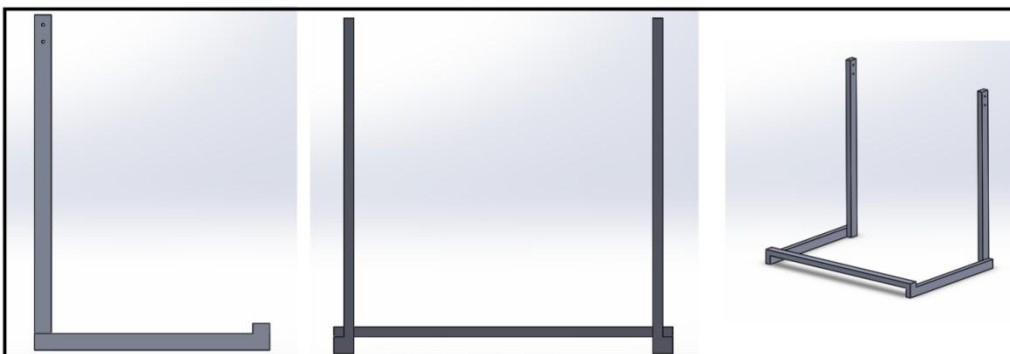
En la figura 23 se observa la parte superior del soporte, la cual tiene la base dónde se montará el prototipo. La parte superior se fija a la parte inferior (figura 5.24) mediante pernos dependiendo de la altura deseada. En el Anexo D se detallan los planos de construcción para la base soporte.

Figura 23. Estructura soporte superior.



Fuente: Autores.

Figura 24. Estructura soporte inferior.



Fuente: Autores.

#### 5.1.2.2 Motor.

El motor es el encargado de generar la potencia que será transmitida al ventilador. En el mercado local los motores de mayor facilidad de adquisición son los motores monofásicos y trifásicos, cada uno con ventajas y desventajas para la aplicación, la comparación de ambos tipos de motor se muestra en la tabla 23.

Tabla 30. Motores eléctricos.

	<b>Monofásico</b>	<b>Trifásico</b>
<b>Motor</b>		
<b>Costo</b>	Relativamente bajo. Dependiendo del tipo de motor monofásico pueden ser adquiridos desde 50.000 pesos hasta 150.00 pesos.	Altos, más de 200.000 pesos.
<b>Tamaño</b>	Al igual que el costo el tamaño depende del tipo de motor y la potencia requerida.	Para las potencias requeridas los tamaños de los motores son grandes a comparación con los motores monofásicos.
<b>Potencia</b>	Brindan la potencia necesaria.	Pueden brindar potencias mayores a las requeridas.
<b>Peso</b>	Medio	Alto
<b>Control de velocidad</b>	El control de velocidad solo es posible realizarse si es un motor de escobillas. Este control se realiza variando el voltaje que es suministrado al motor	Es bastante sencillo, solo debe conectarse el motor a un variador de velocidad el cual varia la frecuencia de la corriente brindando un amplio rango de variación de velocidad.
<b>Costo del control de velocidad</b>	El costo de los elementos para realizar la variación de velocidad oscila en los 100 mil pesos.	Un variador de velocidad para un motor de ½ HP tiene un costo aproximado de 400.000 pesos.

Fuente: Autores.

Se optó por un motor monofásico de ½ HP, debido a su fácil manejo, conexión y su bajo costo. Este motor no debería exceder un radio de 20cm y un largo de 30cm. Además, el motor debe ser de tipo universal de escobillas para permitir la variación de la velocidad fácilmente.

#### 5.1.2.3 Ventiladores.

Los ventiladores centrífugos, que se pueden observar en la figura 25, son aquellos en los cuales el flujo de aire cambia su dirección, en un ángulo de 90°, entre la entrada y salida. Se suelen sub-clasificar, según la forma de las palas o álabes del rotor en curvadas hacia adelante, palas radiales o inclinadas hacia atrás. Estos ventiladores son capaces de generar grandes presiones a caudales bajos. Los ventiladores axiales (ver figura 26) son aquellos en los cuales el flujo de aire sigue la dirección del eje del mismo. Se suelen llamar helicoidales, pues el flujo a la salida tiene una trayectoria con esa forma. Estos son aptos para mover grandes caudales a bajas presiones con velocidades periféricas medianamente altas son en general ruidosos. Estos ventiladores producen un flujo más turbulento que los ventiladores centrífugos.

Los ventiladores son los encargados de generar el chorro de aire que creará la barrera separando así los ambientes, se usaron tres ventiladores centrífugos de 20cm de diámetro los cuales ya poseen su carcasa de desarrollo. Debido a su forma y el movimiento del aire dentro de los ventiladores centrífugos, el flujo de salida generado es mucho más laminar que el flujo de los ventiladores axiales, los cuales pueden ocasionar turbulencias no deseadas en la barrera de aire.

Figura 25. Ventilador centrifugo.



Fuente: <http://www.ebmpapst.com.ar>

Figura 26. Ventilador axial.



Fuente: <http://www.ebmpapst.com.ar>

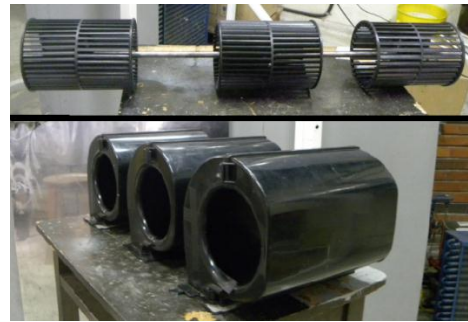
Estos ventiladores fueron adquiridos en el mercado local cumpliendo con los requerimientos de tamaño y flujo especificados en la sección 4. Ver figura 27 y 28.

Figura 27. Ventiladores axiales.



Fuente: Autores.

Figura 28. Ventiladores axiales (carcasa y eje).



Fuente: Autores.

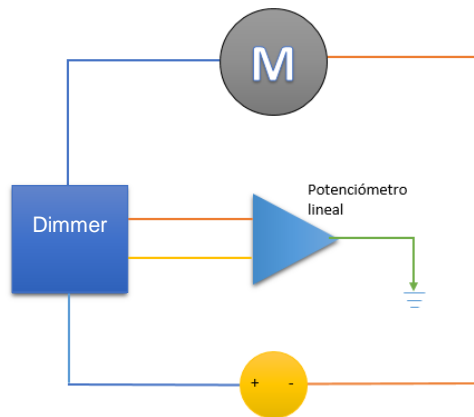
#### 5.1.2.4 Control de encendido y velocidad.

El sistema cuenta con un pequeño dispositivo de mando mediante el cual el usuario puede variar la velocidad y encender o apagar el dispositivo. Este

dispositivo consta de un interruptor on/off, un Dimmer<sup>3</sup> y un potenciómetro lineal, que conjuntamente permiten la variación del voltaje que es suministrado al motor para así variar su velocidad.

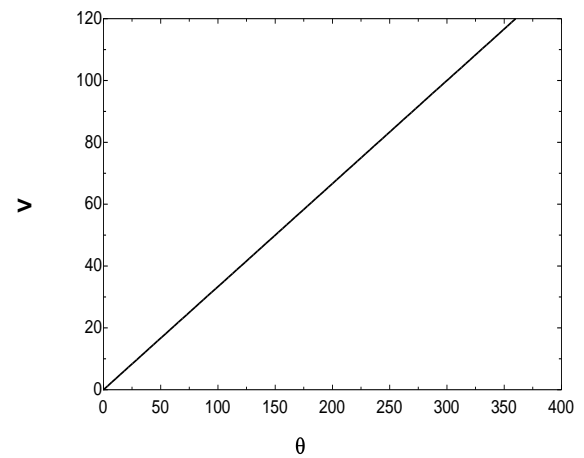
El control de la velocidad se realiza manualmente mediante el potenciómetro lineal el cual posee una vuelta de control. Como se observa en la figura 30 para cero (0) grados de giro del potenciómetro el voltaje controlado será de cero (0) y para un giro completo de 360° el voltaje controlado será de 120 Voltios.

Figura 29. Circuito de control de velocidad.



Fuente: Autores.

Figura 30. Voltaje contra ángulo del potenciómetro.



Fuente: Autores.

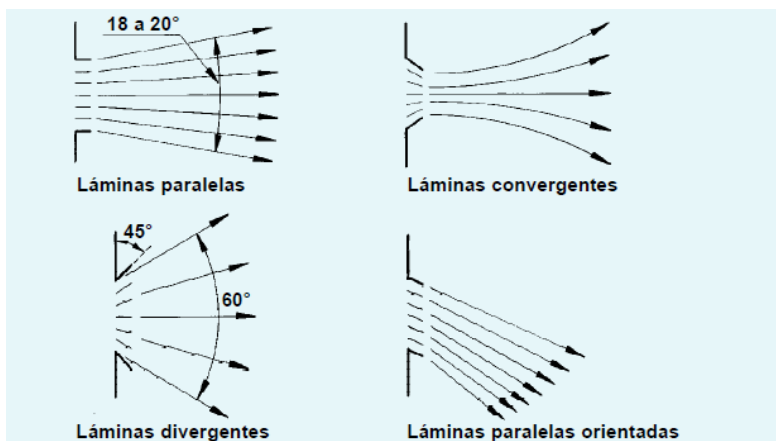
### 5.1.2.5 Boquillas de descarga.

Para lograr que el chorro de aire realice correctamente su trayectoria y permita el aislamiento es necesario direccionar el aire mediante difusores rectilíneos, estos pueden ser de diferentes formas para el caso. Estos difusores tienen aletas

<sup>3</sup> Un Dimmer es un dispositivo electrónico que permite la variación del voltaje que circula por una línea eléctrica. Este valor depende de la resistencia aplicada mediante un potenciómetro.

paralelas, convergentes o divergentes. Cada una de estas combinaciones de aletas da al chorro de aire una configuración diferente. Si las láminas se mantienen paralelas el chorro adquiere una divergencia de 18 a 20° lo que se traduce en una divergencia de 0.3 m por cada 2 m de longitud del chorro. Si se usasen láminas convergentes estas realizan una convergencia del chorro a cortas distancias de la boquilla pero luego el chorro diverge como en las aletas paralelas, con las aletas divergentes ocurre lo mismo que en las paralelas pero a mayor grado, dado que el chorro desde la boquilla ya está divergiendo.

Figura 31. Redirección del aire por rejillas.



Fuente: Manual práctico de ventilación. Salvador Escoda S.A

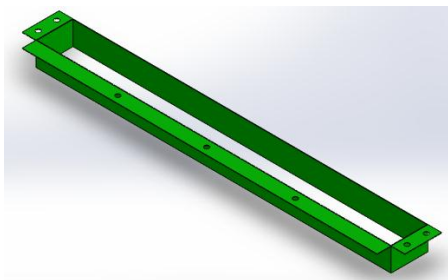
Basados en los resultados obtenidos en el modelamiento se diseñan 5 tipos de boquillas de impulsión para el aire. Cada boquilla posee una configuración diferente y proyecta el chorro de aire a diferentes velocidades y ángulos. Estas boquillas son ubicadas en una caja de desarrollo, la cual va acoplada a la placa base mediante tornillos. Debido a que el ancho del chorro a la salida de la carcasa de los ventiladores es de 8 cm la caja de desarrollo tendrá este ancho,

posteriormente las boquillas modificarán el ancho del chorro dependiendo de la configuración de cada boquilla.

La caja de desarrollo se muestra en la figura 32. Este dispositivo permite que los 3 chorros de aire provenientes de los tres ventiladores tengan un corto espacio donde pueda realizarse una mezcla de ellos reduciendo la sombra que existe debida a la separación de los ventiladores. En el Anexo D se muestran los planos de la caja de desarrollo y cada una de las boquillas.

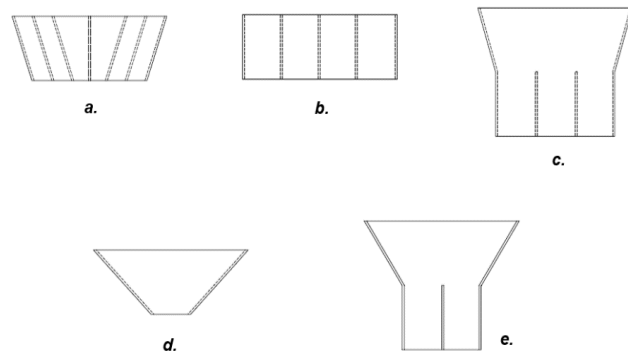
En la tabla 31 se enumeran cada una de las boquillas de descarga diseñadas para las pruebas.

Figura 32. Caja de desarrollo.



Fuente: Autores.

Figura 33. Perfiles de boquilla de descarga.



Fuente: Autores.

#### 5.1.2.6 Placa base.

La placa base es la placa donde serán fijados todos los elementos del sistema, en la parte superior estarán los ventiladores, carcasas y motor, mientras que en la parte inferior estará fijada la caja de desarrollo donde se fijan los diferentes tipos de boquillas.

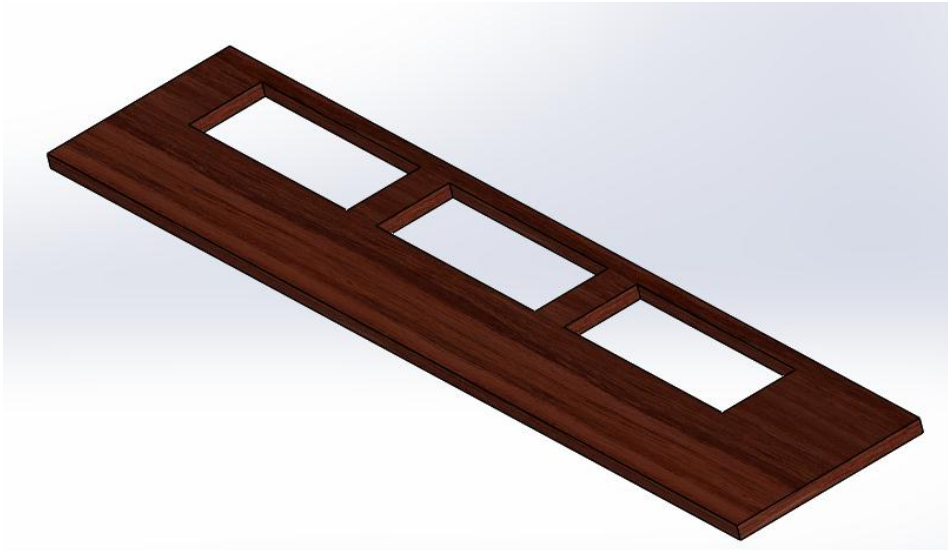
Tabla 31. Boquillas de descarga.

<b>Boquilla</b>	<b>Ancho de descarga de chorro</b>	<b>Ángulos</b>	<b>Detalle</b>	<b>Planos</b>
a.	6 cm	0°	Contiene aletas interiores que dirigen el chorro aire creando una convergencia en este.	<b>Anexo D</b>
b.	8 cm	-15°, 0°, 15°	Contiene aletas internas que dirigen el chorro de aire a los diferentes ángulos de prueba.	
c.	6 cm	-15°, 0°, 15°		
d.	4 cm	-15°, 0°, 15°		
e.	2 cm	0°	Boquilla con ancho de salida de 2 cm logrado por la reducción del ancho del flujo.	

Fuente: Autores.

Por facilidad de construcción, manejo y costo se diseña una placa de madera aglomerada de 0,0127 m de espesor, 1 m de longitud y 0,20 m de profundidad, dando así espacio suficiente para que los elementos anteriormente nombrados sean ubicados.

Figura 34. Placa base.



Fuente: Autores.

## 5.2 CONSTRUCCION

La construcción del prototipo fue realizada totalmente en el taller de la escuela de Ingeniería Mecánica. En el cual se contaban con las herramientas y el apoyo del personal del taller.

### 5.2.1 Soporte.

La estructura soporte fue construida en un perfil de acero estructural adquirido en el mercado local, cada una de las partes fue cortada, soldada, pulida y pintada. Adicionalmente para lograr las diferentes alturas a la estructura se le realizaron agujeros cada 10 cm de la base como se observa en la figura 35.

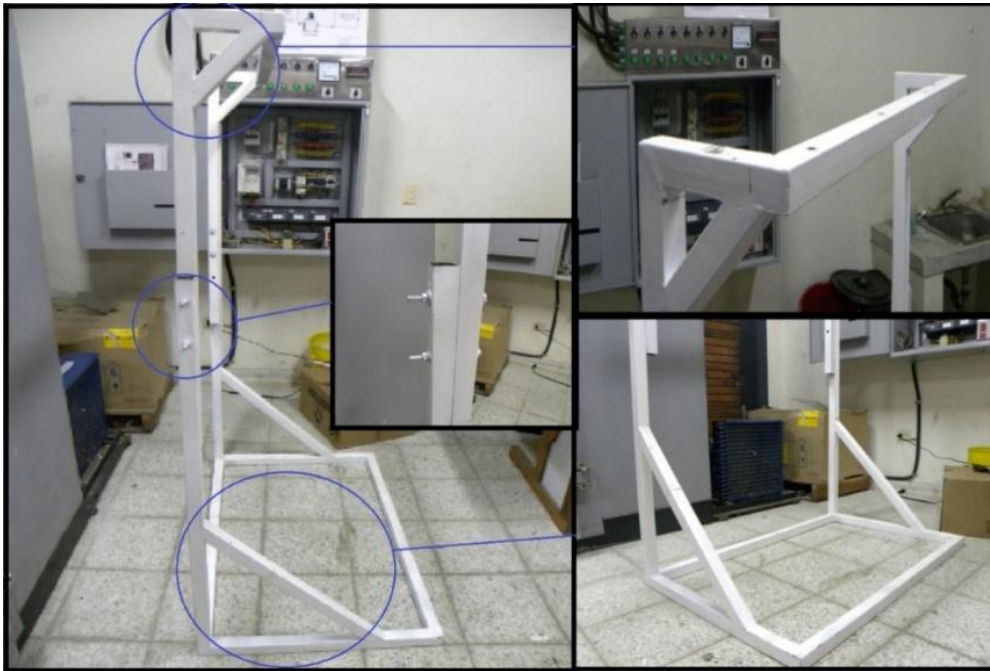
Las dos partes de la estructura son fijadas mediante 2 pernos en cada lado como se observa en la figura 36 donde también se detallan el sitio de instalación de la placa base en la parte superior de la estructura.

Figura 35. Estructura soporte (Ensamble).



Fuente: autores.

Figura 36. Estructura soporte, Detalle.



Fuente: Autores

### 5.2.2 Boquillas.

Para la construcción de las boquillas de impulsión se utilizó lámina de acero galvanizado calibre 18 la cual fue adquirida en el mercado local. La lámina fue cortada y doblada con la ayuda de la guillotina y la dobladora disponibles en el taller. Posteriormente cada uno de los perfiles fue soldado, pulido y pintado.

Figura 37. Boquillas de impulsión y caja soporte.

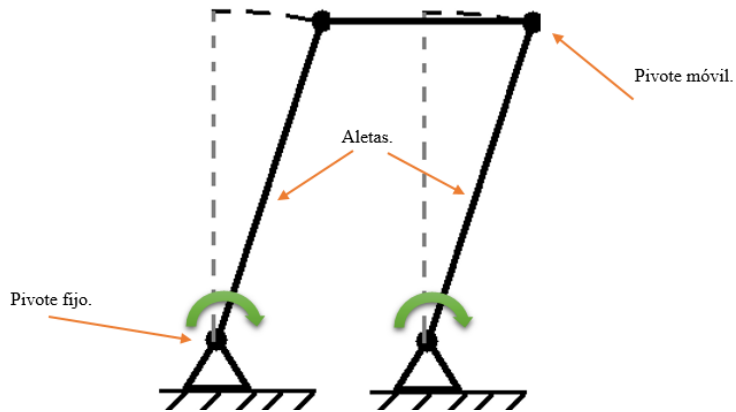


Fuente: Autores.

#### 5.2.2.1 Mecanismo de persiana.

Según el modelamiento matemático el ángulo ideal de salida del chorro de aire es de  $15^\circ$  hacia el exterior, las boquillas diseñadas de 4, 6 y 8 cm deben permitir la impulsión del chorro de aire a este ángulo además de  $0^\circ$  y  $15^\circ$  hacia el interior. Para ahorrar material y tiempo en el cambio de las boquillas se diseñó un mecanismo que permitiera la variación del ángulo de las aletas que dirigen el chorro de aire en las boquillas de 4, 6 y 8 cm. El mecanismo se muestra en la figura 38.

Figura 38. Mecanismo de persianas.



Fuente: Autores.

Cada una de las aletas tendrá dos pivotes, uno fijo y otro móvil. El pivote fijo está ubicado en la boquilla de impulsión mientras que el pivote móvil es ubicado en una placa externa elaborada también de lámina. Los pivotes son fijados mediante tornillos de 5/32" con tuerca, cuando se logra el ángulo deseado los tornillos son apretados fuertemente logrando así la inmovilización de las aletas.

### 5.2.3 Ventiladores.

Los ventiladores fueron adquiridos en el mercado local, estos poseen su carcasa de desarrollo como se muestra en la figura 28.

El eje de los ventiladores es soportado por un apoyo el cual fue construido en el taller. Este apoyo contiene dos rodamientos de bolas que permiten el giro del eje y dan el apoyo necesario. Además los ventiladores están fijados al eje mediante tornillos prisioneros de tipo Bristol.

Figura 39. Ventiladores centrífugos.



<b><i>Ventiladores centrífugos</i></b>	
Diámetro interno	110 mm
Diámetro externo	140 mm
Longitud	200 mm
Diámetro del eje	13 mm

Fuente: Autores.

Figura 40. Ventiladores, eje y soporte.



Fuente: Autores

#### 5.2.4 Motor.

Es un motor monofásico de escobillas el cual funciona con corriente alterna a 120 V. El motor no tenía base de apoyo, así que fue necesario construir una base que permitiera la fijación de este a la placa de apoyo. En la figura 41 se puede

observar la base que se construyó para dar apoyo al motor, esta base es fijada a la placa de madera mediante pernos de  $\frac{1}{4}$ " de diámetro.

Figura 41. Motor y soporte.



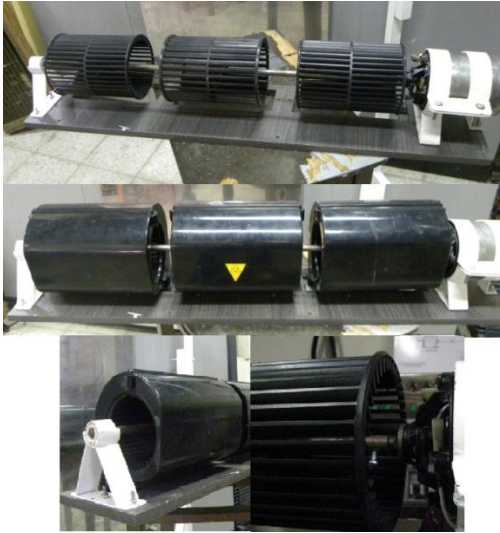
Fuente: Autores.

Para lograr el acople con el motor se realiza una perforación roscada en el eje de los ventiladores que permita ubicar un tornillo prisionero que del acople necesario entre el motor y el eje como se observa en la figura 42.

### **5.2.3 Control de velocidad.**

Los elementos necesarios para lograr el control de velocidad fueron comprados en las tiendas electrónicas ubicadas en la ciudad. Para lograr una mejor estética del sistema de control los elementos del circuito eléctricos fueron ubicados dentro de una caja, figura 43. Dicha caja es ubicada al costado de la estructura para lograr un acceso directo y sencillo al control.

Figura 42. Ensamble Ventiladores y motor en placa base.



Fuente: Autores.

Figura 43. Caja de control de velocidad.



Fuente: Autores.

#### 5.2.4 Ensamble.

Los elementos fueron ensamblados en la estructura y la placa base como se observa en la figura 44, 45 y 46.

Figura 44. Ensamble soportes en placa base.



Fuente: Autores.

Figura 45. Ensamble en estructura soporte.



Fuente: Autores

Figura 46. Ensamble final del prototipo.



Fuente: Autores.

## 6. DISEÑO DEL EXPERIMENTO.

### 6.1 HIPOTESIS A COMPROBAR.

Mediante el experimento se pretende comprobar que el uso de una barrera de aire para la separación de ambientes reduce el consumo energético del sistema de refrigeración debido a que disminuiría la ganancia térmica ocasionada por la presencia de una abertura en el local acondicionado.

### 6.2 VARIABLES INDEPENDIENTES.

En la siguiente tabla se presentan las variables independientes del experimento.

Tabla 32. Variables independientes.

Variable	Detalle	
Temperatura	Interior	
	Exterior	
Barrera de separación	Puerta abierta	
	Puerta cerrada	
	Cortinas de plástico	
	Barrera de aire interna y externa.	Tipos de boquillas
		Velocidad del chorro de aire

Fuente: Autores.

### **6.2.1 Temperatura.**

Las temperaturas a medir serán la exterior e interior. La temperatura exterior no es controlable y oscila entre los 26°C y los 28°C, en el momento de realización de las pruebas. La temperatura interior es controlada y tendrá un valor de referencia que es la temperatura de confort del local (23°C) con un diferencial de 1°C, más adelante se detallará el control realizado.

### **6.2.2 Barrera de separación.**

Para evaluar el comportamiento de la barrera de aire, este se compara con el consumo energético del sistema bajo diferentes estados de la abertura.

- Puerta completamente abierta.
- Puerta cerrada.
- Puerta con cortinas de plástico.
- Puerta con barrera de aire: Dentro de esta variable se evalúa el tipo de boquilla que dirige el chorro. Ver tabla 33. En el experimento se mide el consumo del sistema con la barrera de aire funcionando con cada una de las boquillas a las diferentes velocidades de chorro dadas por el modelamiento matemático desarrollado en la sección 4 de la barrera, el cual da una velocidad ideal para cada uno de los anchos y ángulos de las boquillas.

La medición del consumo se lleva a cabo bajo dos ubicaciones de la barrera (interna y externa), esto con el fin de poder definir una diferencia en el comportamiento del sistema partiendo de la temperatura de impulsión del chorro de la barrera de aire.

Tabla 33. Combinaciones de barrera de aire.

<b>Velocidad</b>	Dada para cada boquilla			
<b>Boquilla</b>	Convergente			
	2 cm de ancho			
	<b>Ancho</b>	<b>Angulo</b>		
	8 cm	-15	0°	15°
	6 cm			
4 cm				

Fuente: Autores.

### 6.3 VARIABLES DEPENDIENTES.

El objetivo es evaluar el consumo de energía del sistema de refrigeración. Este consumo se ve reflejado en la potencia consumida por el compresor del sistema de generación de frío, la cual se obtiene mediante la medición de cada una de las corrientes, voltajes y factores de potencia de las líneas eléctricas que alimentan el compresor.

### 6.4 PROCEDIMIENTO.

Se procede a medir las corrientes, voltajes y factores de potencia de alimentación del compresor durante 20 minutos una vez el sistema se encuentre en estado estable con cada una de las combinaciones posibles de las variables independientes. Inicialmente se planteó un tiempo de medición de 2 horas para

cada una de las combinaciones, pero se observó que una vez el sistema alcanza el estado estable este presenta un comportamiento cíclico, por lo cual se estableció que 20 minutos era un tiempo suficiente para observar el comportamiento del sistema en cada combinación de variables.

En primer lugar se necesita establecer la situación de referencia. Para esto se debe medir el consumo de potencia durante 20 minutos en estado estable del sistema con la puerta completamente abierta, con la puerta cerrada y con cortinas de plástico.

En total se deben realizar 25 experimentos, los cuales son presentados en la Tabla 34. Teniendo en cuenta las velocidades de cada boquilla dadas por el modelamiento matemático del capítulo 4 de este libro, todas para una temperatura interior de 23°C. La temperatura exterior no es controlable por tanto las pruebas deben ser realizadas cuando el ambiente se encuentre entre los 26°C y 28 °C.

## **6.5 FACTORES DE RUIDO.**

Durante la realización de los experimentos se pueden presentar variaciones en la temperatura ambiente así como también vientos diferentes que podrían afectar las mediciones. Debido a que estas variables no son controlables son consideradas ruido dentro el sistema. Se procura realizar las mediciones cuando las condiciones ambientales sean lo más estables posibles.

Tabla 34. Experimentos a realizar.

Experimento	Temperatura interior =23°C	Tex=27-28°C	Velocidad del chorro m/s		
1	Puerta abierta		N/A		
2	Puerta cerrada		N/A		
3	Cortinas de plástico		N/A		
4	<i>Cortina interior</i>	8cm	-15°	N/A	
5			0°	11	
6			15°	3	
7		6cm	-15°	N/A	
8			0°	15.33	
9			15°	3	
10		4cm	-15°	N/A	
11			0°	14	
12			15°	3.5	
13		2 cm (0°)		15.8	
14		Convergente (0°)		14	
15		<i>Cortina exterior</i>	8cm	-15°	N/A
16				0°	11
17				15°	3
18	6cm		-15°	N/A	
19			0°	15.33	
20			15°	3	
21	4cm		-15°	N/A	
22			0°	14	
23			15°	3.5	
24	2 cm (0°)		15.8		
25	Convergente (0°)		14		

Fuente: Autores.

## 6.6 METODO DE CALCULO

Para la realización del estudio se calcula la potencia consumida por el sistema para cada una de las configuraciones ya mencionadas, para lo que es necesario el uso de las siguientes ecuaciones:

$$P_{\text{potencia}} = I * V * \cos\phi \quad (58)$$

Donde:

I = Corriente en las líneas

V = Voltaje en las líneas

$\cos\phi$  = Factor de potencia el cual oscila de 0 a 1.

Debido a que se realizó la toma de datos de voltaje, corriente y potencia para cada una de las líneas se halla primero la potencia línea a línea como se muestra a continuación:

$$P_{\text{linea}_i} = (I_{\text{linea}_i} * V_{\text{linea}_i} * \cos\phi_{\text{linea}_i}) / \sqrt{3} \quad (59)$$

Dónde:

$P_{\text{linea}_i}$  = Potencia de línea.

$I_{\text{linea}_i}$  = Corriente de línea.

$V_{\text{linea}_i}$  = Voltaje de línea.

$\cos\phi_{\text{linea}_i}$  = Factor de potencia de línea

$i$  = Varia de 1 a 3 ya que las líneas medidas son 3

A partir del cálculo de potencia línea a línea se calcula la potencia trifásica generada por el sistema:

$$P_{\text{trifásica}} = P_{\text{linea}_1} + P_{\text{linea}_2} + P_{\text{linea}_3} \quad (60)$$

Obteniendo el resultado de la potencia trifásica del sistema se puede calcular la energía en kwh consumida durante los 20 minutos como se sigue a continuación:

$$\text{Energia} = P_{\text{trifásica}} * \text{Delta T} \quad (61)$$

Dónde:

$P_{\text{trifásica}}$  = Potencia trifásica consumida

Delta T = Tiempo de funcionamiento.

## 7. MONTAJE EXPERIMENTAL.

Para cada uno de los montajes experimentales es necesario controlar el sistema de refrigeración del cuarto y tomar los valores requeridos de temperaturas y consumos de potencia. Los valores necesarios son:

- Temperaturas del cuarto.
- Temperaturas ambiente.
- Consumo de potencia del cuarto frio.
- Consumo de potencia del prototipo.

En la figura 47 se muestra el montaje realizado en el laboratorio.

Figura 47. Montaje experimental.



Fuente: Autores.

## **7.1 MEDICION DE TEMPERATURAS**

Para lograr una mejor visualización de la temperatura del cuarto se instalaron 5 termocuplas tipo J distribuidas dentro del cuarto frio y 3 en la parte exterior inmediatamente después del chorro de aire, como se muestra en la figura 48. Esto permitirá ver cómo afecta la presencia de la puerta abierta y lograr una mejor medición de la temperatura del cuarto y del ambiente.

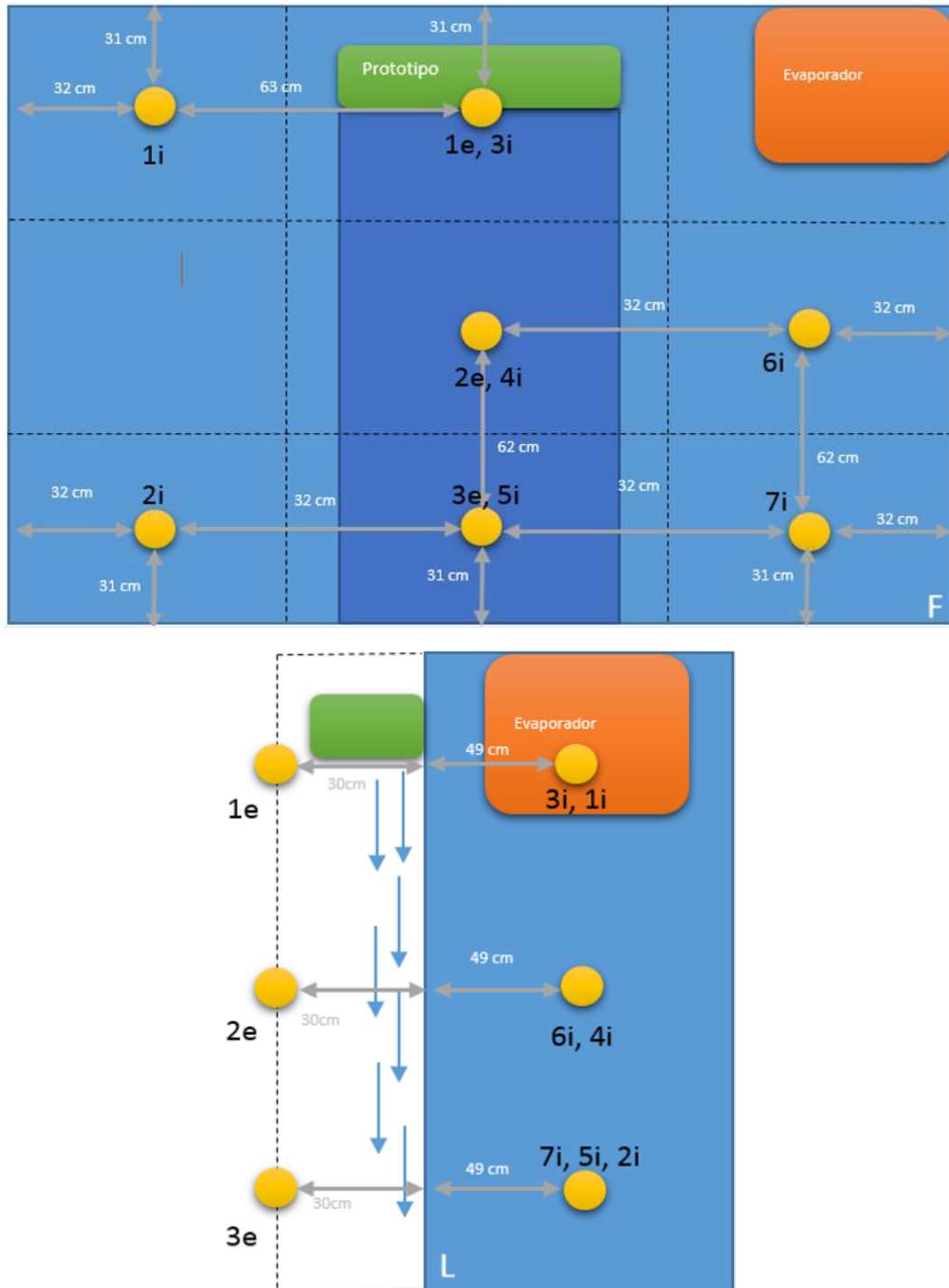
Las termocuplas 1i, 2i, 3i, 4i, 5i y 7i miden la temperatura interior del cuarto con el propósito de obtener una temperatura promedio dentro de este. La termocupla 6i es la termocupla control. Esta termocupla es leída por el programa de control para encender o apagar el sistema de refrigeración.

Las termocuplas 1e, 2e y 3e son las termocuplas exteriores, las cuales registran la variación de la temperatura a diferentes alturas inmediatamente después de la abertura.

## **7.2. ESTRATEGIA DE CONTROL ON/OFF.**

Los sistemas de aire acondicionado de los locales comerciales funcionan con una estrategia de control On/Off la cual enciende o apaga el compresor de tal manera que funcione a toda la capacidad o a capacidad cero generando así ciclos de funcionamiento y descansos para el sistema. El control on/off puede ser realizado tomando como valor de referencia la presión o la temperatura. Cualquiera sea el caso de control, el sistema tiene un set-point que es el cual se quiere mantener constante y a este valor se le suma o resta un diferencial para tener un intervalo de funcionamiento.

Figura 48. Distribución de las termocuplas en el experimento.



Fuente: Autores.

Figura 49. Termocuplas instaladas dentro cuarto frío.



Fuente: Autores.

Cuando el diferencial se encuentra por encima del valor de referencia este sistema es de acción directa y cuando el diferencial está por debajo del valor de referencia el sistema es de acción inversa. Para este caso se trabaja un valor de referencia de 23°C y control de acción directa con un diferencial de 1°C. Para el control del sistema se usa la termocupla  $\delta i$  ubicada dentro del cuarto.

El sistema de control mediante on/off enciende el compresor cuando la temperatura sea superior al valor de referencia más el diferencial (24°C) bajando la temperatura hasta que el sistema tenga una temperatura menor al valor de referencia (23°C) momento en el cual el compresor se apaga y permanece así hasta que la temperatura del cuarto supere el límite superior de temperatura 24°C.

## 7.3 MEDICION DE CONSUMO DE POTENCIA.

### 7.3.1 Sistema de refrigeración.

El cuarto frío cuenta con un sistema de refrigeración convencional, el cual como ya se dijo antes es controlado mediante el encendido o apagado del compresor. Dicho compresor es un compresor hermético de pistones trifásico. Como ya se sabe para calcular el valor de la potencia trifásica del sistema es necesario conocer los valores de Voltaje entre líneas, corriente y el factor de potencia de cada una de las líneas. El banco del laboratorio cuenta con un analizador de redes Lovato DMK-3 mostrado en la figura 50.

Figura 50. Multímetro digital Lovato DMK-3



Fuente. [www.lovatoelectric.com](http://www.lovatoelectric.com)

Los valores suministrados por el multímetro para Voltaje, Corriente y factor de potencia tienen unidades de Voltios, Amperes y adimensionales respectivamente.

### 7.3.2 Consumo del prototipo.

El prototipo encargado de generar la barrera de aire cuenta con un motor monofásico que suministra la potencia a los ventiladores, al instalar el dispositivo

este también genera un consumo adicional al producido por el compresor del sistema de refrigeración. Este consumo es conocido y se tienen en cuenta en los cálculos del ahorro de la barrera de aire. Al ser un motor monofásico la potencia consumida por cada tiempo de funcionamiento se da por la relación entre el voltaje y la corriente.

Para cada una de las pruebas que se realizan en las diferentes combinaciones el motor trabaja siempre a una velocidad constante, dando un voltaje y una corriente aproximadamente constantes durante toda la prueba. Los valores de corriente y voltaje son tomados mediante unas pinzas Fluke337 (Ver Figura 51) las cuales entregan dichos valores de corriente en Amperes y Voltaje en Voltios.

Figura 51. Pinzas Fluke337

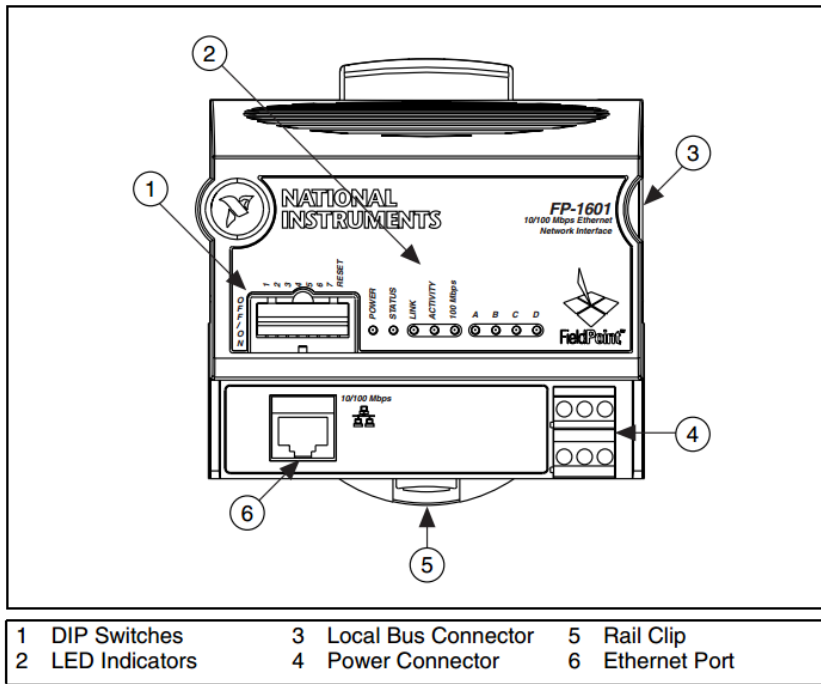


Fuente: Autores.

#### **7.4 MODULO FIELD POINT.**

El cuarto frío del laboratorio cuenta con un sistema de control y adquisición de datos mediante un módulo Field Point 1601 (ver figura 53). Dicho modulo permite la adquisición de los datos de temperaturas a través de un módulo de termocuplas FP-TC-120 y el control del sistema de refrigeración mediante el módulo de salidas digitales FP-DO-400.

Figura 52. Field Point 1601.



Fuente: National Instruments.

Figura 53. Módulos FP-1601, TC-120 y DO-400



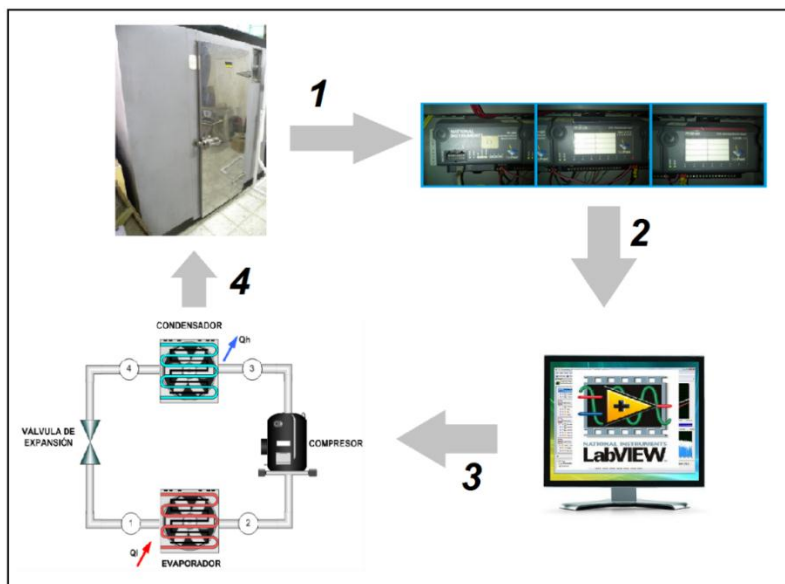
Fuente: Autores.

Dichos módulos de adquisición son controlados mediante el software LABVIEW para el cual se desarrollaron dos programas de adquisición de los datos, uno para las temperaturas del cuarto y otro para el control del sistema de refrigeración. Cada uno de los programas de Labview para el control y adquisición de datos del

sistema son realizados en computador y está conectada a su vez al módulo Field Point, el cual es encargado de recibir las señales de control y enviar las señales de temperatura para ser mostradas y almacenadas. El diagrama de funcionamiento del sistema de control con todos los elementos se muestra en la Figura 54.

El sistema censa la temperatura del cuarto mediante las termocupas enviando la señal al módulo de termocupas (Paso 1) del Field Point. La señal de temperatura es procesada y enviada al programa de Labview (Paso 2) el cual almacena los datos de las temperaturas del cuarto y para el control, dependiendo de la temperatura, toma la decisión de prender o apagar el compresor. La señal de encendido o apagado es enviada del programa de Labview de nuevo al módulo de salidas digitales y este envía una señal de corriente la cual accionara un relé (Paso 3) que enciende o apaga el compresor modificando la temperatura del cuarto (Paso 4).

Figura 54. Funcionamiento del control sobre el cuarto frio.



Fuente. Autores.

Figura 55. Tablero de control del cuarto frío.



Fuente: autores.

#### **7.4.1 Programación en Labview de la estrategia de control On/off.**

LabView es un lenguaje de programación gráfico lo cual facilita la creación del programa que censa las temperaturas y envía las señales de control sobre el sistema de generación de frío. El diagrama de bloques de control on/off se muestra en Anexo E.

#### **7.4.2 Programación en Labview de adquisición de valores de temperatura.**

El programa de Labview recopila los valores de temperatura del cuarto cada segundo y los almacena en un archivo de datos dentro del computador para luego ser procesados y analizados. El diagrama de programación se muestra en el Anexo F.

## 7.5 MEDICION DE VELOCIDAD.

Como ya se dijo antes para cada uno de los anchos de chorro se tiene una velocidad dada, esta velocidad es establecida variando el voltaje y midiendo dicha velocidad con un termo-anemómetro digital de hilo caliente Dwyer de la serie 471 inmediatamente después de la salida de cada una de las boquillas de descarga. Este implemento se muestra en la figura 56.

Figura 56. Anemómetro digital.



Fuente: Autores.

## **8. RESULTADOS Y ANALISIS.**

### **8.1 ANALISIS DE LA DISTRIBUCION DE TEMPERATURAS.**

Luego de realizadas las mediciones se hallaron los valores promedio de cada uno de los puntos del cuarto frio y los puntos exteriores para obtener un acercamiento al perfil de temperatura que se generaba en el cuarto y sus alrededores en cada una de las configuraciones, estos valores se presentan en la tabla 35.

Para un mejor estudio de las variables medidas se ha presentado la tabla 36 que muestra los valores mínimos y máximos de las temperaturas interiores, la temperatura promedio dentro del recinto y por último la diferencia de la temperatura promedio del cuarto con la temperatura deseada.

En la figura 57 se observa más claramente la variación de temperatura con respecto a la referencia (23°C). La mayoría de las configuraciones mantienen una diferencia con la referencia menor logrando tener una temperatura más baja en promedio dentro del cuarto. Las configuraciones de boquilla interior convergente, 8 cm a 0° y 2cm junto con la boquilla de 8cm a 0° interior son las únicas que presentan temperaturas promedio superiores a la referencia.

Para el caso del sistema sin la barrera de aire se observa que el único aumento en el promedio de la temperatura lo presenta el sistema cuando la puerta está completamente abierta (casi 1°C) esto se vio evidenciado en que el sistema no pudo lograr llegar a la temperatura de referencia deseada a pesar de que siempre estuvo en funcionamiento.

Tabla 35. Temperaturas promedio en °C.

Temperatura		T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7
Termocupla <sup>4</sup>		1i	2i	3i	4i	5i	6i	7i
Barrera exterior	Convergente	24,5	24,6	25,1	25,0	24,1	23,4	24,8
	8 cm 0°	23,6	23,8	24,4	24,2	23,0	23,4	25,0
	8 cm 15°	21,4	21,7	22,8	21,8	20,8	23,5	22,1
	6cm 0°	21,4	21,5	22,9	21,4	20,3	23,6	22,0
	6cm 15°	21,0	21,3	22,4	20,6	19,6	23,8	22,4
	4 cm 15°	21,1	21,3	22,8	21,8	19,7	23,7	22,0
	4 cm 0°	20,9	21,3	22,4	21,2	20,0	23,6	23,0
	2 cm	22,8	23,0	23,8	23,8	22,4	23,5	24,5
Barrera interior	Convergente	21,6	21,9	22,1	21,5	22,1	23,4	24,8
	8 cm 0°	22,8	23,0	23,7	24,5	21,8	23,4	23,6
	8 cm 15°	21,2	21,5	21,6	20,4	21,5	23,4	24,4
	8 cm -15°	21,5	21,8	22,2	21,1	20,4	23,4	23,3
	6 cm 0°	21,3	22,5	21,8	20,6	22,2	23,5	24,2
	6 cm 15°	22,2	22,4	22,6	22,4	22,1	23,2	25,2
	6 cm -15°	21,4	21,7	22,2	22,3	20,2	23,4	23,2
	4 cm -15°	22,5	22,7	23,6	21,0	20,9	23,6	23,9
	4 cm 15°	22,3	22,7	23,2	21,0	20,7	23,4	24,1
	4 cm 0°	21,7	21,8	20,1	22,1	23,4	24,0	25,0
	2 cm	22,4	22,6	23,2	22,1	21,7	23,2	23,9
PA	22,6	24,0	25,4	25,4	22,5	24,2	22,3	
CP	22,6	22,8	23,4	21,7	20,5	23,2	23,5	
PC <sup>5</sup>	23,7	23,8	23,9	22,1	22,2	22,9	24,2	

Fuente: Autores.

<sup>4</sup> Ver figura 48 en el Capítulo 7 de este libro donde se detalla la distribución de cada uno de las termocuplas.

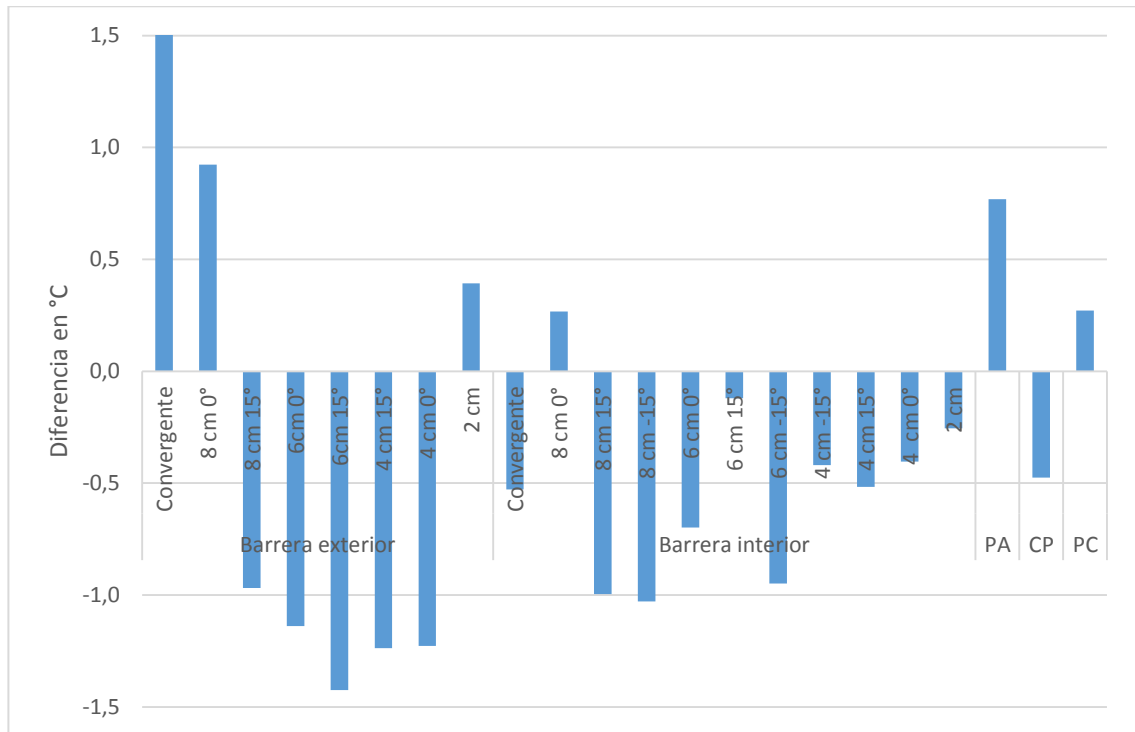
<sup>5</sup> PA: Puerta Abierta, CP: Cortinas de Plástico, PC: Puerta cerrada.

Tabla 36. Máximos y mínimos dentro del recinto de cada configuración en °C.

		Promedio	Máximo	Mínimo	Diferencia
<b>Barrera exterior</b>	<b>Convergente</b>	24,5	25,1	23,4	1,5
	<b>8 cm 0°</b>	23,9	25,0	23,0	0,9
	<b>8 cm 15°</b>	22,0	23,5	20,8	-1,0
	<b>6cm 0°</b>	21,9	23,6	20,3	-1,1
	<b>6cm 15°</b>	21,6	23,8	19,6	-1,4
	<b>4 cm 15°</b>	21,8	23,7	19,7	-1,2
	<b>4 cm 0°</b>	21,8	23,6	20,0	-1,2
	<b>2 cm</b>	23,4	24,5	22,4	0,4
<b>Barrera interior</b>	<b>Convergente</b>	22,5	24,8	21,5	-0,5
	<b>8 cm 0°</b>	23,3	24,5	21,8	0,3
	<b>8 cm 15°</b>	22,0	24,4	20,4	-1,0
	<b>8 cm -15°</b>	22,0	23,4	20,4	-1,0
	<b>6 cm 0°</b>	22,3	24,2	20,6	-0,7
	<b>6 cm 15°</b>	22,9	25,2	22,1	-0,1
	<b>6 cm -15°</b>	22,1	23,4	20,2	-0,9
	<b>4 cm -15°</b>	22,6	23,9	20,9	-0,4
	<b>4 cm 15°</b>	22,5	24,1	20,7	-0,5
	<b>4 cm 0°</b>	22,6	25,0	20,1	-0,4
	<b>2 cm</b>	22,7	23,9	21,7	-0,3
<b>PA</b>	23,8	25,4	22,3	0,8	
<b>CP</b>	22,5	23,5	20,5	-0,5	
<b>PC</b>	23,3	24,2	22,1	0,3	

Fuente: Autores.

Figura 57. Variación de la temperatura respecto a la referencia en el recinto.

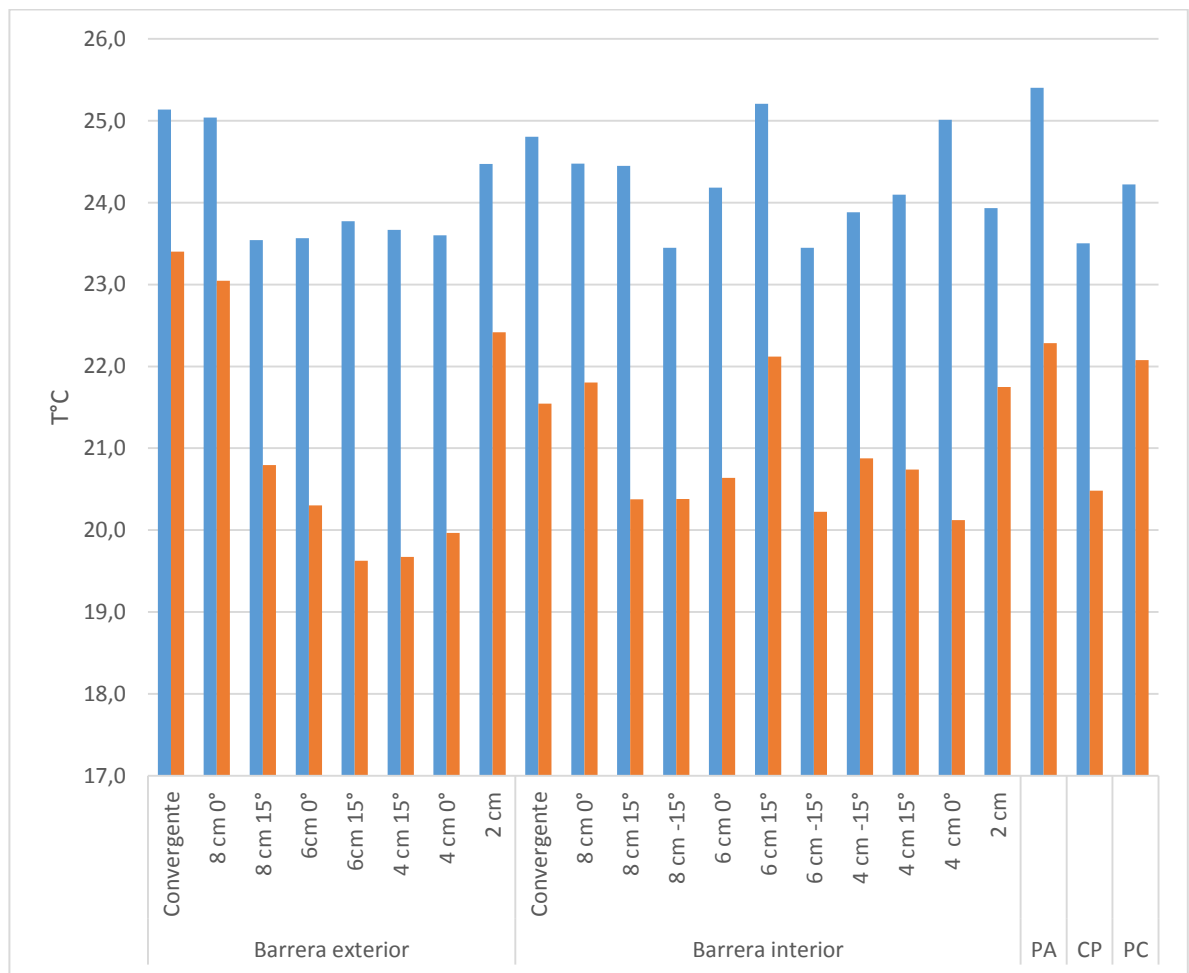


Fuente: Autores.

Cuando se habla de confort en un recinto se debe tener claro que un aumento o disminución significativa de la temperatura con respecto a la de referencia deseada puede llegar a producir un estrés térmico, por lo que la variación de la temperatura es un factor importante a tener en cuenta para la determinación del mejor comportamiento del sistema. Por lo que al analizar la figura 57 se puede observar que la mejor opción, es decir, la menor diferencia entre la temperatura de referencia deseada en el cuarto con respecto a la que se logró fue -0.1 la cual corresponde a la instalación de la barrera de aire en el interior con un ancho de boquilla de 6[cm] y ángulo de impulsión de 15° hacia el exterior.

En la figura 58 se muestran las temperaturas máximas y mínimas registradas en el cuarto para cada una de las diferentes combinaciones. Se puede decir que todas presentan un comportamiento similar con diferencias pequeñas entre ellas, excepto por las configuraciones de barrera de aire externa con boquilla convergente, 8cm 0°, 2 cm y barrera interna convergente, 4 cm 0° y Puerta abierta las cuales presentan mayor variación en la temperatura debido a que sus máximos son muy superiores a la temperatura deseada.

Figura 58. Máximos y mínimos de cada combinación.



Fuente: Autores.

Como se mencionó anteriormente la ganancia de energía al tener la puerta abierta en el recinto se produce por el ingreso de aire caliente del exterior y la pérdida de aire frío interior que se da como resultado del diferencial de presión causado por el diferencial de temperatura.

Durante el experimento se tomaron los valores promedio de las temperaturas de tres puntos ubicados inmediatamente después de la puerta para observar el comportamiento de la temperatura en el exterior de la abertura, T1e temperatura en la parte superior, T2e temperatura media y T3e temperatura inferior. Estos valores están registrados en la tabla 37.

El comportamiento de las temperaturas exteriores del sistema se observa mejor en la figura 59, donde se aprecia claramente que la temperatura superior corresponde de manera similar a la temperatura del ambiente ratificando y comprobando en todos los casos que el flujo de aire caliente siempre se presenta por la parte superior de la abertura.

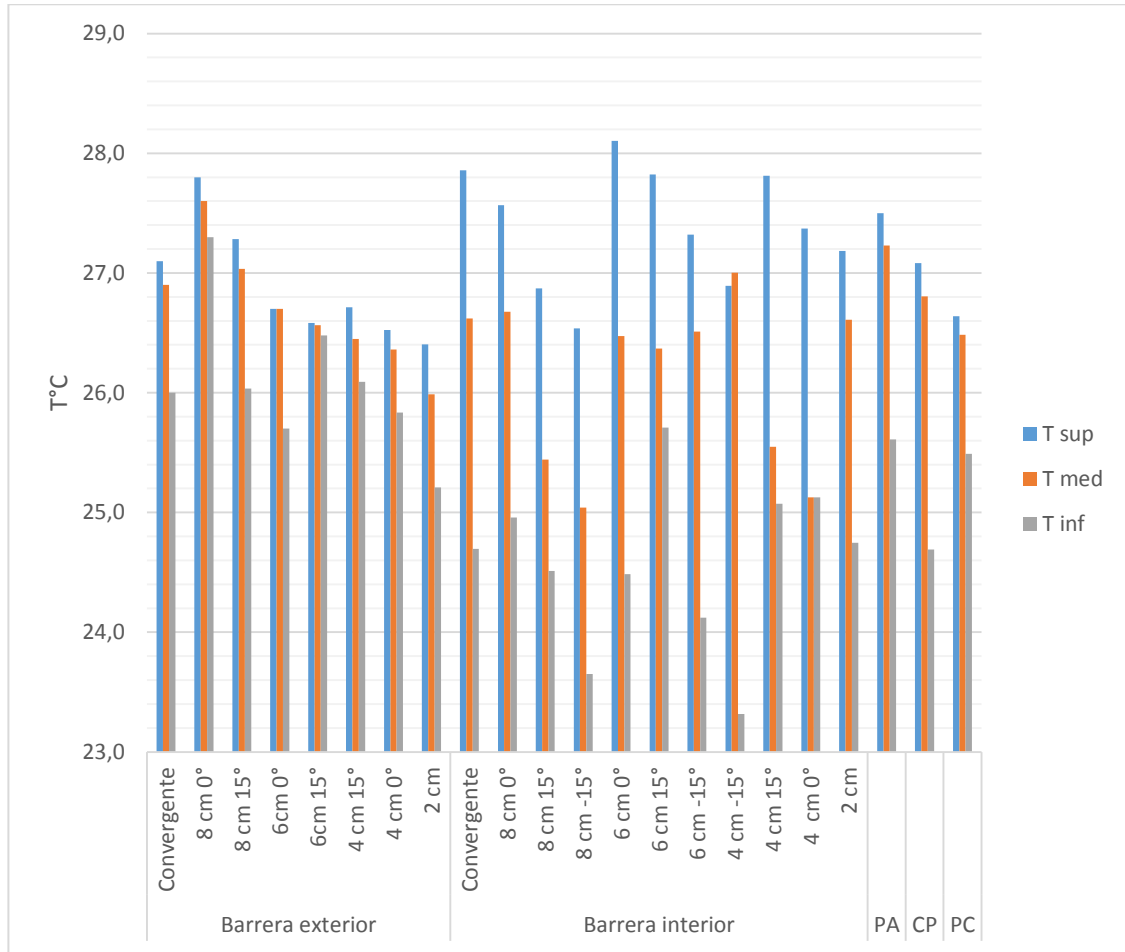
La temperatura media es menor que la temperatura superior y la temperatura en la parte inferior en promedio, para todos los casos, presenta una diferencia media de 2°C con la temperatura interior y en casos como barrera interna de 4cm -15° esta se acerca mucho al punto de referencia. Para casi todos los casos con excepción de la barrera de 4cm y 15° y 6cm 15° ubicada al interior se corrobora la teoría de que el flujo de aire frío tiene lugar en la parte inferior del sistema debido a que el aire interior es más frío y denso que el aire exterior.

Tabla 37. Temperaturas exteriores para cada combinación.

		Temperaturas exteriores		
Termocupla		1e	2e	3e
Configuraciones		T1e	T2e	T3e
Barrera exterior	Convergente	27,1	26,9	26,0
	8 cm 0°	27,8	27,6	27,3
	8 cm 15°	27,3	27,0	26,0
	6cm 0°	26,7	26,7	25,7
	6cm 15°	26,6	26,6	26,5
	4 cm 15°	26,7	26,5	26,1
	4 cm 0°	26,5	26,4	25,8
	2 cm	26,4	26,0	25,2
Barrera interior	Convergente	27,9	26,6	24,7
	8 cm 0°	27,6	26,7	25,0
	8 cm 15°	26,9	25,4	24,5
	8 cm -15°	26,5	25,0	23,7
	6 cm 0°	28,1	26,5	24,5
	6 cm 15°	27,8	26,4	25,7
	6 cm -15°	27,3	26,5	24,1
	4 cm -15°	26,9	27,0	23,3
	4 cm 15°	27,8	25,5	25,1
	4 cm 0°	27,4	25,1	25,1
	2 cm	27,2	26,6	24,7
PA		27,5	27,2	25,6
CP		27,1	26,8	24,7
PC		26,6	26,5	25,5

Fuente: Autores.

Figura 59. Temperaturas externas.



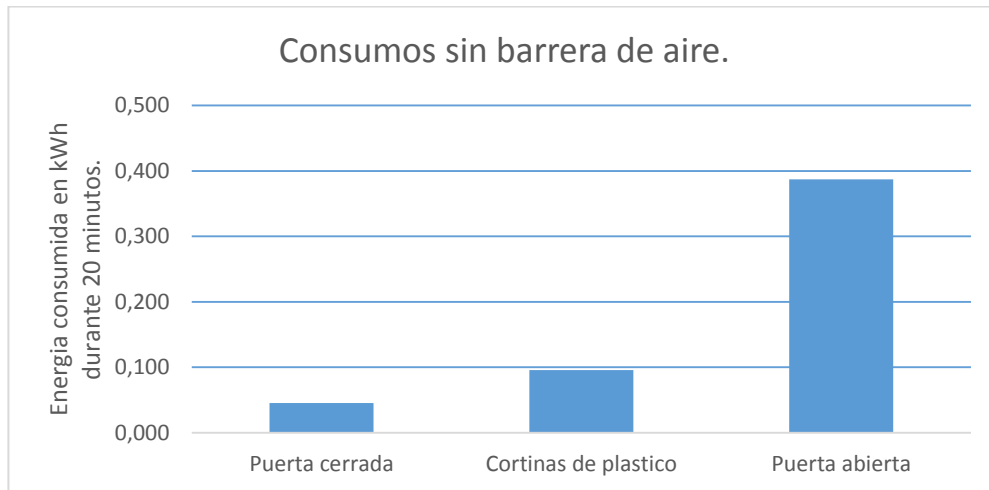
Fuente: Autores.

## 8.2 ANALISIS DEL CONSUMO DE POTENCIA.

Con los datos obtenidos de corriente, voltaje y factor de potencia se realizó el cálculo y estudio de la potencia y energía consumida durante el tiempo de prueba estipulado para todas las configuraciones para establecer la mejor opción teniendo en cuenta su comportamiento y eficiencia. A continuación en las figuras 60 a 64 se

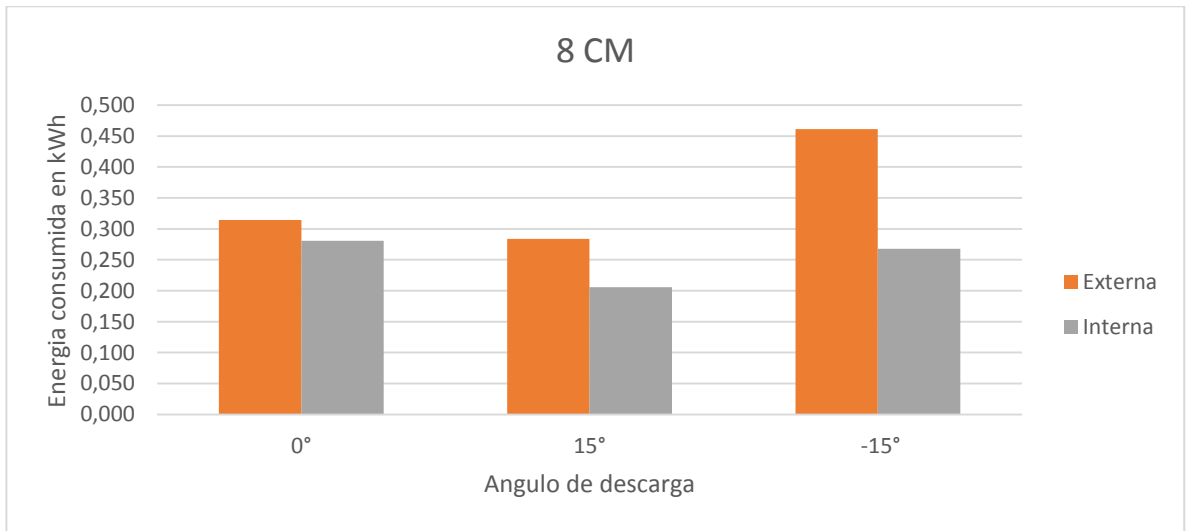
presentan la energía total (Prototipo mas sistema de refrigeración) consumida por cada combinación de parámetros en 20 minutos de funcionamiento del sistema.

Figura 60. Consumo sin barrera de aire.



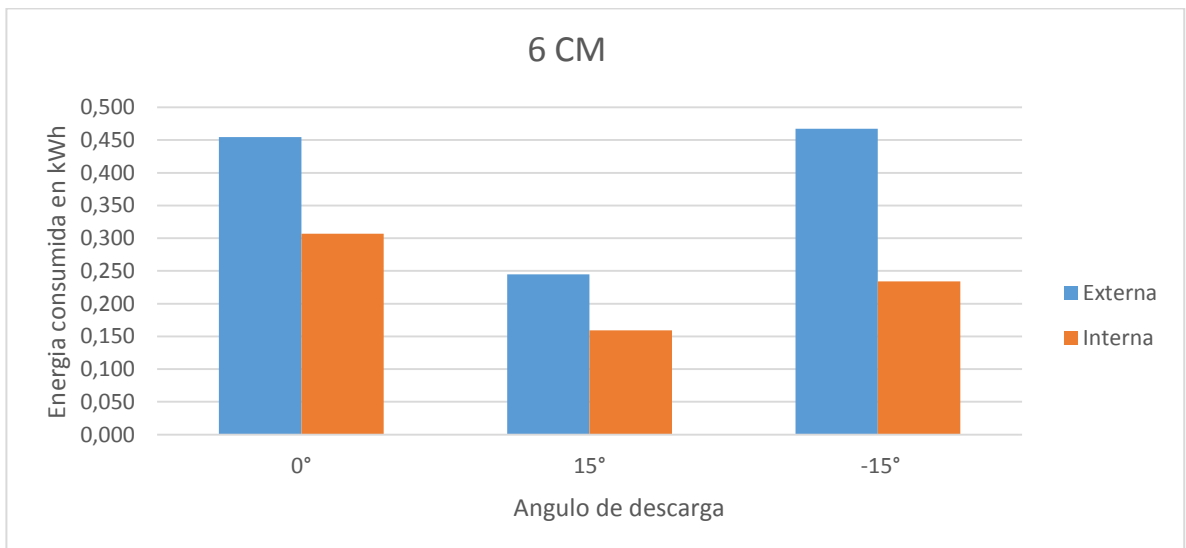
Fuente: autores.

Figura 61. Consumo boquilla 8 cm.



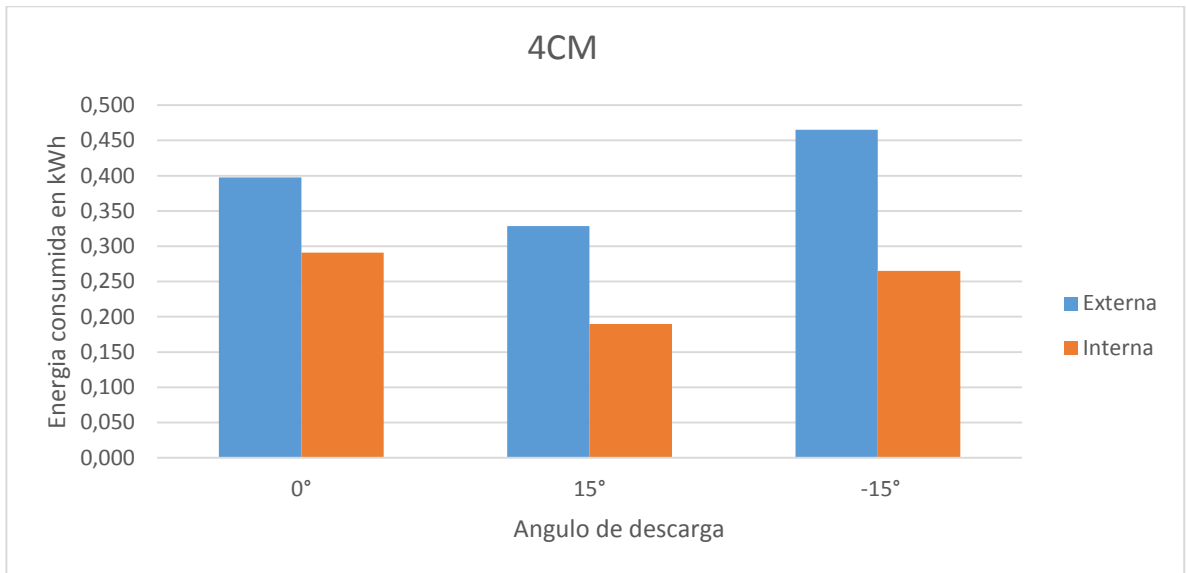
Fuente: autores.

Figura 62. Consumo boquilla 6 cm.



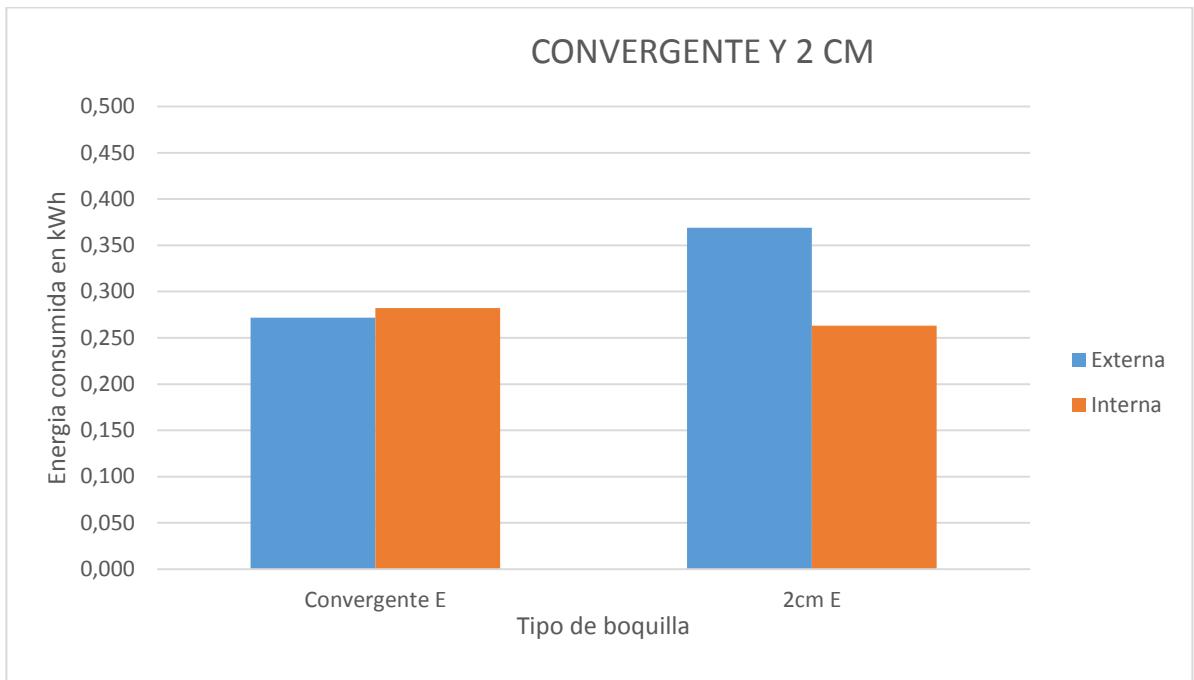
Fuente: autores.

Figura 63. Consumo boquilla 4 cm.



Fuente: autores.

Figura 64. Consumo boquillas convergente y 2 cm.



Fuente: Autores.

En la tabla 38 se presentan todos los datos de consumo además del porcentaje de ahorro de cada una de las combinaciones con respecto al sistema con la abertura sin ninguna separación.

El porcentaje de ahorro se calculó con respecto a la situación más crítica de las configuraciones, que es el de la puerta abierta sin ninguna barrera de aislamiento. Para un mayor entendimiento de los resultados obtenidos se generaron las figuras 65 y 66 donde se muestra cada configuración con respecto al porcentaje de ahorro generado por esta. Se puede observar también que para la puerta cerrada el ahorro no es 100% debido a que existen otras fuentes de calor y además la puerta no realiza un sello perfectamente hermético permitiendo pequeñas infiltraciones que causan otras ganancias de calor.

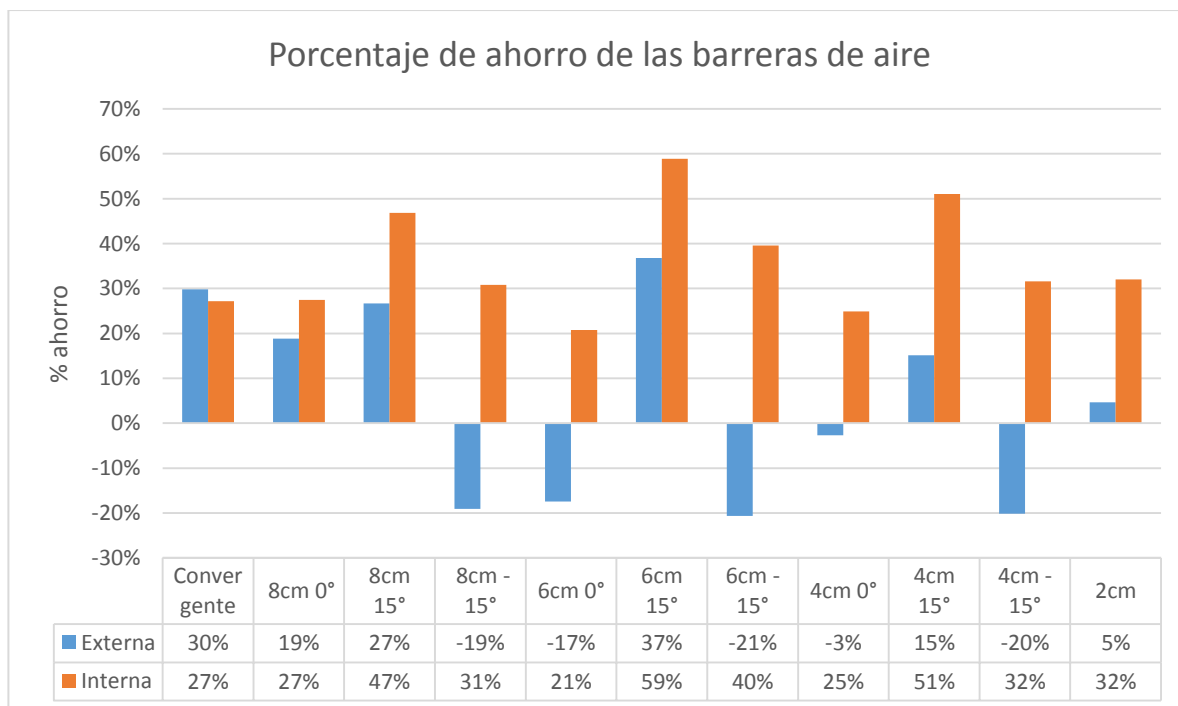
Tabla 38. Consumos totales en kWh y porcentajes de ahorro.

<b>CONFIGURACIONES</b>	<b>Energía gastada durante 20 min Cuarto</b>	<b>Energía gastada barrera</b>	<b>ENERGIA TOTAL</b>	<b>% ahorro</b>
Puerta cerrada	0,046	0,000	0,046	88%
Cortinas de plástico	0,096	0,000	0,096	75%
Puerta abierta	0,387	0,000	0,387	0%
Convergente E	0,120	0,152	0,272	30%
8cm 0° E	0,162	0,152	0,314	19%
8cm 15° E	0,213	0,071	0,284	27%
8cm -15° E	0,391	0,071	0,461	-19%
6cm 0° E	0,303	0,152	0,455	-17%
6cm 15° E	0,174	0,071	0,245	37%
6cm -15° E	0,397	0,071	0,467	-21%
4cm 0° E	0,246	0,152	0,398	-3%
4cm 15° E	0,258	0,071	0,329	15%
4cm -15° E	0,395	0,071	0,465	-20%

2cm E	0,217	0,152	0,369	5%
Convergente I	0,130	0,152	0,282	27%
8cm 0° I	0,129	0,152	0,281	27%
8cm 15° I	0,135	0,071	0,206	47%
8cm -15	0,197	0,071	0,268	31%
6cm 0° I	0,155	0,152	0,307	21%
6cm 15° I	0,089	0,071	0,159	59%
6cm -15° I	0,163	0,071	0,234	40%
4cm 0° I	0,139	0,152	0,291	25%
4cm 15° I	0,119	0,071	0,190	51%
4cm -15° I	0,194	0,071	0,265	32%
2cm I	0,111	0,152	0,263	32%

Fuente: Autores.

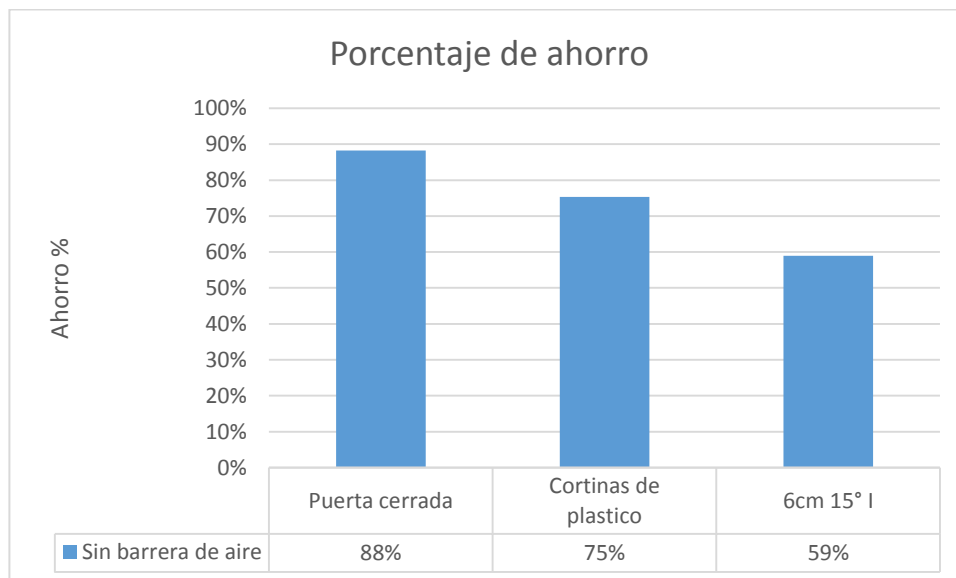
Figura 65. Porcentaje de ahorro de cada configuración de barrera de aire.



Fuente: autores.

Basados en el modelo de cálculo que se realizó donde se tomó que lo más eficiente en el caso de tener temperatura interior del recinto menor a la temperatura exterior es considerar la temperatura de impulsión de la barrera de aire muy similar o igual a la temperatura interior, se quiso demostrar experimentalmente el cumplimiento de esto por lo que se tomaron datos de la barrera de aire para los dos casos, uno de ellos en el que la barrera estaba ubicada en el interior y la otra en el exterior.

Figura 66. Ahorro del sistema.



Fuente: Autores.

En la figura 65 se puede observar que efectivamente la mejor eficiencia evidenciada en el porcentaje de ahorro se obtuvo para la mayoría de configuraciones que corresponden a la barrera de aire ubicada en el interior, evidenciando notablemente que la mejor opción es la ubicación de la barrera de aire interna con ancho de boquilla de 6cm a 15° de impulsión ya que el porcentaje

de ahorro obtenido fue del 58.91% representando así el cumplimiento de la base teórica, y acercándose de manera significativa a la opción de tener cortinas de plástico que lograron un ahorro del 75.31% pero que tiene desventajas con respecto a la estética y al impedimento del paso libre y cómodo de las personas, los cuales son requerimiento esenciales en el caso de la entrada de las oficinas.

### **8.3 ELECCION DE LA BARRERA DE AIRE**

Como se observa en los resultados, el sistema tiene un menor consumo de potencia y una mejor distribución de temperatura cuando se tiene barrera de aire interna. Para este caso la mejor combinación de parámetros (ancho de chorro, ángulo de chorro y ubicación del prototipo) se obtiene para un chorro de 6cm de ancho a 15° ubicado al interior del recinto acondicionado. Para esta combinación se alcanzó una temperatura promedio de 22.9° y un porcentaje de ahorro del 58.91%.

### **8.4 ANALISIS ECONOMICO**

#### **8.4.1 Presupuesto de la Barrera de aire**

Para la construcción y montaje de la barrera de aire fue necesario una inversión de \$690 000 pesos, los cuales se usaron para la compra de materiales, ventiladores, motor, carcasas y demás que fueron necesarios para la construcción y montaje del proyecto desarrollado en la Tabla 39 se muestra el presupuesto mencionado.

#### 8.4.2 Consumo gastado del sistema con puerta abierta.

Como se calculó anteriormente el consumo del sistema con puerta abierta durante 20 minutos fue de 0,3871 [kwh] si tomáramos como base que el sistema de refrigeración estará en funcionamiento durante 8 horas diarias y 5 días a la semana, además que el costo del kwh en Bucaramanga esta aproximadamente en \$360, obtendríamos un consumo anual eléctrico generado que se muestra en la tabla 40.

Tabla 39. Costos.

Concepto	Valor
Motor	\$ 100.000,00
Ventiladores	\$ 90.000,00
Placa base	\$ 20.000,00
Control eléctrico	\$ 100.000,00
Perfil de acero	\$ 50.000,00
Lamina	\$ 45.000,00
Tornillería	\$ 15.000,00
Otros	\$ 70.000,00
Mano de obra	\$ 200.000,00
Total	\$ 690.000,00

Fuente: Autores.

En la Tabla 40 se muestra que el consumo que se genera al tener el sistema a las condiciones descritas será de \$802.725 pesos aproximadamente en un año.

Tabla 40. Consumo gastado del sistema con puerta abierta.

Consumo 20 min[kwh]	Costo [kwh]	Costo mensual[pesos]	Costo anual[Pesos]
0,387	360	66893,75	802725,07

Fuente: Autores.

#### 8.4.3 Consumo generado por el sistema con la barrera de aire de mayor eficiencia.

A partir de la elección de la mejor opción con respecto al comportamiento y ahorro de potencia del sistema, se calculara ahora el costo energético generado por la barrera de aire interna con ancho de boquilla de 6cm a 15° de impulsión teniendo en cuenta que su funcionamiento se llevara a cabo durante 8 horas diarias, 5 dias a la semana y que el costo del Kwh en Bucaramanga corresponde a \$360 pesos. En la tabla 41 se podrá encontrar el costo anual generado.

Tabla 41. Costo de consumo con barrera de aire.

Consumo 20 min[kwh]	Costo kwh	Costo mensual[pesos]	Costo anual[Pesos]
0,159	360	27484,15	329809,83

Fuente: Autores.

En la Tabla 41 se muestra que el consumo que se genera al tener el sistema a las condiciones descritas será de \$329.810 pesos aproximadamente en un año, siendo menor que el obtenido al consumo ocasionado por la puerta abierta sin ningún medio de separación.

#### **8.4.4 Tiempo de retorno de la inversión con aplicación en la oficina.**

Para lograr una aproximación más exacta con respecto al consumo del sistema de aire acondicionado en la zona de oficinas de secretaria se realizó el cálculo de este para diferentes horas del día. La zona de oficinas tiene un horario que va desde las 8:00 hasta las 12:00 y desde las 14:00 hasta las 18:00.

Los valores de temperatura van en incremento desde las 8:00 llegando a un máximo a las 15:00, teniendo un mínimo de 25°C y un máximo de 28°C. Estableciendo una temperatura promedio para cada rango de tiempo se calcula el consumo energético de igual forma que se hizo en el capítulo 2 de este libro. La Tabla 42 muestra el resultado para cada una de los tiempos de cálculo.

Para simplicidad del cálculo se tomará que los valores de iluminación, calor de personas y conducción interior permanecerán constantes durante todo el día.

Al ser instalada la barrera de aire el sistema reduciría su consumo debido a las infiltraciones en un 60% según lo arrojan los resultados experimentales. En la tabla 43 se muestra la comparación entre el consumo en cada hora con la barrera de aire y al carga total.

Al igual que para el cálculo de costo de consumo del experimento se calculó el consumo del aire acondicionado instalado en la zona de oficinas basados en los valores calculados anteriormente. La Tabla 43 muestra el costo operacional del

aire instalado en cada hora durante todo el mes para llegar a un total mensual. Además también se muestra el costo de sistema si fuera colocada la barrera de aire con una eficiencia del 60%.

Tabla 42. Carga a diferentes horas en BTU/h.

Rango	Tex°F	Infiltraciones		Conducción exterior	Radiación vidrios	Totales		
		Sensible	Latente			Latente	Sensible	Total
8 a 9	77	747,2	4913,9	432,4	1438,3	5678,9	2931,2	8610,0
9 a 10	78,8	1659,8	7188,3	780,1	1902,5	7953,3	4063,9	12017,1
10 a 12	80,6	2714,3	9856,2	1370,0	2506,9	10621,2	5540,8	16162,0
14 a 15	82,6	3787,2	12883,3	2212,3	2044,4	13648,3	6495,0	20143,3
15 a 16	82,6	3787,2	12883,3	2473,1	1849,3	13648,3	6538,1	20186,4
16 a 17	80,6	2714,3	9856,2	2390,6	1625,2	10621,2	5632,0	16253,2

17 a 18	78,8	1659,8	7188,3	2327,1	1843,2	7953,3	5041,0	12994,2
------------	------	--------	--------	--------	--------	--------	--------	---------

Fuente: autores.

Tabla 43. Consumo energético a diferentes horas en BTUh.

Rango	Totales			Con barrera
	Latente	Sensible	Total	
8 a 9	5678,9	2931,2	8610,0	6745,2
9 a 10	7953,3	4063,9	12017,1	8832,0
10 a 12	10621,2	5540,8	16162,0	11515,3
14 a 15	13648,3	6495,0	20143,3	13535,2
15 a 16	13648,3	6538,1	20186,4	13600,9
16 a 17	10621,2	5632,0	16253,2	11654,2
17 a 18	7953,3	5041,0	12994,2	10319,7
Promedio Diario	10017,8	5177,4	15195,2	10886,1

Fuente: Autores.

Dado que el sistema instalado tiene una capacidad de 18000 BTU/h, cuando la carga sea mayor que la capacidad instalada el sistema permanecerá encendido sin superar esta potencia, por tanto se presenta también en la tabla 44 el consumo del aire instalado y el consumo si se instalará un sistema que cubriera con toda la carga máxima registrada que sería lo correcto.

Al realizar el cálculo del tiempo de retorno de la inversión se obtiene una relación del beneficio que se genera a futuro con relación a la inversión que se requiere, basándonos en el consumo que se ahorrará al implementar la barrera de aire anualmente, se hallará en cuanto tiempo se recupera la inversión de \$690.000 pesos, a continuación mostraremos el modelo de cálculo a usar:

$$AM = CEAPA - CEABA$$

( 62 )

Tabla 44. Costo operacional del aire instalado en pesos.

<b>Rango</b>	<b>Costo Total</b>	<b>Con barrera</b>	<b>Instalado</b>
8:00 a 9:00	7123,0	5580,3	7123,0
9:00 a 10:00	9941,7	7306,7	9941,7
10:00 a 12:00	13370,7	9526,5	13370,7
14:00 a 15:00	16664,4	11197,6	14477,6
15:00 a 16:00	16700,1	11251,9	14477,6
16:00 a 17:00	13446,2	9641,4	13446,2
17:00 a 18:00	10750,0	8537,4	10750,0
<b>Mensual Total</b>	<b>87996,2</b>	<b>63041,8</b>	<b>83587,0</b>

Fuente: Autores.

Donde AM es el ahorro mensual, *CEAPA* corresponde al costo energético mensual consumido por el sistema instalado con la puerta abierta y *CEABA* es el costo energético mensual con la barrera de aire. Teniendo el ahorro mensual podemos calcular el tiempo de retorno de la inversión mediante el Valor Presente Neto. Para este cálculo se usara una tasa de interés conservativa del 1.0% mensual. Para lo cual se tiene la fórmula 63.

$$VPN = \frac{AM(1 - (1 + i)^{-n})}{i} - I \quad (63)$$

Donde *I* es la inversión inicial, *i* es la tasa de interés y *n* es el número de meses para el retorno de la inversión. Para calcular el tiempo de retorno de la inversión hacemos el valor presente neto igual a cero y despejando la ecuación tenemos los resultados de la Tabla 45.

Tabla 45. Retorno de la inversión.

	<b>Instalado</b>	<b>Total</b>
<b>Ahorro</b>	\$ 20.545,18	\$ 24.954,42
<b>Retorno</b>	41 Meses	32 Meses

Fuente: Autores.

En la tabla 45 se muestran los resultados con lo que podemos concluir que el tiempo de retorno de la inversión corresponde a 41 meses con respecto al sistema de aire acondicionado instalado. Se ha de tener en cuenta que para el desarrollo del prototipo se contaron únicamente con recursos propios y materiales locales por lo cual el costo del mismo se vio incrementado, este costo se puede reducir fácilmente. Si se lograra producir o adquirir un sistema de generación de barrera de aire con un costo de 500.000 pesos el tiempo de retorno de dicha inversión se ve reducido a 28 meses con respecto al instalado y 22 meses con respecto al sistema total dando como conclusión que la implementación de una barrera de aire para generar el aislamiento es una estrategia y opción viable para el ahorro energético, la cual contribuye no solo a un ahorro económico sino que también es una solución amigable con el medio ambiente que se ve severamente afectado por el consumo energético excesivo que se viene dando en pleno siglo XXI.

## CONCLUSIONES

- Se diseñó y construyó un prototipo de barrera de aire que reduce la carga generada por las infiltraciones a través de una abertura en un local acondicionado, reduciendo así el consumo energético del sistema dando beneficios económicos y ambientales.
- Se lograron resultados exitosos de ahorro hasta de un 58% que concuerdan con las eficiencias calculadas en los modelamientos teóricos realizados para una barrera de aire, según los cuales, este sistema de separación tiene un porcentaje de ahorro en promedio del 60% pudiendo llegar hasta un 80%.
- Con respecto al análisis de la carga térmica en zona de oficinas se concluye que la mayor parte de la carga es debida a las infiltraciones por la puerta abierta. También se pudo observar que el sistema de aire acondicionado instalado en la secretaria en los casos de carga crítica permanece encendido debido a que la carga total es superior a la que él puede suplir, esto se comprobó con la experiencia de los ocupantes de esta zona y de los autores.
- Con respecto al diseño y construcción del prototipo se pudo concluir que este es sencillo y no requiere procesos arduos y costosos de manufactura por lo cual una producción masiva de estos dispositivos sería más económica de lo que costó el prototipo.
- Se diseñó un montaje experimental en el cuarto frío del laboratorio de Sistemas Térmicos de la Escuela de Ingeniería Mecánica el cual permitió observar el comportamiento de diferentes variables como la temperatura interior y exterior y consumo energético del sistema de generación de frío del cuarto bajo los

diferentes escenarios de funcionamiento (Cortinas de plástico, Puerta abierta, Puerta cerrada y diferentes configuraciones de la barrera de aire).

- Con respecto a las diferentes configuraciones del prototipo se concluyó que:
  - El lugar de instalación del sistema de separación de ambiente afecta su eficiencia dando como resultado que la mejor opción es ubicar la barrera de aire en el interior del local en el caso que este es más frío que el ambiente exterior.
  - Con respecto al ancho del chorro se pudo observar que este no afecta de manera significativa la eficiencia de la barrera de aire si posee la velocidad indicada.
  - La velocidad del chorro es determinante para lograr la eficiencia de la barrera de aire ya que esta es la que logra contrarrestar la diferencia de presión generada por el delta de temperaturas y la presión debida a las corrientes de aire.
  - Experimentalmente el ángulo de descarga del chorro de aire afecta de manera significativa la eficiencia del sistema, se observó que el mejor comportamiento y eficiencia para todas las configuraciones se logró con un ángulo de  $15^\circ$  hacia el exterior, también se observó que para la mayoría de las configuraciones un ángulo de  $15^\circ$  hacia el interior presenta una eficiencia mucho menor y en varios casos aumenta la carga en el sistema. Este resultado concuerda con el modelamiento matemático realizado ya que para  $15^\circ$  hacia el interior el programa indica que no es el ángulo adecuado y que se debe elegir uno positivo para lograr el correcto funcionamiento de la barrera de aire.
  - Se llegó a la conclusión que en conjunto la mejor configuración de las variables estudiadas se presenta cuando se tiene un ancho de descarga de 6cm y un ángulo de  $15^\circ$  hacia el exterior con una velocidad de 3 m/s. Al tener una velocidad baja para el funcionamiento de la barrera el

prototipo consumirá menos energía eléctrica disminuyendo la energía total consumida.

- Se realizó un análisis económico basado en el funcionamiento del prototipo en el cuarto frío el cual arrojó como resultado la viabilidad en la instalación de un sistema de barrera de aire el cual generara un retorno de la inversión de 20 meses y además contribuirá a la reducción del gasto energético a partir del mes 21.
- Se concluyó que la instalación de una barrera de aire para la zona de oficinas de secretaria de la escuela de Ingeniería Mecánica reducirá el costo de funcionamiento del sistema de aire acondicionado logrando un tiempo de retorno de la inversión de 41 meses el cual se puede disminuir hasta 28 meses. Lo que muestra la viabilidad de la adquisición de una barrera de aire para ser instalada en la zona de acceso a las oficinas, lo que generará un fomento en nuevas estrategias de ahorro energético dentro de la Universidad Industrial de Santander y la región que reducen el impacto ambiental ocasionado por los sistemas de aire acondicionado.

## RECOMENDACIONES

- Si se decide adquirir un sistema de generación de barrera de aire este debe ser ubicado al interior del local y se debe garantizar el cumplimiento de la velocidad y ancho de chorro dado por el programa de modelamiento de aire durante todo el tiempo de funcionamiento del sistema.
- El prototipo puede ser mejorado en los siguientes aspectos:
  - El motor adquirido presenta consumos grandes y ruido excesivo los cuales se pueden reducir si se escoge un motor de mayor eficiencia.
  - Para lograr una velocidad de chorro de aire más exacta se recomienda realizar un sistema de control digital más preciso.
  - Para lograr un chorro de aire más uniforme se recomienda el uso de un solo ventilador centrífugo pues para el experimento fueron usados 3 ventiladores debido a la facilidad de adquisición de estos.
  - Para ampliar el tipo de pruebas puede ser posible la comparación del chorro de aire generado por ventiladores centrífugos y axiales.
  - En futuros experimentos, de ser posible, se debería ampliar el tipo de boquillas a usar.
- Para futuros estudios se recomienda que las pruebas de consumo sean realizadas directamente en el sitio de instalación de la barrera de aire para así garantizar resultados más reales.
- Si es posible adquirir diferentes sistemas de generación de barrera de aire en el mercado local, se podría realizar también un análisis del ahorro energético generado por dichos sistemas.

- Se recomienda realizar estudios del funcionamiento del sistema a diferentes velocidades para un ancho y ángulo de chorro de aire dados.
- Si se requieren resultados teóricos más exactos se deben realizar análisis de cargas térmicas y modelamientos de chorro de aire mucho más complejos como un modelamiento CFD.

## BIBLIOGRAFIA.

- [1] PITA EDWARD G. Acondicionamiento de aire: Principios y sistemas. Capítulo 6. Calculo de cargas de enfriamiento. Compañía editorial continental, S.A de C.V, México, 1994.
- [2] ASHRAE. Ashrae Handbook Fundamentals. Chapter 27. Ventilation and Infiltration, 2005.
- [3] AIRTECNICS. Cortinas de aire: Fundamentos [online], Disponible en internet: [www.cortinasdeaire.es](http://www.cortinasdeaire.es)
- [4] SALVADOR ESCODA S.A. Manual práctico de Ventilación [Catalogo técnico]. Barcelona, España: 2012.
- [5] CENGEL YONUS A. Transferencia de Calor. Mc Graw Hill, 2004.
- [6] GOMEZ, Martha Liliana y BARAJAS, Daniel Eduardo. Determinación del consumo energético de un sistema de refrigeración en carga parcial bajo esquemas de control continuo y control on/off. Trabajo de grado Ingeniero Mecánico. Bucaramanga: Universidad Industrial de Colombia. Facultad de Ingenierías Físico Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2009. 290p.
- [7] SWAMI Y CHANDRA. Infiltration and Natural Ventilation Model for whole building energy simulation of residential buildings. En: Ashrae Conference (Junio 28 a Julio 2, 2003: Kansas City, Missouri) Golden Colorado: Marzo 2003. 23p.
- [8] HAYES F.C. Y STOECKER. W.F. Desing for air curtains. 12p. ASHRAE Transactions. 1969. p. 168 a 179.

- [9] HAYES F.C. Y STOECKER. W.F. Heat transfer characteristics of the air curtain. Design for air curtains. 12p. ASHRAE Transactions. 1969. p. 153 a 167.
- [10] KAI SIREN. Technical dimensioning of a vertically upwards blowing air curtain, Part I. Laboratory of Heating Ventilating and Air Conditioning, Helsinki University of Technology. Hut, Finlandia: Octubre, 2002. 15p.
- [11] KAI SIREN. Technical dimensioning of a vertically upwards blowing air curtain, Part II. Laboratory of Heating Ventilating and Air Conditioning, Helsinki University of Technology. Hut, Finland: Octubre, 2002. 9p.
- [12] ISO 9972:1996 Thermal Insulation—Determination of Building Airtightness-Fan Pressurisation Method, International Organisation for Standardisation, 1996.

**ANEXO A. FICHA TECNICA MINI SPLIT INSTALADO**



# HI WALL 60 Hz

## Features:

**R-410A**  
REFRIGERANT

- Cooling Only
- R-410A refrigerant
- Remote control
- LED Display
- Sleep Mode
- Easy clean panel
- Quiet operation
- Auto restart function
- Dehumidification Mode
- Anti Mildew
- Auto Diagnostic function



TECHNICAL SPECIFICATIONS					
Outdoor Unit Model No.		CG41A-009-H3U1C	CG41A-012-H3U1C	CG41A-018-H3U1C	CG41A-024-H3U1C
Model number including piping kit		CG41A-009PH3U1C	CG41A-012PH3U1C	CG41A-018PH3U1C	CG41A-024PH3U1C
Power supply		208-230V/60Hz/1Ph			
Cooling capacity	BTUH	9,000	12,000	18,000	24,000
SEER	BTUH/W; W/W	9.28; 2.72	9.38; 2.75	8.70; 2.55	8.28; 2.42
Dimensions (W x H x D)	mm	600x500x232	700x552x256	760x552x256	902x650x307
Net Weight	kg	24	28	35	52
Packing dimensions (W x H x D)	mm	754x542x353	803x598x380	863x598x376	1037x705x433
Gross weight	kg	27	31	39	58
Voltage range	V	198-253	198-253	198-253	198-253
Current	A	4.4	5.8	9.1	13.2
Compressor		Rotary	Rotary	Rotary	Rotary
Noise level	dB(A)	52	55	58	60
Connecting Pipe (Gas)	Inches	3/8"	3/8"	1/2"	5/8"
Connecting Pipe (Liquid)	Inches	1/4"	1/4"	1/4"	3/8"
Indoor Unit Model No.		CH41A-009-H3U1C	CH41A-012-H3U1C	CH41A-018-H3U1C	CH41A-024-H3U1C
Dimensions (W x H x D)	mm	718x240x180	770x240x180	898x280x202	1033x313x202
Net weight	kg	7	8	11	14
Packing dimensions (W x H x D)	mm	805x305x255	855x305x255	995x365x298	1103x400x300
Gross weight	kg	9	10	14	17
Noise level	(Hi/Med/Lc)	36/34/32	39/36/34	48/46/44	48/46/43
Maximum pipe length	m	15	15	15	15
Maximum vertical separation	m	5	5	5	5

Carrier InterAmerica Corporation  
Miami, Florida USA

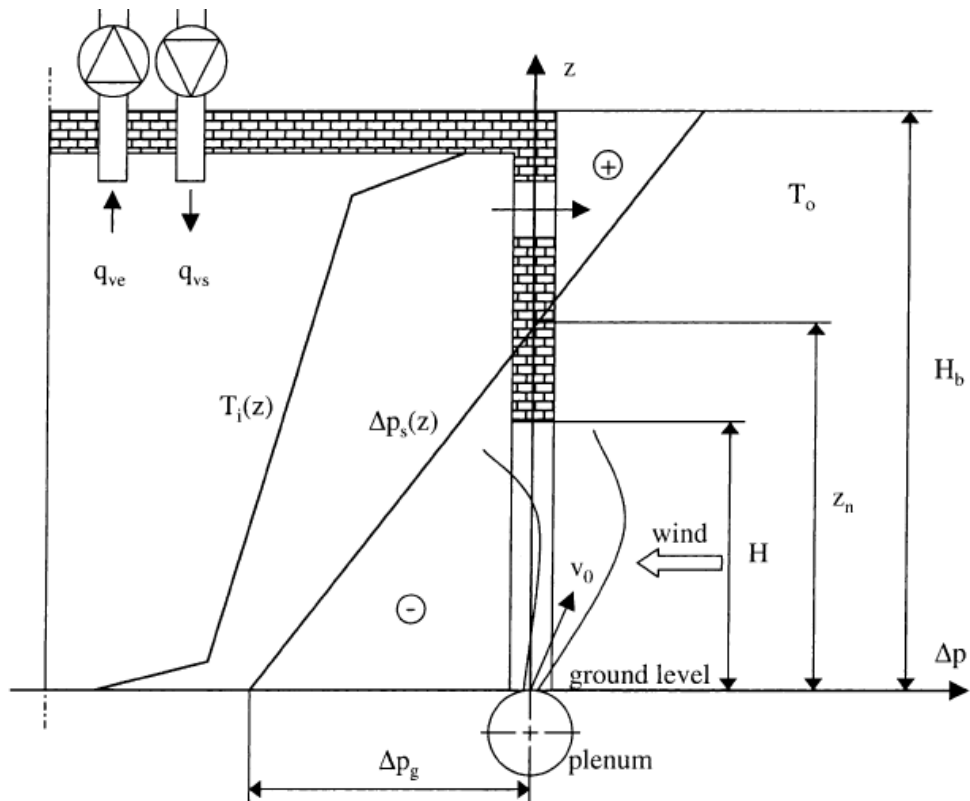
Authorized Dealer:

CGH-41A-3-SL-1

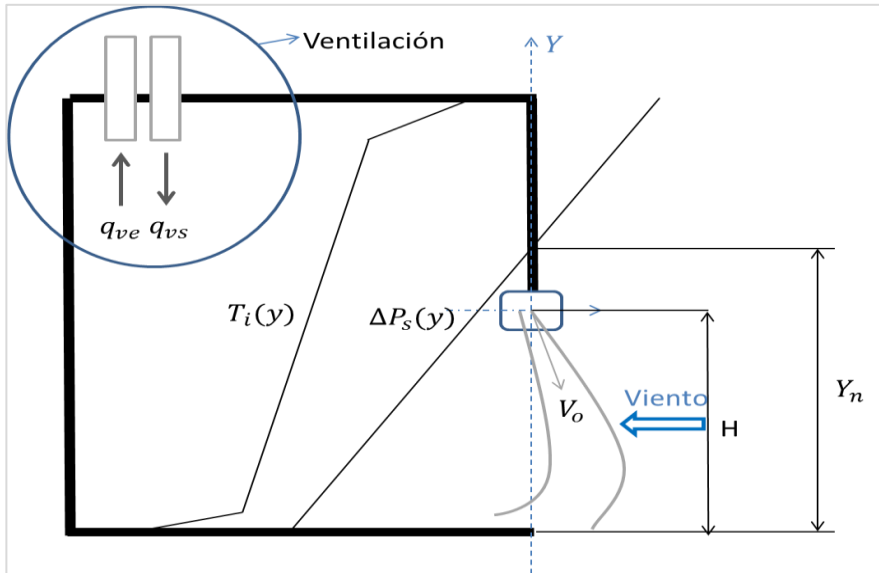
**ANEXO B. ECUACIONES Y CAMBIO DE COORDENADAS.**

## ANEXO B

En el modelo básico mostrado por SIREN la barrera de aire se encuentra instalada en la parte inferior es decir en el piso, donde igualmente se encuentra el punto de referencia del sistema de coordenadas usado, como se muestra a continuación:



En el modelo básico se tiene que la coordenada  $z$  (vertical) hacia arriba era positivo para todos los casos. Sin embargo el cálculo que se llevó a cabo durante el proyecto, aunque tenía como base el mismo modelo lo único que cambia es su sistema de coordenadas donde el punto de referencia fue trasladado al lugar de ubicación de la barrera de aire para el caso de estudio, que actualmente correspondía a la posición superior de la puerta, como se muestra en la siguiente figura:



Donde la coordenada vertical se llamó “Y”, y será positiva hacia abajo desde el punto de referencia. Por lo anterior las ecuaciones que se pueden ver afectadas son el diferencial de presión aerostática, y el balance de momento de impulso en el volumen de control de la puerta (ecuación de nos da el dimensionamiento de la barrera), pero dado que el punto de referencia quedo ubicado en la parte superior de la puerta y la altura de la abertura sigue permaneciendo igual que en el modelo básico “H” las ecuaciones quedan como se muestra:

- Diferencial de presión aerostática.

$$\Delta P_s(y) = (\rho_o - \rho_i)g * (y - y_n)$$

Dónde:

$$y_n = \left( \left( \frac{A_u}{A_1} \right)^m H_u + H_l \right) / \left( \left( \frac{A_u}{A_1} \right)^m + 1 \right)$$

- Diferencial de presión inducida por el viento.

$$\Delta P_w = \frac{1}{2} C_p * \rho_o * V_w^2$$

- Balance de momento de impulso en el volumen de control de la puerta.

$$W \int_0^H [(P_o(y) - P_i(y))(H - y)] dy = \rho_o A_o V_o^2 \sin \alpha_o H - \rho_o A_o V_o^2 \cos \alpha_o X_1$$

En esta integral podemos ver el mismo comportamiento del modelo actual con el modelo planteado por SIREN, debido a que los limites vienen dado por la altura de la abertura que para los dos casos varia de 0 a H(+), por lo que resulta lo que se muestra a continuación:

$$\dot{M}_o = \rho_o b_o V_o^2 = [H / (2(\sin \alpha_o - (\frac{x_1}{H}) \cos \alpha_o))] * \left[ (\rho_o - \rho_i) g \left( z_n - \frac{1}{3} H \right) + \frac{1}{2} C_p \rho_o V_w^2 \right]$$

Dónde:

$$X_1 = 0.208 \sqrt{b_o H}$$

Todas las variables son definidas y especificadas en el capítulo 3.

## **ANEXO C. GUIDE DEL PROGRAMA EN MATLAB.**

# DIMENSIONAMIENTO DE UNA BARRERA DE AIRE

## DATOS FISICOS DEL LUGAR

Temperatura alrededor del local [°C]

Temperatura interna del local [°C]

Velocidad del viento (Estacion meteorologica) [m/s]

Alura estacion meteorologica [m]

Angulo de incidencia del viento

Caracteristicas del Terreno

## DATOS DE LA BARRERA DE AIRE

Altura de la abertura [m]

Ancho de la abertura [m]

Ancho de la boquilla de impulsión [m]

Angulo de impulsión [°]

## EFICIENCIA DE LA BARRERA DE AIRE

Costo Infrasonidos [pesos]

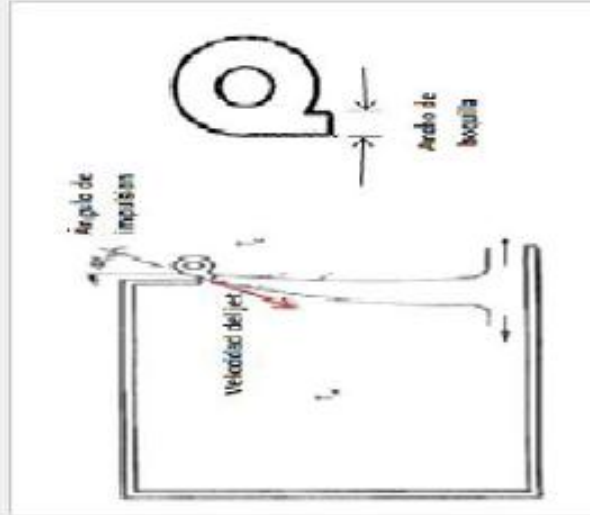
Costo con Barrera [pesos]

Ahorro [pesos]

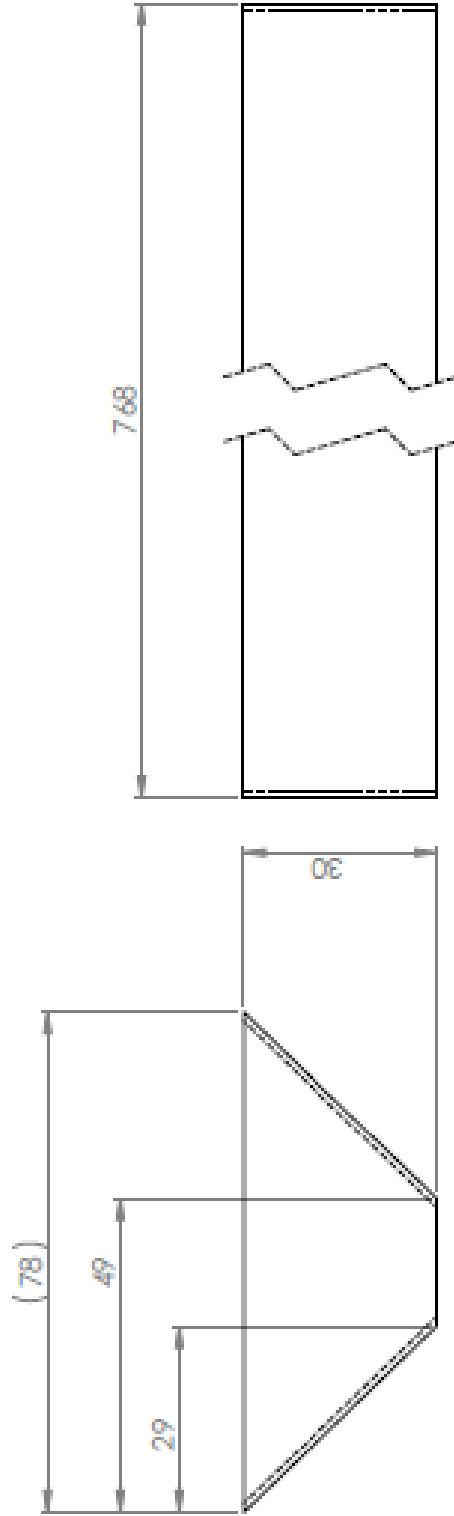
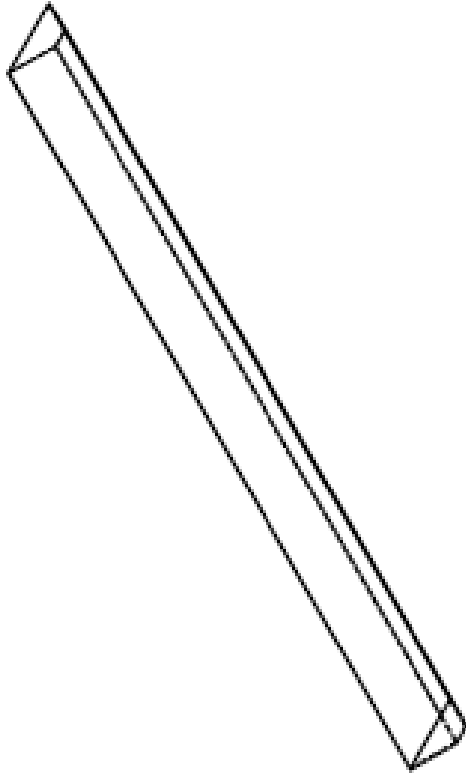
## VELOCIDAD DEL CHORRO DE IMPULSION

[m/s]

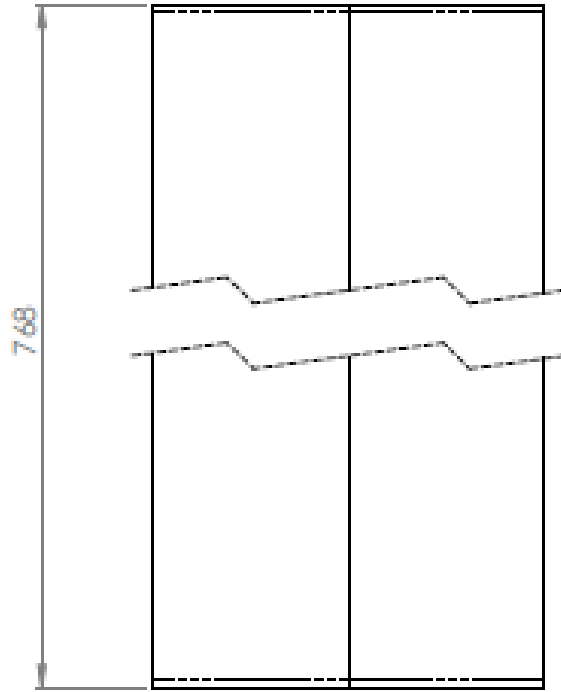
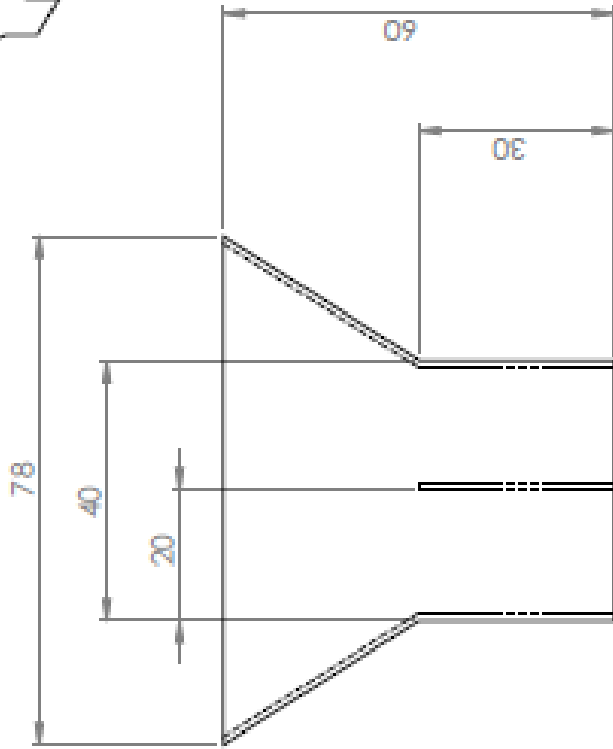
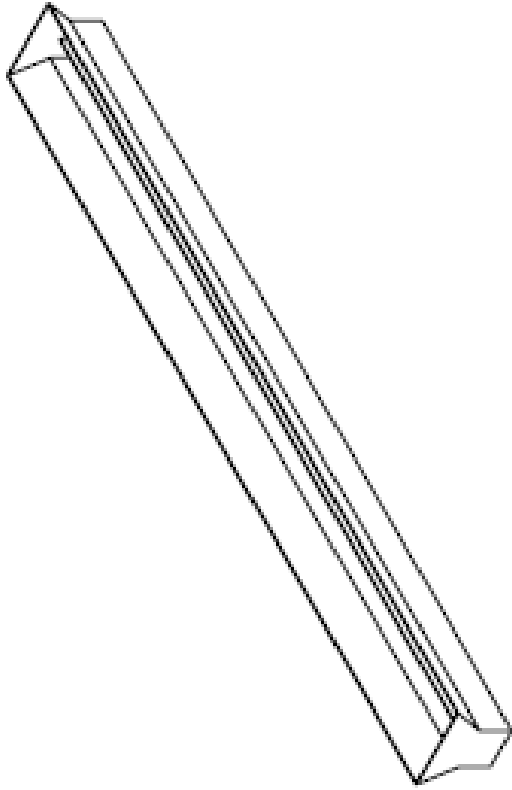
CALCULAR



**ANEXO D. PLANOS DEL PROTOTIPO.**



María Fernanda Santoyo Gomez	ESCALA: 1:1	Julio de 2013	B2
Juan David Carvajal Alzate	Medidas: mm	UIS	ANEXO D



María Fernanda Santoyo Gomez

ESCALA: 1:1

Julio de 2013

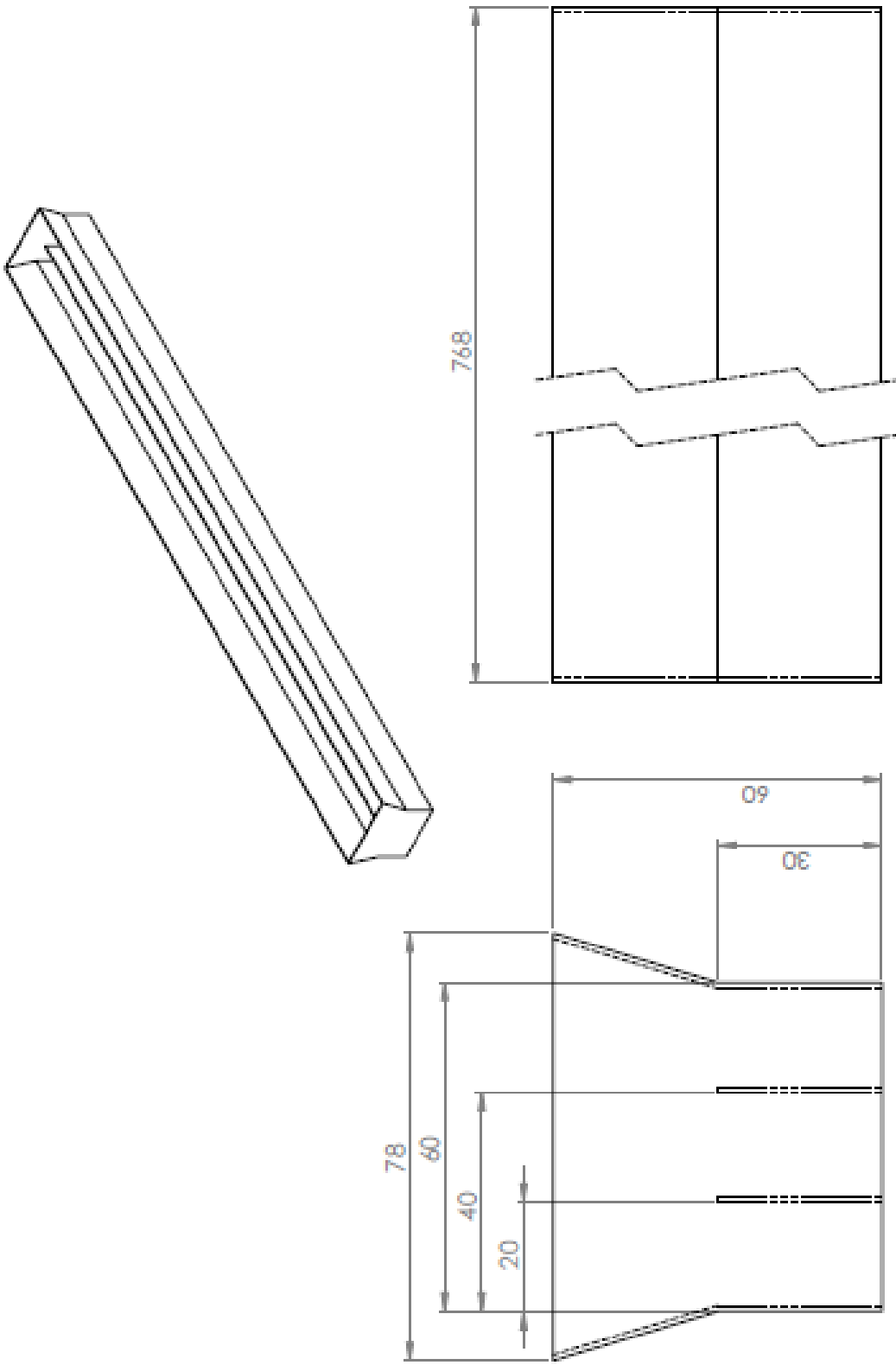
**BOQUILLA 4**

Juan David Carvajal Abate

Medidas: mm

**UIS**

**ANEXO D**



María Fernanda Santoyo Gomez

ESCALA: 1:1

Julio de 2013

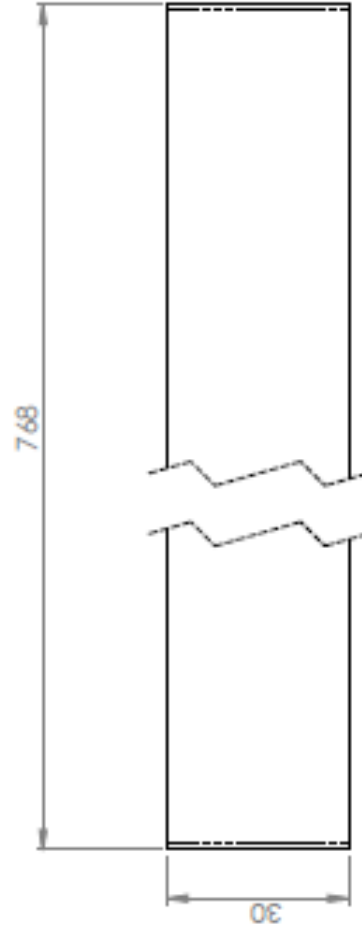
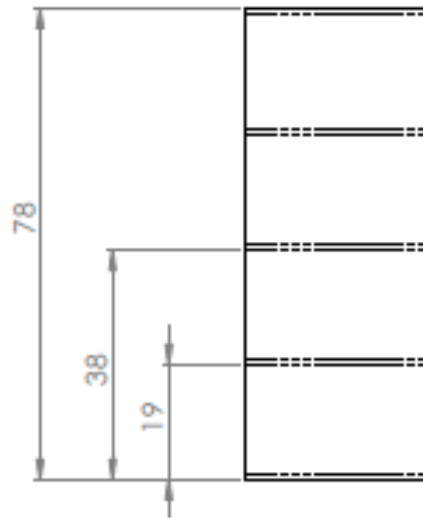
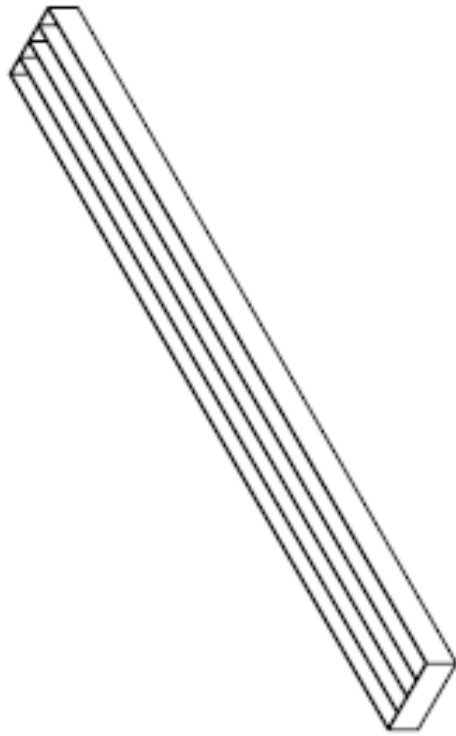
BOQUILLA 6

Juan David Carvajal Alzate

Medidas: mm

UIS

ANEXO D



María Fernanda Santoyo Gomez

ESCALA: 1:1

Julio de 2013

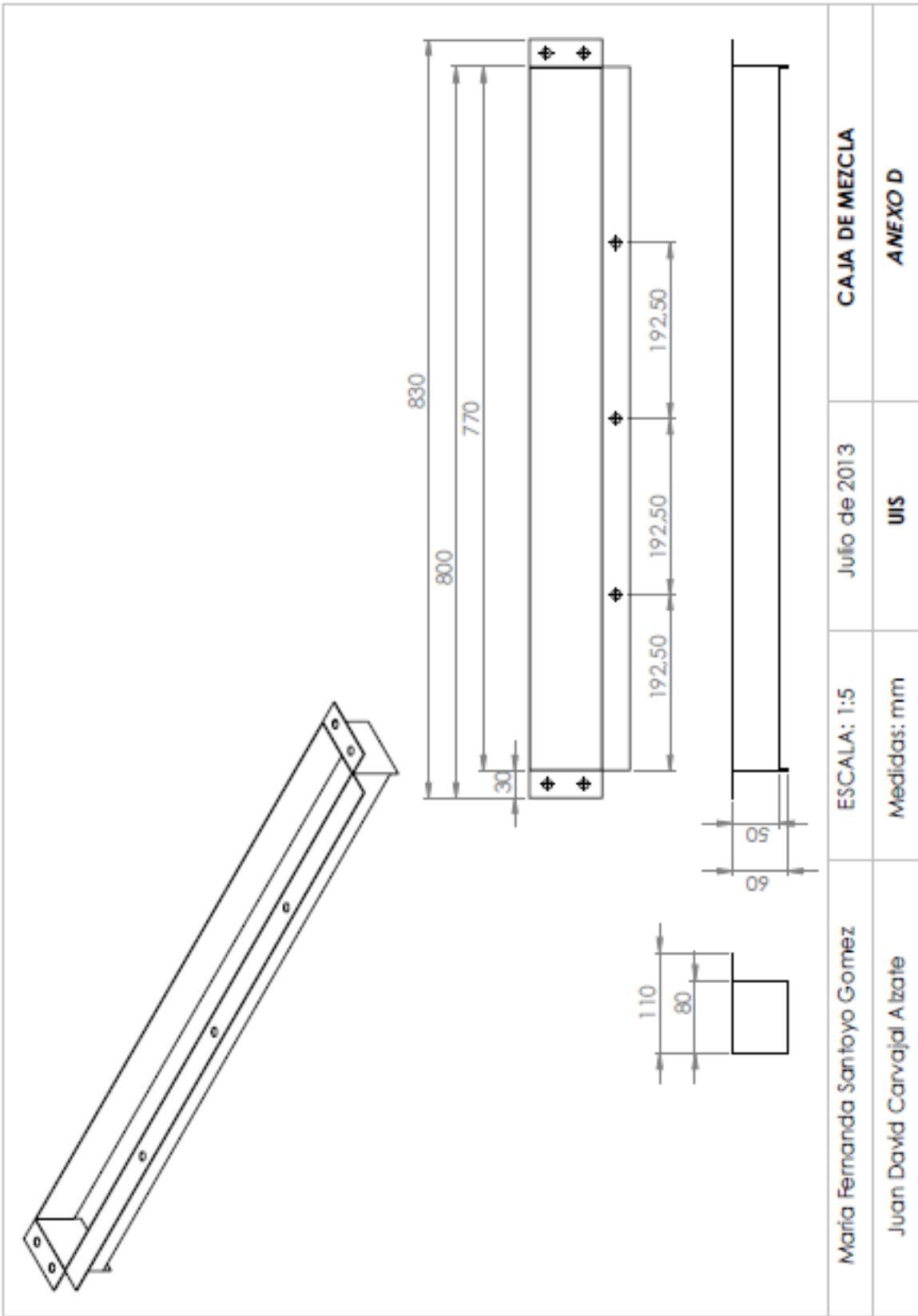
**BOQUILLA 8**

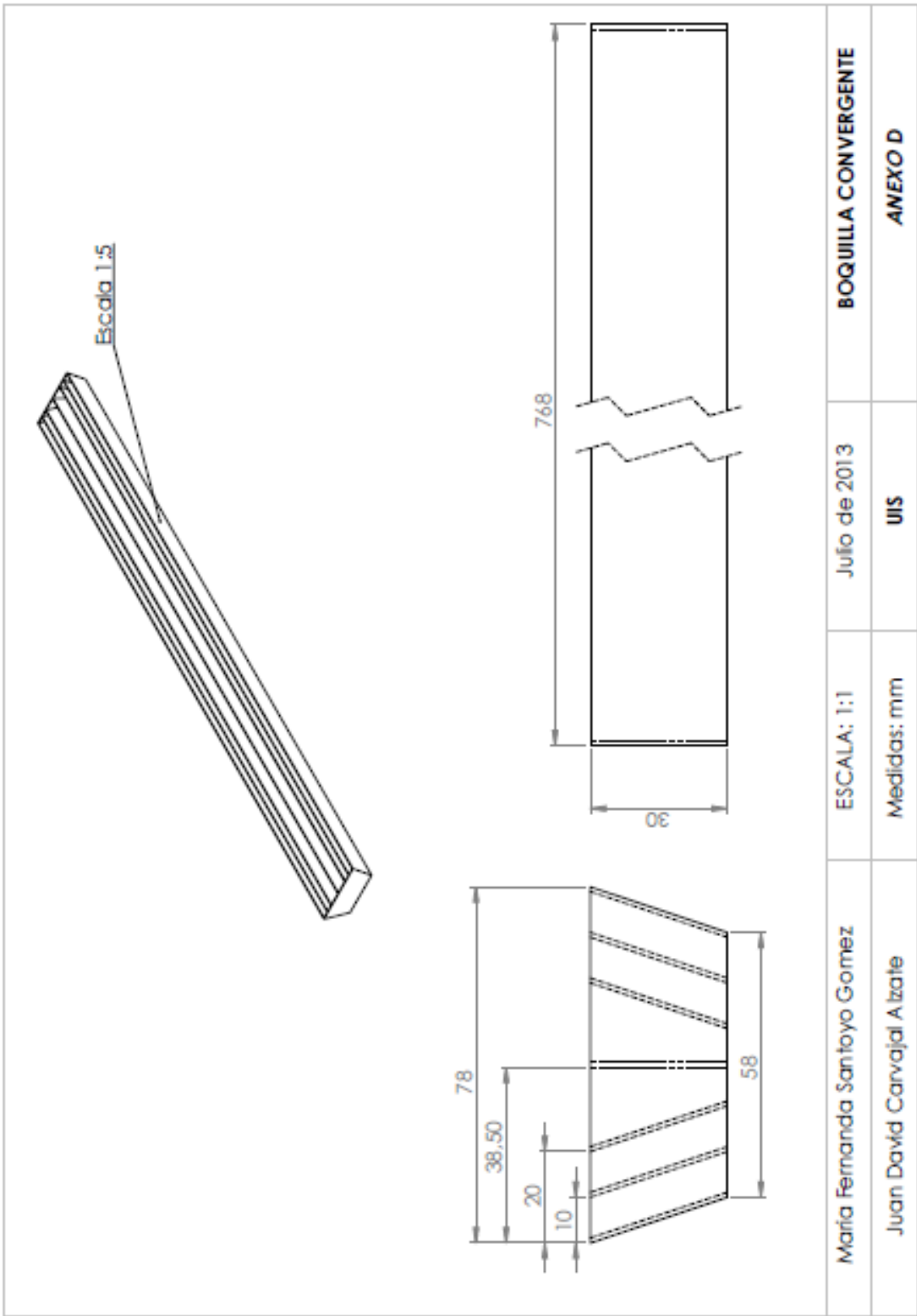
Juan David Carvajal Alzate

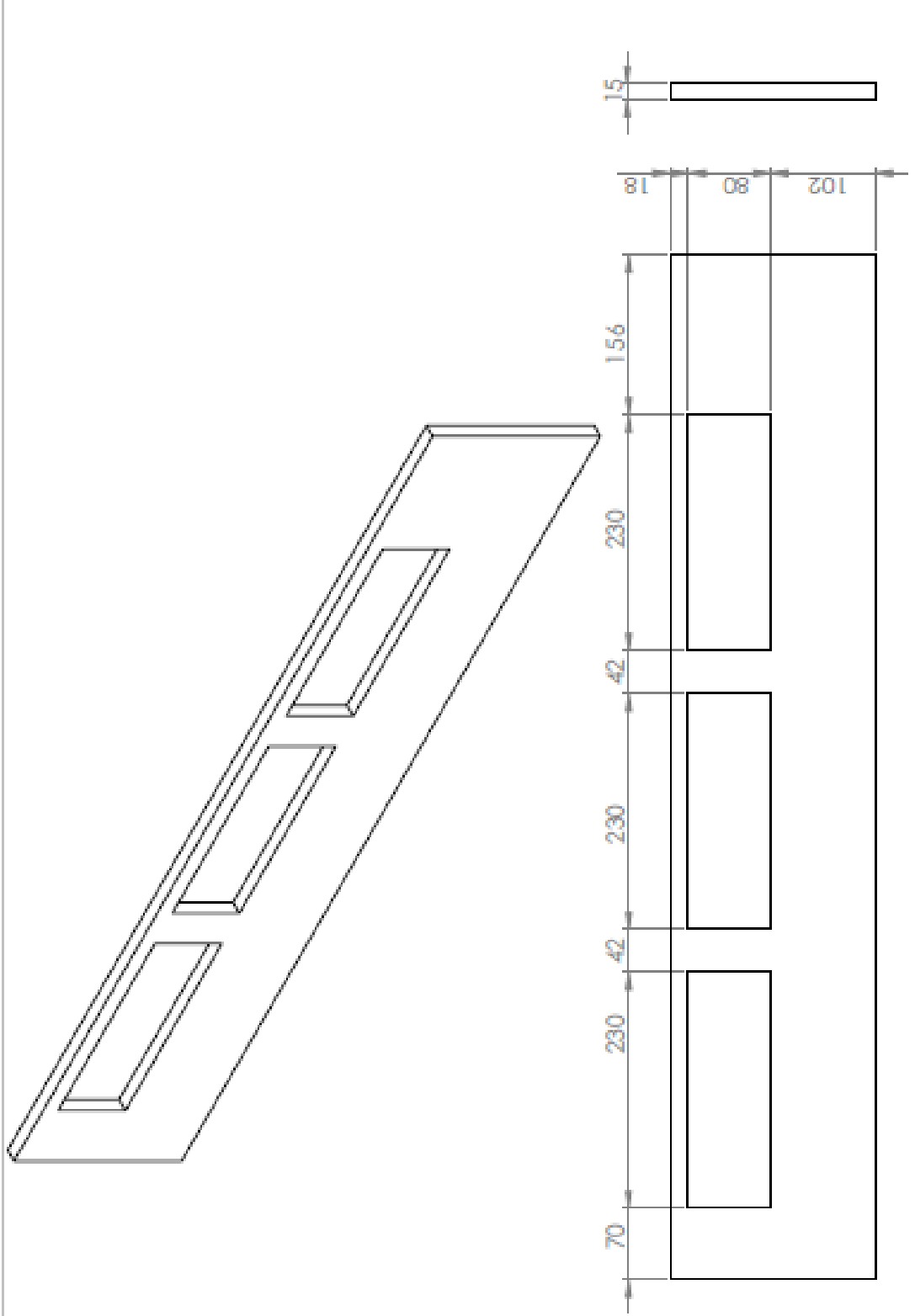
Medidas: mm

**UIS**

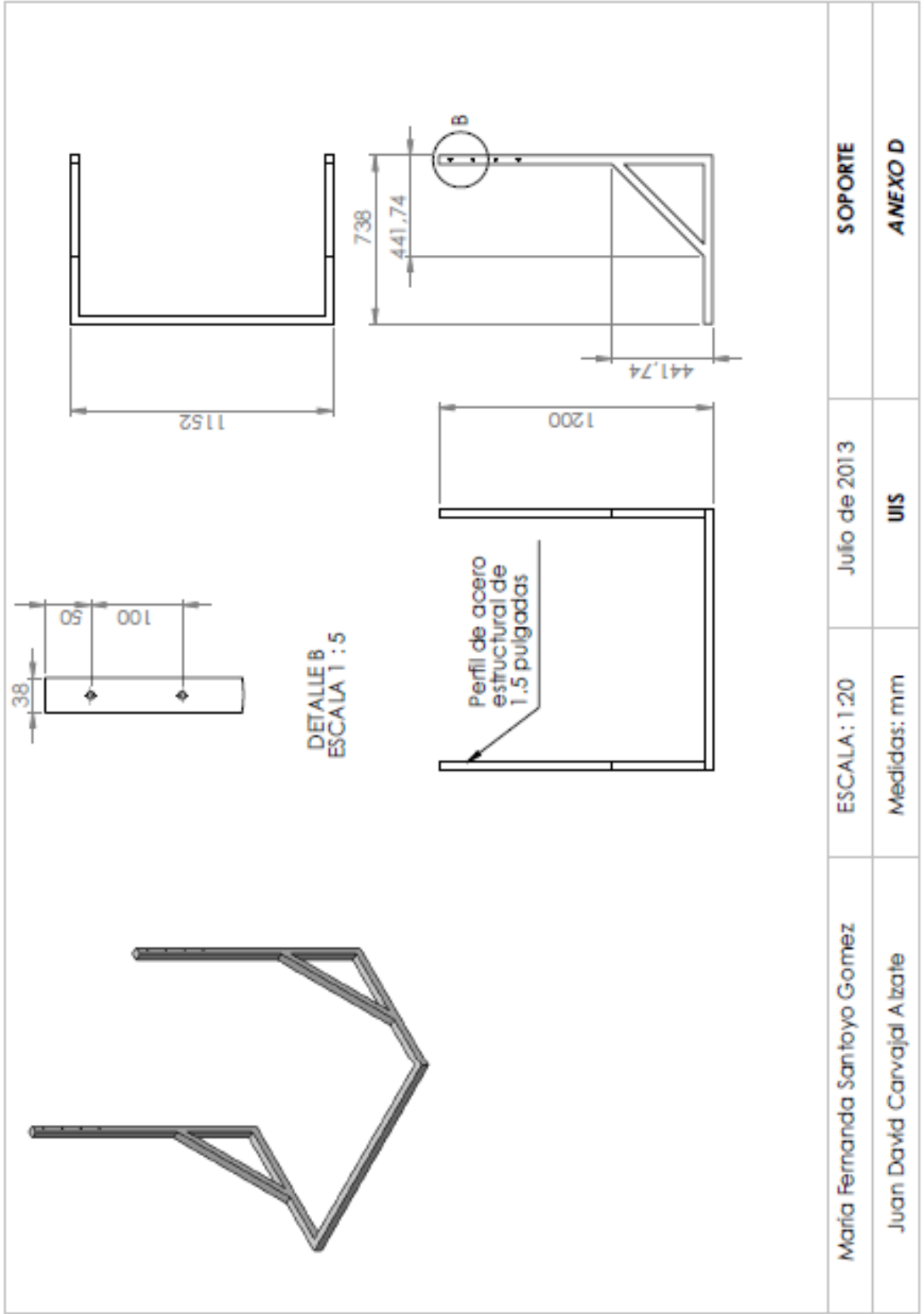
**ANEXO D**





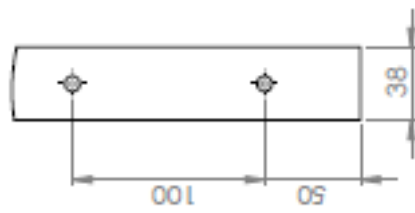


María Fernanda Santoyo Gomez	ESCALA: 1:5	Julio de 2013	<b>PLACA BASE</b>
Juan David Carvajal Alzate	Medidas: mm	<b>UIS</b>	<b>ANEXO D</b>

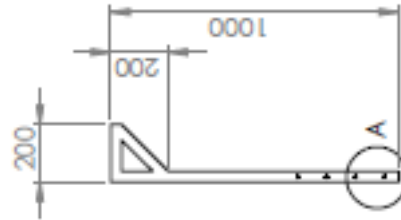
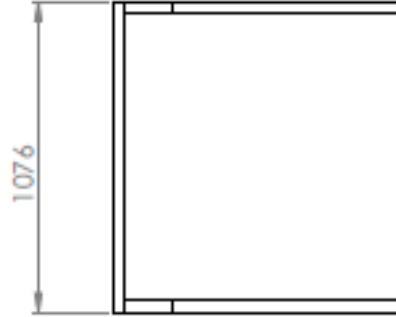




Perfil cuadrado de acero estructural de 1.5 pulgadas



DETALLE A  
ESCALA 1 : 3



Maria Fernanda Santoyo Gomez

ESCALA: 1:20

Julio de 2013

**SOPORTE INFERIOR**

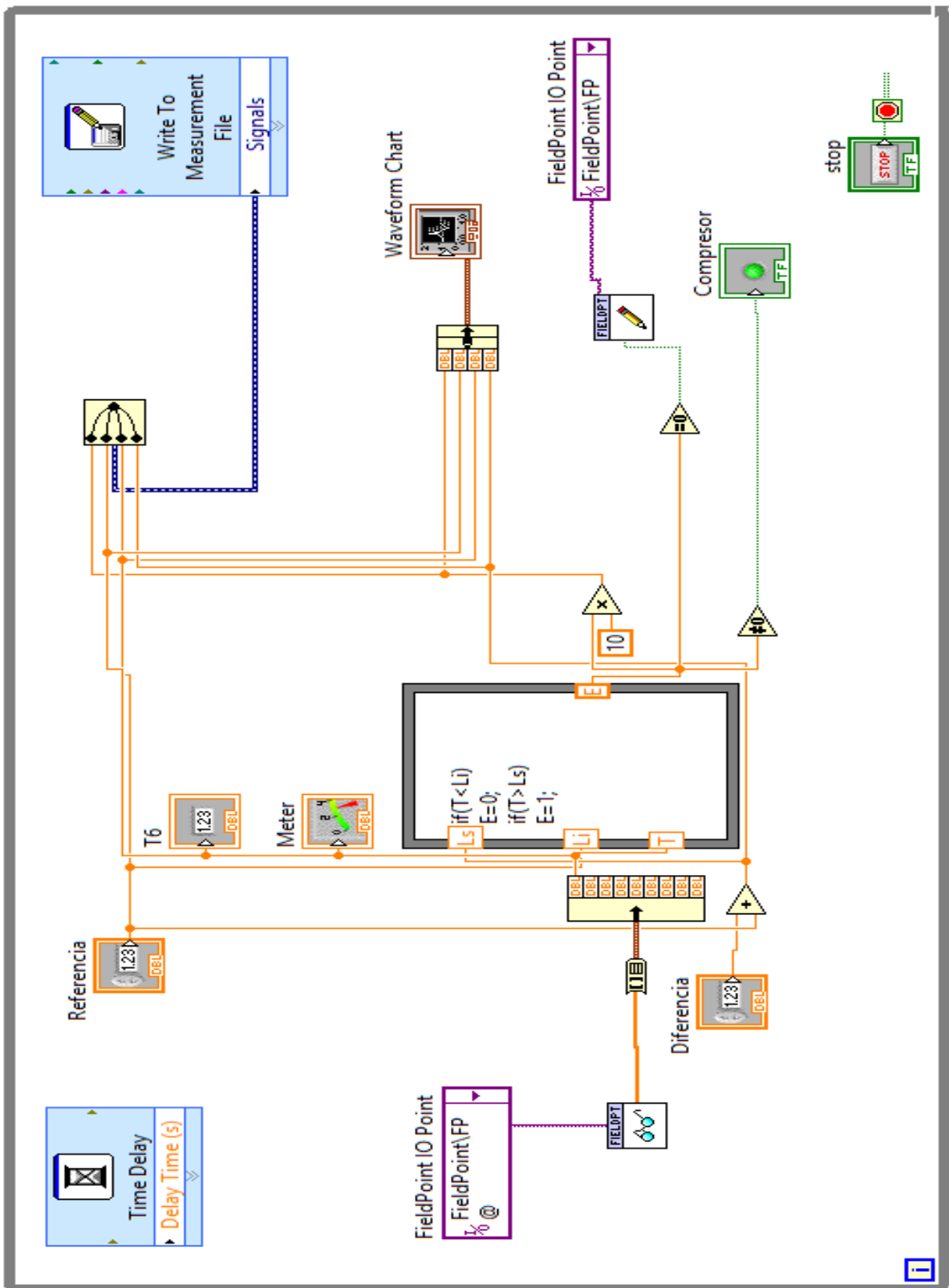
Juan David Carvajal Alzate

Medidas: mm

**UIS**

**ANEXOD**

**ANEXO E: DIAGRAMA DE BLOQUES LABVIEW (CONTROL ON/OFF)**



## ANEXO F: DIAGRAMA DE BLOQUES LABVIEW (ADQUISICION DE TEMPERATURAS)

