



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y

MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO

DE INGENIERO MECÁNICO

TEMA: RECUPERACIÓN Y PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE

PRUEBAS NORMALIZADO PARA LA DETERMINACIÓN DE

CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EN BLOQUES DE DIFERENTES

MATERIALES

AUTORES: JIRÓN PEÑAHERRERA, VÍCTOR MANUEL

SANDOVAL CORAL, ESTEBAN ALFONSO

DIRECTOR: PhD. GOYOS PÉREZ, LEONARDO.

SANGOLQUÍ

2019



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS

INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CERTIFICACIÓN

Certifico que el trabajo de titulación, **RECUPERACIÓN Y PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE PRUEBAS NORMALIZADO PARA LA DETERMINACIÓN DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EN BLOQUES DE DIFERENTES MATERIALES** fue realizado por los señores **Jirón Peñaherrera Víctor Manuel** y **Sandoval Coral Esteban Alfonso** el mismo que ha sido revisado en su totalidad, analizado por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustente públicamente

Sangolquí, 22 de enero del 2020

Una firma manuscrita en azul sobre un sello circular azul que contiene el escudo de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE y el texto "CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA".

Ing. Leonardo Goyos Pérez PhD.
CC. 1757783525



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, **Jirón Peñaherrera Víctor Manuel** y **Sandoval Coral Esteban Alfonso**, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: **RECUPERACIÓN Y PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE PRUEBAS NORMALIZADO PARA LA DETERMINACIÓN DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EN BLOQUES DE DIFERENTES MATERIALES** es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Consecuentemente el contenido de la investigación mencionada es veraz.

Sangolquí, 22 de enero del 2020

Firma manuscrita en tinta azul de Jirón Peñaherrera Víctor Manuel.

Jirón Peñaherrera Víctor Manuel

CI:.1714173679

Firma manuscrita en tinta azul de Sandoval Coral Esteban Alfonso.

Sandoval Coral Esteban Alfonso

CI:.1719758151



ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

iii

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, **Jirón Peñaherrera Víctor Manuel** y **Sandoval Coral Esteban Alfonso**, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE publicar el trabajo de titulación: **RECUPERACIÓN Y PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE PRUEBAS NORMALIZADO PARA LA DETERMINACIÓN DE CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EN BLOQUES DE DIFERENTES MATERIALES** en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Sangolquí, 22 de enero del 2020

Jirón Peñaherrera Víctor Manuel
CI:.1714173679

Sandoval Coral Esteban Alfonso
CI:.1719758151

DEDICATORIA

El presente proyecto de titulación se lo dedico principalmente a mis padres, Wilma y Yuri por ser mi ejemplo a seguir, quienes en este corto tiempo me enseñaron que con paciencia y esfuerzo todo es posible.

A mis hermanos, María Dolores y Alexei por siempre ser un apoyo incondicional y por estar junto a mí en todo momento.

A mis abuelitos, tíos y primos quienes han estado siempre presentes con su cariño incondicional ayudándome a cumplir mis sueños y metas.

Víctor Manuel Jirón Peñaherrera.

Con la satisfacción de haber cumplido un objetivo más en mi vida, el presente proyecto de titulación se lo dedico a mi madre, por ser mi ejemplo a seguir, por su sacrificio, por su constancia, pero principalmente por haberme enseñado que con esfuerzo y dedicación nada es imposible y que los sueños se pueden cumplir.

Es un orgullo enorme ser su hijo y saber que ahora soy el resultado de lo que una gran mujer quiso hacer de mí.

Esteban Alfonso Sandoval Coral.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mis padres y hermanos que con su confianza, cariño y apoyo han sido guía y fortaleza ante todas las adversidades.

A mi familia por haber siempre sido mi soporte a lo largo de mi carrera universitaria y a lo largo de mi vida.

A mi amigo y compañero Esteban, por su dedicación y constancia en este proyecto.

A los docentes de la Carrera de Ingeniería Mecánica, quienes me han visto crecer como persona y profesional y que con su paciencia y ayuda han hecho posible la realización de este proyecto.

A mis amigos, con todos los que compartí dentro y fuera de las aulas, que con su ayuda desinteresada me han acompañado en esta etapa, gracias por todo.

Víctor Manuel Jirón Peñaherrera.

Agradezco a mi madre por haber sido un apoyo incondicional a lo largo de todo este tiempo, por ser esa persona que nunca me abandono, me brindo cariño, amor y supo enseñarme el valor de la vida.

A mi hermana por ser un apoyo incondicional, por ser esa persona que siempre creyó en mí, la razón de ser mejor y convertirme en un ejemplo a seguir.

A mi abuelo Víctor Yáñez por su infinito cariño, afecto y apoyo incondicional en todo momento.

A mis abuelitas Carmen y Elena las personas más lindas del mundo, siempre orgullosas de mí, con sus palabras me han ayudado a no rendirme y seguir en busca de mis sueños.

A mi novia Dennice por todos los momentos compartidos, por su cariño, por su apoyo incondicional, por enseñarme lo que es amar y respetar a las personas, por cuidarme tanto y ser una motivación más.

A mi amigo y compañero Victor, por su dedicación y esfuerzo en este proyecto.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, en especial a la Carrera de Ingeniería Mecánica, a mis docentes y en especial al ingeniero Edgardo Fernández quien me enseñó el verdadero significado de la ingeniería y me hizo probar a mí mismo que nada es imposible y que las segundas oportunidades sirven para demostrar de que estamos hechos.

Finalmente, a todos mis amigos que son como mis hermanos y son la familia que uno escoge gracias por estar en cada etapa de mi vida los quiero de sobremanera.

Esteban Alfonso Sandoval Coral.

NOMENCLATURA

\dot{Q}_{cond}	Transferencia de calor por conducción
λ	Coefficiente de conductividad térmica
k	Conductividad térmica
$\frac{dT}{dx}$	Diferencia de temperaturas
$T_{externa}$	Temperatura externa
$T_{Interna}$	Temperatura interna
A	Área
R_k	Resistencia térmica
\dot{Q}_{conv}	Transferencia de calor por convección
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección.
A_S	Área Superficial.
T_s	Temperatura de la superficie.
T_∞	Temperatura ambiente.
U	Coefficiente global de transferencia de calor
h_1	Coefficiente de convección material 1
h_2	Coefficiente de convección material 2
L	Longitud
\dot{W}_e	Potencia eléctrica generada por la resistencia que se convierte en calor transferido.
V	Voltaje.
i	Intensidad de corriente.

\dot{q}	Flujo de calor
ρ	Densidad
$Q_{resistencia}$	Cantidad de transferencia de calor de la resistencia
m	Masa
C_v	Calor específico a volumen constante
ΔT	Variación de temperatura
\dot{Q}	Razón de transferencia de calor
\dot{m}	Transferencia de masa (Flujo másico)
C_p	Calor específico a presión constante
$Q_{entrada_{ref}}$	Calor que gana el refrigerante
$Q_{salida_{agua}}$	Calor que cede el agua
β	Coefficiente de expansión volumétrica
Pr	Número de Prandtl
h_{ref}	Coefficiente de convección de refrigerante
RaD	Número de Rayleigh
NuD	Número de Nusselt
r_1	Radio interno
r_2	Radio interno
R_{conv}	Resistencia térmica por convección
R_{cond}	Resistencia térmica por conducción
R_{Total}	Sumatoria de todas las resistencias térmicas en el sistema. (resistencia térmica total)

T_{evap}	Temperatura de evaporación
T_R	Temperatura de espacio refrigerado
T_{cond}	Temperatura de condensación
T_m	Temperatura del medio ambiente
Re	Número de Reynolds
μ	Viscosidad Dinámica
D_o	Diámetro exterior
D_i	Diámetro Interno
v	Velocidad
ε	Rugosidad Absoluta
f	Fricción
P_{ftCu}	Pérdida por fricción en la tubería de Cobre
P_{ftPVC}	Pérdida por fricción en la tubería de PVC
ΔP_{fTotal}	Pérdida por fricción total en la tubería
ΔP_{bomba}	Presión del sistema
$P_{Interna}$	Presión interna del Sistema
g	Gravedad
y_2	Altura máxima
y_1	Altura mínima
TDH	Metros de columna de agua
P_d	Presión de diseño
P_H	Potencia Hidráulica

R	Resistencia Eléctrica
e	Espesor
q	Carga
a	Ancho
b	Alto
σ_x	Esfuerzo en la dirección x
σ_y	Esfuerzo en la dirección y
τ_{xy}	Cortante
$P_{(x,y)}$	Función de carga.
γ_1, α_1	Constantes
N	Rigidez de la placa de espesor h.
E	Módulo de Young
ν	Relación de Poisson
P	Presión externa.
S	Esfuerzo admisible
H	longitud interna del lado corto de un recipiente rectangular.
h	longitud interna del lado largo de un recipiente rectangular.
t_1, t_2	Espesor de lado.
E_m, E_b	Factor de junta soldada
S_m^s	Esfuerzo de membrana en el lado más corto.
S_m^l	Esfuerzo de membrana en el lado más largo.
S_{mA}	Tensión de compresión aplicada al borde de las placas cortas.

S_{mB}	Tensión de compresión aplicada al borde de las placas cortas.
S_{crA}	Tensión de pandeo de la placa fija al borde corto.
S_{crB}	Tensión de pandeo de la placa fija al borde largo.

ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN.....	i
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	ii
AUTORIZACIÓN	iii
AGRADECIMIENTOS.....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS	xxi
ÍNDICE DE TABLAS.....	xix
1 CAPÍTULO I GENERALIDADES	1
1.1. Antecedentes.....	1
1.2. Objetivos.....	2
1.2.1. Objetivo General.....	2
1.2.2. Objetivos Específicos.....	2
1.3. Alcance	2
1.4. Justificación e Importancia	3
2 CAPÍTULO II MARCO TEÓRICO	4
2.1 Fundamentos de Transferencia de Calor.....	4
2.2 Transferencia de Calor por Conducción	4
2.2.1 Conducción de Calor.....	4
2.2.2 Conductividad Térmica.....	5
2.2.3 Conducción unidimensional en estado estable.....	6

2.3	Transferencia de calor a través de una superficie plana.....	6
2.4	Analogía Circuito Térmico	7
2.5	Transferencia de Calor por Convección.....	8
2.5.1	Convección.....	8
2.5.2	Convección Forzada.....	9
2.5.3	Convección Natural o Libre.....	9
2.6	Coeficiente Total de Transferencia.....	10
2.7	Refrigeración.....	12
2.7.1	Historia de la Refrigeración.....	12
2.7.2	Sistemas de refrigeración.....	13
2.7.3	Sistemas de refrigeración por compresión.....	13
2.8	Prensa.....	13
2.9	Fundamentos de Vacío.....	14
2.9.1	Vacío.....	14
2.10	Regiones de presión de vacío.....	14
2.10.1	Rangos de vacío.....	14
2.10.2	Sistemas de vacío.....	15
2.11	Cámara o campana de vacío.....	15
2.12	Bomba de Vacío.....	15
2.12.1	Tipos de bombas de vacío.....	16

	xv
2.12.2	Bomba de membrana.....16
2.13	Bomba rotativa de paletas.....17
2.13.1	Bomba de pistón rotativa.....17
2.14	Sellos y Empaques18
2.15	Foco Caliente18
2.15.1	Resistencias Calefactoras.....18
2.16	Instrumentación.....19
3	CAPÍTULO III DISEÑO MECÁNICO20
3.1	Acondicionamiento del equipo20
3.1.1	Generalidades.....20
3.1.2	Diagrama y Análisis de transferencia de calor.....22
3.2	Foco Caliente.....23
3.2.1	Descripción del sistema.....23
3.2.2	Parámetros a considerar.....23
3.3	Potencia Eléctrica.....24
3.4	Cálculo de espaciamento (GAP).....25
3.5	Sistema de refrigeración.....26
3.5.1	Descripción del sistema.....26
3.5.2	Parámetros a considerar.....26
3.5.3	Análisis de caudal.....26

	xvi
3.6	Selección de tubería de cobre del evaporador.....29
3.7	Análisis térmico del sistema de refrigeración.....32
3.7.1	Cálculo del coeficiente de convección del agua.....32
3.7.2	Cálculo del coeficiente de convección del refrigerante.....34
3.8	Análisis resistencias térmicas del evaporador.....35
3.8.1	Coefficiente global de transferencia.....38
3.8.2	Cálculo del COP.....38
3.9	Selección de tuberías PVC.....41
3.9.1	Cálculo del diámetro.....41
3.10	Selección de bomba43
3.10.1	Cálculo de pérdidas en tubería PVC.....44
3.10.2	Análisis en tubería de cobre.....47
3.11	Sistema de campana de vacío o ambientación.....52
3.11.1	Descripción del sistema.....52
3.11.2	Parámetros a considerar.....53
3.11.3	Cálculo de placas de la cámara de vacío.....53
3.11.4	Cálculo de placa crítica.....53
3.11.5	Cálculo de las tensiones en el plano medio de la placa.....56
3.11.6	Análisis de placas mediante Código ASME VIII Div. II.....59
3.12	Verificación y diseño mediante elementos finitos66

	xvii
3.12.1	Dimensionamiento del alma metálica.....66
3.12.2	Simulación estática de la cámara de vacío.....68
3.13	Diseño de la base o estructura metálica (bastidor).....71
3.14	Instrumentación.....73
4	CAPÍTULO IV MONTAJE75
4.1	Foco Caliente75
4.1.1	Resistencia central 150 x 150 [mm].....75
4.1.2	Anillo de Guarda.....76
4.2	Bastidor y montaje de sistemas anexos.....77
4.3	Sistema de Refrigeración78
4.4	Cámara de Vacío.....82
5	CAPÍTULO V ANÁLISIS Y RESULTADOS89
5.1	Ensayo 190
5.1.1	Cálculo de Conductividad Térmica.....91
5.1.2	Gráficas resultantes.....92
5.1.3	Análisis de Error.....96
5.2	Ensayo 2.....97
5.2.1	Cálculo de Conductividad Térmica.....98
5.2.2	Gráficas resultantes.....99
5.2.3	Análisis de Error ensayo 2.....103

	xviii
5.3 Manual de usuario.....	104
5.4 Guía de laboratorio.....	104
6 CAPÍTULO VI DETALLE DE COSTOS	105
6.1 Costos Directos	105
6.2 Costos Indirectos.....	105
6.3 Costo total de construcción.....	106
7 CAPÍTULO VII CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	107
7.1 Conclusiones	107
7.2 Recomendaciones.....	107
REFERENCIAS	109
ANEXOS	109

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 <i>Factores de conversión de las unidades de presión</i>	14
Tabla 2 <i>Características de los rangos de vacío</i>	15
Tabla 3 <i>Parámetros de la resistencia calefactora (foco caliente)</i>	23
Tabla 4 <i>Parámetros del sistema de refrigeración (foco frío)</i>	26
Tabla 5 <i>Datos de flujo másico</i>	31
Tabla 6 <i>Datos de refrigerante R-404A</i>	31
Tabla 7 <i>Datos del tanque de almacenamiento</i>	32
Tabla 8 <i>Propiedades del agua</i>	32
Tabla 9 <i>Propiedades del refrigerante R 404-A</i>	34
Tabla 10 <i>Diferencia de temperaturas entre evaporador y espacio refrigerado</i>	39
Tabla 11 <i>Valores del ciclo termodinámico</i>	40
Tabla 12 <i>Velocidades típicas de un fluido</i>	41
Tabla 13 <i>Selección de tubería PVC</i>	42
Tabla 14 <i>Valores de rugosidad absoluta en diferentes materiales</i>	45
Tabla 15 <i>Medidas de tuberías cobre tipo M de temple rígido</i>	47
Tabla 16 <i>Parámetros de la campana de vacío</i>	53
Tabla 17 <i>Cargas de los elementos del equipo</i>	71
Tabla 18 <i>Datos Temperaturas Probeta Poliuretano Expandido MeTecno.</i>	90
Tabla 19 <i>Datos Temperaturas Probeta Poliuretano Expandido MeTecno.</i>	90
Tabla 20 <i>Datos de calor transferido y geometría de la probeta.</i>	91
Tabla 21 <i>Datos resultantes conductividad térmica.</i>	91
Tabla 22 <i>Análisis de error</i>	96

Tabla 23 <i>Datos Temperaturas Probeta Poliuretano Expandido MeTecno ensayo 2</i>	97
Tabla 24 <i>Datos característicos de la Probeta ensayo 2</i>	97
Tabla 25 <i>Datos de calor transferido y geometría de la probeta ensayo 2</i>	98
Tabla 26 <i>Datos resultantes conductividad térmica ensayo 2</i>	98
Tabla 27 <i>Análisis de error ensayo 2</i>	103
Tabla 28 <i>Análisis de costos directos</i>	105
Tabla 29 <i>Análisis de costos indirectos</i>	105
Tabla 30 <i>Total de costos</i>	106
Tabla 31 <i>Distribución de costos para el proyecto de titulación</i>	106

ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 1.</i> Banco de pruebas para la determinación de Conductividad térmica	1
<i>Figura 2.</i> Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor Δx y área A	4
<i>Figura 3.</i> Dirección de flujo de calor.....	5
<i>Figura 4.</i> Distribución de temperatura para conducción a través de una pared plana	8
<i>Figura 5.</i> Transferencia de calor por convección de una superficie caliente	9
<i>Figura 6.</i> Enfriamiento por convección forzada.....	9
<i>Figura 7.</i> Enfriamiento por convección libre	10
<i>Figura 8.</i> Resistencias Térmicas en una pared plana.....	10
<i>Figura 9.</i> Resistencias Térmicas en un intercambiador de calor	11
<i>Figura 10.</i> Bombas de vacío según su rango de trabajo	16
<i>Figura 11.</i> Bomba de diafragma con sus partes	17
<i>Figura 12.</i> Bomba rotatoria de paletas con sus partes	17
<i>Figura 13.</i> Diagrama funcional bomba de pistón rotativo simple etapa.....	18
<i>Figura 14.</i> Estadísticas climatológicas agosto 2019.....	21
<i>Figura 15.</i> Diagrama de transferencia de calor del banco de pruebas	23
<i>Figura 16.</i> Gráfica Presión-Temperatura Refrigerante R-404A.....	30
<i>Figura 17.</i> Resistencia térmica de tubería de cobre del evaporador.....	36
<i>Figura 18.</i> Ficha técnica R404A- Presiones de evaporación y condensación del refrigerante	40
<i>Figura 19.</i> Esquema de tuberías y bomba de distribución.....	44
<i>Figura 20.</i> Curva de datos y prestaciones.....	52
<i>Figura 21.</i> Esquema placa crítica	54
<i>Figura 22.</i> Teoría de energía de la distorsión de estado de esfuerzo plano.....	58

Figura 23. Cálculo de esfuerzos y criterios de aceptación para recipientes no circulares	60
Figura 24. Diagrama recipiente no circular sección rectangular.....	61
Figura 25. Valores para diferentes materiales.....	61
Figura 26. Cálculo de esfuerzos y criterio de aceptación.....	62
Figura 27. Estructura interna (alma) de la cámara	67
Figura 28. Disposición de tapas en la estructura.....	67
Figura 29. Ensamble final de la cámara.....	68
Figura 30. Asignación de fuerzas a las paredes internas de la cámara.....	69
Figura 31. Mallado de las piezas a analizar	69
Figura 32. Deformación máxima y mínima de la cámara	70
Figura 33. Deformación máxima y mínima de la cámara.....	70
Figura 34. Esquema de la estructura simulada en SAP2000.....	71
Figura 35. Esquema de la estructura y sus cargas en SAP2000.....	72
Figura 36. Resultados de la estructura y tubos seleccionados	72
Figura 37. Circuito de control de temperatura	73
Figura 38. Simulación de funcionamiento del circuito	74
Figura 39. Disposición de mica, fibra de cerámica y resistencia eléctrica (150x150).....	75
Figura 40. Disposición de mica, fibra de cerámica y resistencia eléctrica (300x300).....	77
Figura 41. Bastidor.....	77
Figura 42. Unidad condensadora Tecumseh 1 [HP]	78
Figura 43. Serpentín.....	78
Figura 44. Evaporador.....	79
Figura 45. Sistema de refrigeración	79

Figura 46. Aislamiento del tanque de almacenamiento	80
Figura 47. Instalación de la bomba de 0.5 [HP].....	80
Figura 48. Panel de control ON/OFF de sistema de refrigeración y bomba	81
Figura 49. Soldadura Autógena.....	81
Figura 50. Disposición de la manguera plástica de 3/8 [in].....	82
Figura 51. Empotramiento de la estructura interna de la cámara a la prensa.....	82
Figura 52. Tapas fijas de acero laminado de la cámara de vacío	83
Figura 53. Sistema de sujeción tapas	83
Figura 54. Corte láser de las tapas	84
Figura 55. Remachado de tapa frontal	84
Figura 56. Acrílico tapa frontal.....	85
Figura 57. Pintura.....	85
Figura 58. Sellado con resina aislante.....	86
Figura 59. Aislamiento con resina adhesiva	86
Figura 60. Aislamiento con empaque de la prensa y la cámara de vacío.....	87
Figura 61. Perforaciones ¼ [in].....	87
Figura 62. Empaque empleado en cuartos fríos	88
Figura 63. Aplicación de polarizado en las tapas de acrílico	88
Figura 64. Probetas de Poliuretano Expandido MeTecno®.....	89
Figura 65. Temperatura de foco caliente en ensayo a Poliuretano Expandido MeTecno®	92
Figura 66. Temperatura de foco frío en ensayo a Poliuretano Expandido MeTecno®	93
Figura 67. Diferencia de Temperaturas entre foco caliente y foco frío ensayo 1	94
Figura 68. Curva de Conductividad Térmica vs. Tiempo de prueba en ensayo 1	95

Figura 69. Temperatura de foco caliente ensayo 2 Poliuretano Expandido MeTecno®	99
Figura 70. Temperatura de foco frio en ensayo a Poliuretano Expandido MeTecno® ensayo 2100	
Figura 71. Diferencia de Temperaturas entre foco caliente y foco frio en ensayo 2	101
Figura 72. Curva de Conductividad Térmica vs. Tiempo de prueba ensayo 2 a	102

RESUMEN

El presente proyecto se basa en la defectación y puesta a punto del banco de pruebas normalizado para la determinación de conductividad térmica en bloques de diferentes materiales. Este equipo consta de dos elementos resistivos que conforman el foco caliente entre los bloques, regulado mediante potenciómetros asegurando una alta conductividad y uniformidad térmica en ambas caras. El foco frío este compuesto por, un sistema de refrigeración cuya función es disipar la energía que llega desde la placa caliente a través de las muestras cumpliendo las condiciones que requiere la norma ASTM C117-19. El banco cuenta además con una prensa cuya función es comprimir y asegurar un buen contacto entre placas y muestras sin causar deformaciones en ellas, una campana de vacío cuyo objetivo es garantizar ausencia de convección y termocuplas tipo K para control y registro de temperatura, con la finalidad de prestar servicios aplicando normas vigentes como ASTM C117-19, ASTM C518-17 y ASTM C168-19. Finalmente se realiza la calibración y comprobación mediante materiales con una conductividad térmica conocida y certificada por el proveedor.

PALABRAS CLAVE:

- **DEFECTACIÓN.**
- **CONDUCTIVIDAD TÉRMICA**
- **FOCO CALIENTE**
- **FOCO FRÍO**
- **UNIFORMIDAD TÉRMICA**

ABSTRACT

The present project is based on check for faults and tuning of the standardized test bench for the determination of thermal conductivity in blocks of different materials, by means of a device consisting of two resistive elements that make up the hot surface assembly between the blocks, regulated by potentiometers ensuring high conductivity and thermal uniformity on both sides, a cold surface assembly consisting of a cooling system whose function is to dissipate the energy that arrives from the hot plate through the samples complying with the conditions required by ASTM C117-19, a press whose function is to compress and ensure good contact between plates and samples without causing deformations in them, vacuum bell whose objective is to perform tests in the absence of convection and type K thermocouples for temperature control and recording, with the purpose of providing services applying current standards such as ASTM C117-19, ASTM C518-17 and ASTM C168-19. Finally, tests and tests are carried out in the energy conversion laboratory, obtaining results that will be compared with previous tests.

KEY WORDS:

- **CHEK FOR FAULTS.**
- **THERMAL CONDUCTIVITY**
- **HOT SURFACE ASSEMBLY**
- **COLD SURFACE ASSEMBLY**
- **THERMAL UNIFORMITY**

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

El Laboratorio de Conversión de Energía del Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas – ESPE, cuenta con el banco de pruebas de transferencia de calor de tipo placa caliente bajo la norma ASTM C117-13, con el fin de determinar el coeficiente de conductividad térmica λ en bloques de diferentes materiales.

En el año 2016 fue diseñado, construido y calibrado por parte de investigadores del departamento y colaboradores, un equipo que, incluye un bastidor, una prensa, una campana de vacío, un sistema de refrigeración, un contenedor térmico aislado y un elemento calefactor regulado compuesto por una placa caliente y un anillo perimetral de guarda.



Figura 1. Banco de pruebas para la determinación de Conductividad térmica

Desde su construcción, el equipo tuvo un uso limitado por estudiantes y docentes, a falta de mantenimiento correctivo del elemento resistivo (foco caliente), del sistema de refrigeración, y la generación del vacío interno, ha disminuido precisión en los ensayos.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

- Realizar la recuperación y puesta a punto del banco de pruebas normalizado para determinación de conductividad térmica en bloques de diferentes materiales.

1.2.2. Objetivos Específicos

- Investigar el marco teórico de transferencia de calor y conductividad térmica.
- Diseñar el sistema térmico.
- Diseñar el sistema de refrigeración.
- Diseñar el sistema el sistema de control.

1.3. Alcance

- La finalidad del siguiente proyecto es la recuperación y puesta a punto del banco de pruebas normalizado para la determinación de conductividad térmica en bloques de hasta 300x300 [mm], de diferentes materiales, del laboratorio de Conversión de Energía, acondicionando un sistema de refrigeración, reemplazando el elemento resistivo (foco caliente), y generación de vacío.
- En la primera etapa se prevé revisar el fundamento teórico de transferencia de calor y conductividad térmica, así como establecer criterios y variables mínimos basados en normas.

- En la segunda etapa, se realizará una defectación del sistema de refrigeración que cumpla con su objetivo, que es disipar la energía que llega desde la placa caliente a través de las muestras, siendo los requerimientos mínimos establecidos por la norma en un sistema estable.
- En la tercera etapa se realizará la defectación del foco caliente, con el fin de determinar los parámetros para la elaboración del elemento resistivo que asegure una alta conductividad y uniformidad térmica, así como el elemento de control (potenciómetro).
- En la cuarta etapa se diseñará y construirá una nueva cámara, que asegure el vacío necesario para los ensayos.
- En la quinta etapa se reemplazará y mejorará la disposición de componentes anexos al sistema de refrigeración, control y obtención de datos de temperatura.
- En la sexta etapa, se realizará un manual de uso y una guía de laboratorio para los estudiantes.

1.4. Justificación e Importancia

- Justificación Técnica.
 - En la actualidad existe en Ecuador un solo equipo operativo de ciertas características basado en normativas ASTM.
 - Si el equipo no se lo recupera, y se lo pone a punto, las investigaciones en conductividad térmica se verán afectada seriamente.

- Justificación Académica

Con el objetivo que el laboratorio de conversión de energía pueda realizar ensayos y desarrollar prácticas de laboratorio dirigidas hacia los estudiantes, además pretende convertirse en herramienta útil y replicable para el desarrollo de múltiples investigaciones e incluso prestación de servicios para la elaboración de ensayos de diferentes tipos de materiales.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Fundamentos de Transferencia de Calor

Cuando existe un gradiente de temperatura en un sistema, o cuando se ponen en contacto dos sistemas con diferentes temperaturas, se transfiere energía, esto se conoce como, transferencia de calor (Kreith, Manglik, & Bohn, 2012).

2.2 Transferencia de Calor por Conducción

Para definir la transferencia de calor por conducción, tenemos que tener en claro conceptos de actividad atómica y molecular, ya que, la conducción se considera como la transferencia de energía entre partículas, más energéticas, a menos energéticas de una sustancia (Incropera & DeWitt, 1999).

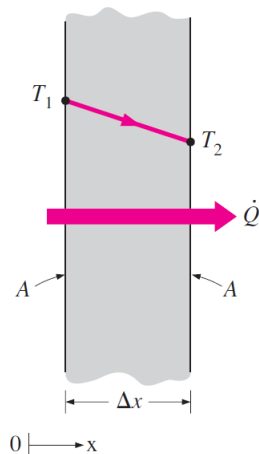


Figura 2. Conducción de calor a través de una pared plana grande de espesor Δx y área A
Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

2.2.1 Conducción de Calor

Transferencia de energía entre partículas más energéticas a menos energéticas siendo el resultado de la interacción entre ellas. Cuando existe un gradiente de temperatura, el calor fluirá de

la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, razón por la cual, la velocidad a la que el calor se transfiere por conducción debe ser proporcional y esta denotada por la ley de Fourier:

Ec. 1

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx}$$

Donde:

\dot{Q}_{cond} : Transferencia de calor por conducción

k : Conductividad térmica

$\frac{dT}{dx}$: Diferencia de temperaturas

Nota: El signo es negativo debido a que la dirección de flujo de calor es de una temperatura mayor a una menor.

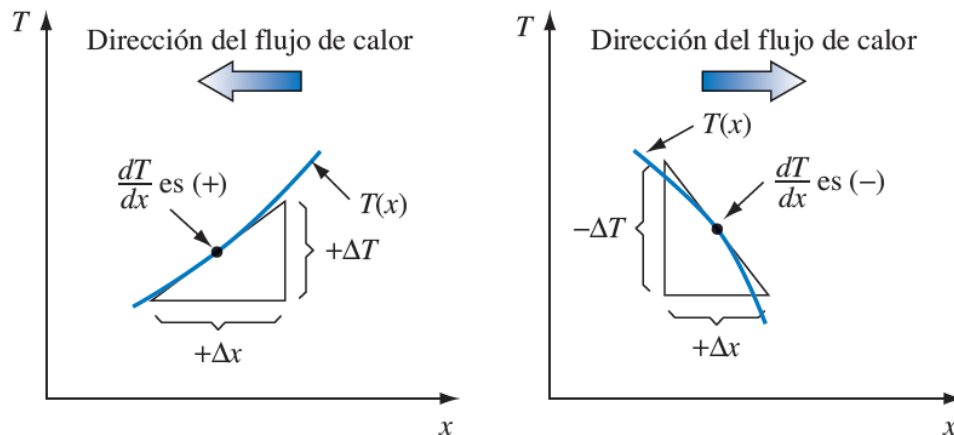


Figura 3. Dirección de flujo de calor
 Fuente. (Kreith, Manglik, & Bohn, 2012)

2.2.2 Conductividad Térmica

Cantidad de calor que se transfiere mediante una superficie en un tiempo determinado, teniendo un gradiente unitario.

A partir de la ecuación 1 la conductividad térmica se define como:

$$k = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\frac{A}{\left| \frac{dT}{dx} \right|}}$$

En unidades prácticas, es el número de kilocalorías que pasan en 1 hora a través de 1 metro² de superficie, cuando su espesor es de 1 metro, la diferencia de temperaturas entre sus caras es de 1 °C y el paso del calor se produce en régimen estacionario.

2.2.3 Conducción unidimensional en estado estable

Al mencionar unidimensional, se hace referencia a que solo se necesita de una coordenada para describir la variación espacial de las variables dependientes.

Así, en un sistema unidimensional existen gradientes de temperatura a lo largo de una sola dirección coordenada, la transferencia de calor ocurre únicamente en esa dirección y la temperatura en cada punto es independiente del tiempo (Incropera & DeWitt, 1999).

Condiciones:

- Transferencia de calor sin generación interna.
- Aplicación de la analogía: resistencia eléctrica, como ayuda para resolver problemas de transferencia de calor por conducción.
- En superficies extendidas o aletas considerar la convección en la frontera.

2.3 Transferencia de calor a través de una superficie plana

Para un flujo unidireccional de una pared plana, el flujo no variará en el tiempo, y se representa mediante:

$$\frac{\dot{Q}_{cond}}{A} \int_0^L dx = \frac{q_k}{A} \int_0^L dx = - \int_{T_{caliente}}^{T_{fria}} k dT = - \int_{T_1}^{T_2} k dT$$

Donde:

$$T_{caliente} \rightarrow x = 0$$

$$T_{fria} \rightarrow x = L$$

Integrando:

$$\dot{Q}_{cond} = q_k = \frac{Ak}{L} (T_{externa} - T_{interna}) = \frac{\Delta T}{\frac{L}{Ak}} = \Delta T \frac{Ak}{L} \quad \text{Ec. 2}$$

Donde:

L :	Longitud
$T_{externa}$:	Temperatura externa
$T_{interna}$:	Temperatura interna
A :	Área

2.4 Analogía Circuito Térmico

De la ecuación 2, $\frac{L}{Ak}$ es equivalente a una resistencia térmica R_k , que la pared opone al flujo de calor por conducción:

$$R_{cond} = R_k = \frac{L}{Ak} \quad \text{Ec. 3}$$

Donde:

R_k :	Resistencia térmica
---------	---------------------

Existe una analogía entre los circuitos eléctricos DC y los sistemas de flujo de calor:

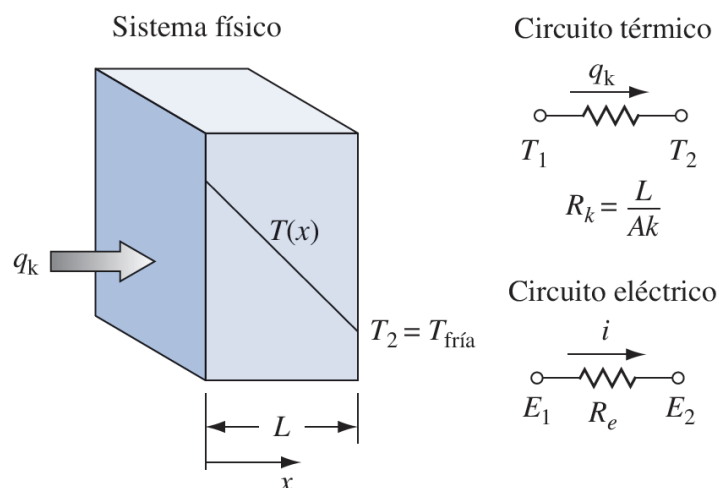


Figura 4. Distribución de temperatura para conducción a través de una pared plana
Fuente: (Kreith, Manglik, & Bohn, 2012).

Donde:

- El flujo de corriente eléctrica i , es igual al potencial de voltaje $E_1 - E_2$ dividido para la resistencia eléctrica R_e .
- El flujo de calor q_k es similar al potencial de temperaturas $T_1 - T_2$ para la resistencia térmica R_k .

2.5 Transferencia de Calor por Convección

2.5.1 Convección

Transferencia entre una superficie sólida y un fluido, en donde comprenden efectos de conducción y movimiento, definidos por la ley de Newton de enfriamiento (Cengel & Ghajar, 2011):

Ec. 4

$$\dot{Q}_{conv} = h * A_S * (T_S - T_{\infty})$$

Donde:

- \dot{Q}_{conv} : Transferencia de calor por convección
- h : Coeficiente de transferencia de calor por convección.
- A_s : Área Superficial.
- T_s : Temperatura de la superficie.
- T_∞ : Temperatura ambiente.

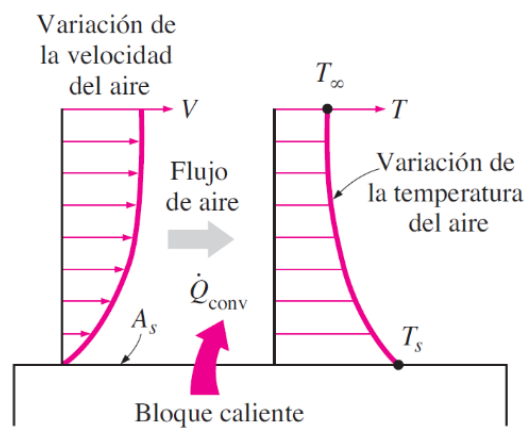


Figura 5. Transferencia de calor por convección de una superficie caliente
Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

2.5.2 Convección Forzada

Si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos.

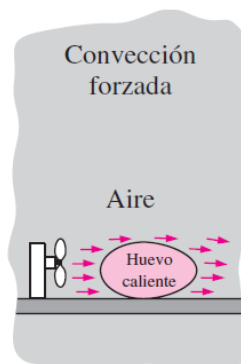


Figura 6. Enfriamiento por convección forzada
Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

2.5.3 Convección Natural o Libre

Si el movimiento del fluido es causado por fuerzas de empuje, siendo estas inducidas por diferencias de densidad existe consecuencia de variación en la temperatura del fluido.

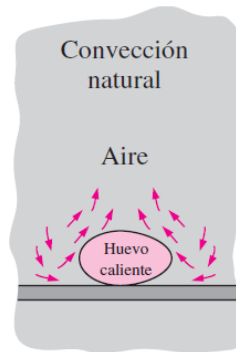


Figura 7. Enfriamiento por convección libre
Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

2.6 Coeficiente Total de Transferencia

Se lo define en términos de resistencia térmica, resultado de la sumatoria de todas las resistencias por conducción y resistencias por convección que se generan en el sistema.

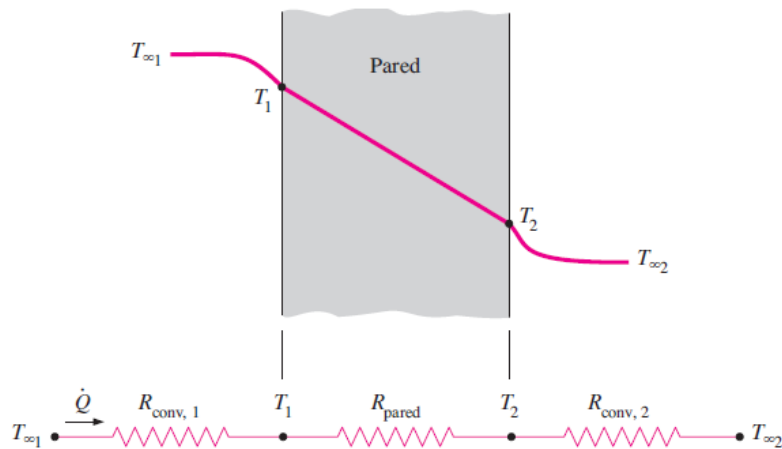


Figura 8 Resistencias. Térmicas en una pared plana
Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

Ec. 5

$$\frac{1}{U * A} = \frac{1}{h_1 * A} + \frac{L}{k * A} + \frac{1}{h_2 * A}$$

Donde:

U: Coeficiente global de transferencia de calor

h_1 : Coeficiente de convección material 1

h_2 : Coeficiente de convección material 2

A: Área

k: Conductividad térmica

En el caso del foco frío, el calor se transfiere de fluido frío hacia la pared por convección, consecuentemente a través de la pared por conducción y este a su vez por conducción nuevamente hacia otra pared.

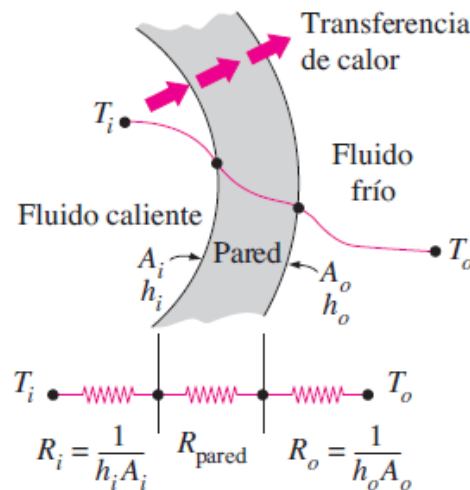


Figura 9 Resistencias. Térmicas en un intercambiador de calor
Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

$$A = \pi * D * L$$

$$A_i = \pi * D_i * L$$

$$A_o = \pi * D_o * L$$

Ec. 6

$$\frac{1}{U * A} = \frac{1}{\pi * h_1 * D_i * L} + \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{\pi * k * L} + \frac{1}{\pi * h_2 * D_o * L}$$

Donde:

- U: Coeficiente global de transferencia de calor
- h_1 : Coeficiente de convección material 1
- h_2 : Coeficiente de convección material 2
- A: Área
- L: Longitud
- D_o : Diámetro exterior
- D_i : Diámetro interior
- k: Conductividad térmica

De igual manera en tanque reservorio del sistema de refrigeración el calor se transfiere de fluido frío hacia la pared por convección, consecuentemente a través de la pared por conducción y este a su vez por al fluido por conducción.

2.7 Refrigeración

La refrigeración tiene como propósito el transporte de calor desde un lugar aislado térmicamente, en donde se guarda alimentos, sustancias perecibles, líquidos, hacia el medio ambiente exterior donde no presenta problemas.

Podemos clasificarla por sus aplicaciones:

- Refrigeración Doméstica: Potencia del compresor de 1/12 a 1/3 HP.
- Refrigeración Comercial: Potencia de compresor de 1/3 a 2 HP.
- Refrigeración Industrial: Potencias de compresor de 2 HP a más.

2.7.1 Historia de la Refrigeración

Alrededor del año 1850 se empezaron a desarrollar los medios para producir refrigeración utilizando maquinaria, a los que se les dio el nombre de refrigeración mecánica.

En los orígenes de la refrigeración mecánica, el equipo disponible era voluminoso, de alto costo y baja eficiencia que limitaba la atención de un mecánico o un ingeniero de operación, por tanto, limitaba el uso de la refrigeración mecánica a unas cuantas aplicaciones de gran tamaño.

2.7.2 Sistemas de refrigeración

Corresponden a sistemas mecánicos que, mediante propiedades termodinámicas de la materia trasladan energía térmica en forma de calor entre, dos o más focos, conforme se requiera.

Están diseñados primordialmente para disminuir la temperatura de un producto almacenado en cámaras frigoríficas o cámaras de refrigeración.

2.7.3 Sistemas de refrigeración por compresión

La refrigeración por compresión trata en forzar mecánicamente la circulación de un fluido creando zonas de baja y alta presión, haciendo que el fluido gane calor y lo disipe en otro.

La refrigeración por compresión se crea evaporando un refrigerante en estado líquido mediante un dispositivo de expansión al interior un intercambiador de calor, conocido como evaporador.

Para evaporarse este debe absorber calor de vaporización. Durante el cambio de estado, el refrigerante absorbe energía térmica, consecuentemente un compresor aumenta la presión del vapor y dentro de otro intercambiador de calor llamado condensador pasa nuevamente a estado líquido (Pita, 1991)

2.8 Prensa

Elemento mecánico regulable que ayuda a la sujeción de las probetas, entre el foco caliente y el foco frío, compuesto por 2 columnas, un tornillo sin fin y una manivela que sirve para fijar y comprimir las probetas conjuntamente con la resistencia.

2.9 Fundamentos de Vacío

2.9.1 Vacío

El término vacío se usa para denotar un volumen o región de espacio en el que la presión es menor que 760 torr, conforme a la Sociedad Americana de Vacío (1958), el término vacío se refiere a cierto espacio con gases, a una presión total menor que la atmosférica, por lo que el grado de vacío se incrementa en relación directa con la disminución de presión del gas residual.

Por tanto, en cuanto más se disminuye la presión, mayor vacío se obtiene lo que permite clasificarlo por grados, se puede hablar de bajo, mediano, alto y ultra alto vacío, en intervalos de presiones (HOFFMAND., 1998).

2.10 Regiones de presión de vacío

Estas regiones se componen por 19 órdenes de magnitud bajo 1 atmosfera. Esta escala es una manera apropiada de indicar varios fenómenos físicos que ocurren dentro de los rangos de presión.

Tabla 1

Factores de conversión de las unidades de presión

Unidades de Presión	Pa	bar	Mbar	Atm	Torr
Pa	1	1×10^{-5}	1×10^{-2}	9.87×10^{-6}	7.5×10^{-3}
bar	1×10^{-5}	1	1×10^3	0.987	750
mbar	100	1×10^{-3}	1	9.87×10^{-4}	0.75
Atm	1.01×10^5	1.013	1013	1	760
Torr	1.33×10^2	1.33×10^{-3}	1.33	1.32×10^{-3}	1

Fuente: (TECNOVAC, 2014)

2.10.1 Rangos de vacío

Tabla 2*Características de los rangos de vacío*

Rangos de vacío	Presión (mbar)	Densidad de Moléculas (cm^3)
Vacío grueso	1013 – 1	10^{19} – 10^{16}
Vacío Medio	1 – 10^{-3}	10^{16} – 10^{13}
Vacío Alto	10^{-3} – 10^{-7}	10^{13} – 10^9
Ultra Alto Vacío	$< 10^{-7}$	$< 10^{13}$

Fuente: (TECNOVAC, 2014)

2.10.2 Sistemas de vacío

Estos sistemas son diseñados bajo parámetros que deben ser controlados para un correcto y eficiente funcionamiento. Siendo presión y caudal, las variables críticas, para lograr la condición de atmosfera ideal y realizar los ensayos.

Componentes: cámara de vacío, bomba de vacío, válvula de regulación, vacuómetros, mangueras y sellos.

2.11 Cámara o campana de vacío

En los sistemas de vacío son contenedores que comúnmente se construyen de acero inoxidable, y su principal característica es la resistencia a la fuerza que ejerce la presión atmosférica sobre ella, siendo 1 kg/cm^2 .

2.12 Bomba de Vacío

La selección de la bomba se define por parámetros específicos, que son determinados bajo sus propiedades, como: la mínima presión que puede lograr, el intervalo de presión, la velocidad de bombeo, presión de descarga y gas residual (Thomas, 2004)

2.12.1 Tipos de bombas de vacío

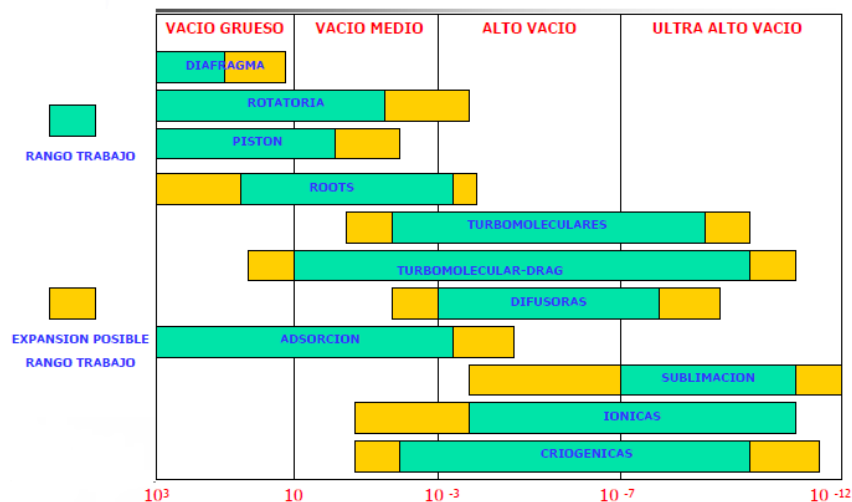


Figura 10. Bombas de vacío según su rango de trabajo
Fuente: (TECNOVAC, 2014)

A continuación, se presenta algunas de las bombas de vacío que son utilizadas para la generación de vacío grueso.

2.12.2 Bomba de membrana

Se basa en el cambio continuo de volumen producido por una pequeña cámara de bombeo, como consecuencia de la expansión y compresión que sufre su membrana. En la etapa de expansión se produce la toma de gas y en la de compresión su expulsión. Suelen tener tres o cuatro etapas de bombeo para llegar a un vacío final de aproximado de 2 [mbar] (TECNOVAC, 2014).

- **VENTAJAS:** Bomba totalmente seca, generalmente se la utiliza en procesos químicos.

- DESVENTAJAS: Baja capacidad de vacío y bombeo.

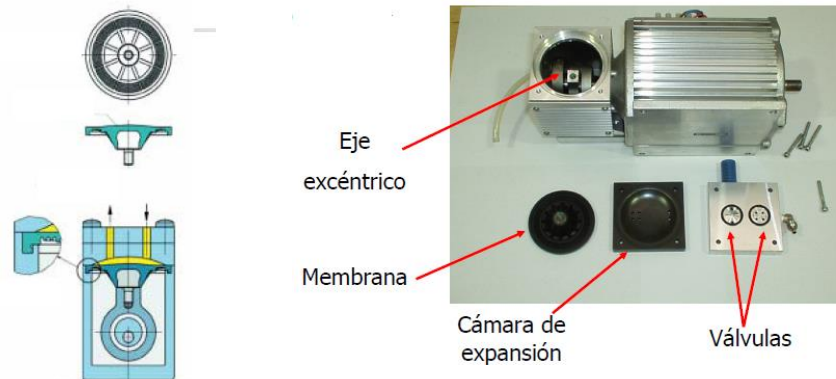


Figura 11. Bomba de diafragma con sus partes
Fuente: (TECNOVAC, 2014)

2.13 Bomba rotativa de paletas

Las bombas de paleta rotativa cuentan con una carcasa cilíndrica, un rotor en posición excéntrica y varias paletas de movimiento libre. Las paletas se ubican en las ranuras del rotor y a medida que el rotor gira, la fuerza centrífuga las lanza contra la pared cilíndrica mientras que crea una cámara entre el rotor y el cilindro con volumen variable (Manufacturing, 2017).

- VENTAJAS: Alto grado de compresión.
- DESVENTAJA: Retro difusión de vapores de aceite al sistema, contamina.

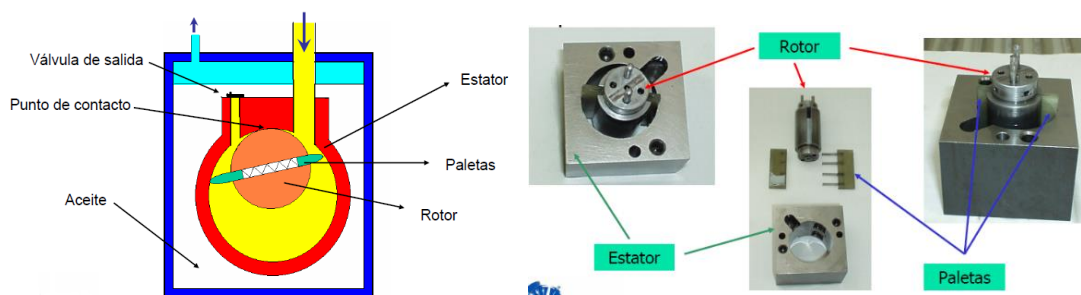


Figura 12. Bomba rotatoria de paletas con sus partes
Fuente: (TECNOVAC, 2014)

2.13.1 Bomba de pistón rotativa

Estas bombas son robustas y sencillas ya que se emplean en sistemas de grandes dimensiones.

Su estructura consta de un eje en el que están acopladas piezas mecánicas como el pistón el cual es accionado por un motor.

- VENTAJAS: Libre de aceites y partículas, bajo mantenimiento.
- DESVENTAJAS: Emisiones de ruido altas.

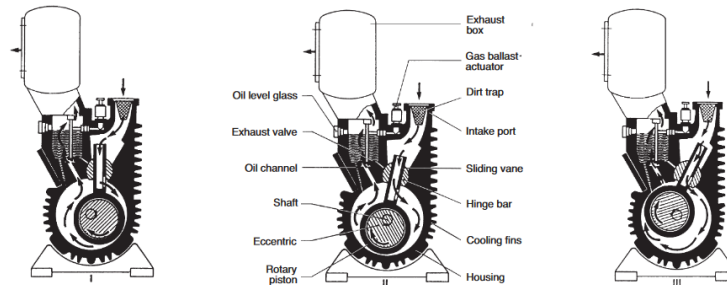


Figura 13. Diagrama funcional bomba de pistón rotativo simple etapa
Fuente: (Oerlikon, 2010)

2.14 Sellos y Empaques

Generalmente de forma circular o rectangulares de sección transversal que se utiliza en las tapas o extensiones de la cámara de vacío; fabricados generalmente de neopreno, metálico o caucho.

2.15 Foco Caliente

2.15.1 Resistencias Calefactoras

Dispositivos eléctricos que, mediante un estímulo de energía eléctrica, logran convertirla en calor.

Este tipo de resistencias son usadas para un sin número de aplicaciones por lo que los materiales con las que pueden ser fabricadas son muy diversos y variados dependiendo de la aplicación.

Generalmente las resistencias calefactoras se fabrican de aleación cromo-níquel con una proporción de 8 partes de níquel, y los 2 restantes de cromo, logrando una alta resistencia a altas temperaturas.

2.16 Instrumentación

La instrumentación del banco de pruebas se ha considerado como un sistema complementario, ya que dentro de la norma no especifica ninguna condición o parámetro para la construcción del mismo, manteniendo criterios ingenieriles se ha implementado un control para el sistema de refrigeración y el sistema de distribución (bomba).

CAPÍTULO III


DISEÑO MECÁNICO

3.1 Acondicionamiento del equipo

3.1.1 Generalidades

Existen diversas normas internacionales que rigen la construcción y el funcionamiento de los equipos de placa caliente para la determinación de la conductividad térmica de los materiales. La que rige la construcción y funcionamiento de este trabajo es la ASTM C 177-19 donde se especifica:

- El método se aplica a muestras de materiales cuya conductancia debe ser inferior a $16 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$.
- El aislamiento exterior que rodea al anillo de guarda, debe tener una resistencia por lo menos del doble la resistencia térmica de la placa del material que se ensaya
- La diferencia de temperaturas entre la cara caliente y la cara fría debe ser como mínimo de 10 °C.
- La atmósfera que rodea al ensayo debe tener como mínimo un punto de rocío superior a la temperatura más baja del aparato (para ambiente de la sala de laboratorio de 20 °C y 50% de humedad relativa, el punto de rocío es de 9 °C aproximadamente).
- El rango de temperaturas de ensayo se establece conforme a la ubicación geográfica en la cual se empleará el material de la probeta, por tanto, se toma como temperatura mínima 6° C registrada en Julio del 2019 y una máxima de 33.8 ° C en agosto del 2019 según la estadística climatológica.

	DIRECCION DE ESTUDIOS, INVESTIGACIÓN Y DESARROLLO HIDROMETEOROLÓGICO											
	ESTADISTICA CLIMATOLOGICA											
AGOSTO 2019												
ESTACION	PRECIPITACION (mm)					TEMPERATURA (°C)						
	NORM.	MES	% VAR.	MAX. 24h. FECHA	DIAS RR.	NORM.	MES	ANOM.	MAXIMA ABSOLUTA	MINIMA ABSOLUTA		
ESMERALDAS AER.	12	17.6	47	6.7 / 11	7	26.1	26.1	0	31.0 / 5	21.1 / 31		
LA CONCORDIA	59.9	2.5	-96	1.9 / 24	5	24.3	24.4	0.1	31.8 / 20	18.0 / 29		
SANTO DOMINGO	40.8	72.8	78	33.4 / 20	8	22.5	23.0	0.5	30.1 / 20	14.0 / 5		
PUERTO ILA	48.3	2.7	-94	0.8 / 26	6	23.9	24.2	0.3	32.5 / 26	19.2 / 28		
PORTOVIEJO	4.3	NIL	NIL	0 / 0	NIL	25.6	NIL	NIL	/	NIL /		
PICHILINGUE	13.8	0.8	-94	0.7 / 16	2	24.5	24.2	-0.3	32.3 / 20	18.4 / 30		
MILAGRO	1.4	0.1	-93	0.1 / 5	1	24.4	24.6	0.2	33.4 / 20	19.2 / 8		
GUAYAQUIL AER.	1.1	0	-100	0 / 0	0	25.1	24.6	-0.5	32.3 / 20	18.0 / 11		
SANTA ROSA AER.	6	9.1	52	2 / 16	15	0	23.3	NIL	29.5 / 20	18.6 / 23		
SAN GABRIEL	41.7	39.3	-6	11.1 / 13	23	11.4	11.5	0.1	17.7 / 18	3.2 / 22		
INGUINCHO	19.6	1.1	-94	0.6 / 2	3	10.3	11.3	1	18.2 / 25	4.5 / 30		
TOMALON	8.3	0.3	-96	0.3 / 19	1	15.4	16.7	1.3	25.5 / 18	6.0 / 1		
QUITO-ÑAQUITO	24.4	0	-100	0 / 0	0	16	17.7	1.7	25.4 / 27	9.5 / 31		
LA TOLA	16.4	0.1	-99	0.1 / 2	1	16	16.6	0.6	25.2 / 18	5.8 / 30		
IZOBAMBA	36.5	0 (r)	-100	0 / 0	0	12.2	13.7	1.5	22.4 / 12	4.0 / 18		
LATACUNGA AER.	11.4	16.1	41	10 / 24	8	13	12	-1.0	19.6 / 18	-0.9 / 1		
RUMIPAMBA	16.3	35.4	117	18.1 / 29	15	13.4	13.4	0	22.0 / 18	2.0 / 1		
QUEROCHACA	38.8	60.8	57	12.9 / 14	23	11.5	11.5	0	18.2 / 18	4.5 / 1		
CAÑAR	13.8	19.6	42	6.1 / 14	13	11.6	11.2	-0.4	18.4 / 1	5.2 / 1		
CUENCA AER.	19.3	10.6	-45	3 / 3	9	14.5	14.6	0.1	24.5 / 1	4.5 / 30		
LA ARGELIA	39.4	78.3	99	36.2 / 14	16	15.9	15.7	-0.2	22.4 / 1	6.8 / 17		
LA TOMA CATAMAY	3.1	4.2	35	2.2 / 15	2	24.1	24	-0.1	31.6 / 1	13.5 / 2		
LAGO AGRIO AER.	243.8	130	-47	31 / 19	8	25.7	25.3	-0.4	33.8 / 30	17.2 / 5		
EL COCA AER.	167.3	171	2	35 / 4	16	26.4	25.8	-0.6	34.6 / 30	17.3 / 5		
NVO. ROCAFUERTE	215.8	327.7	52	86.2 / 3	16	26.1	26	-0.1	33.8 / 30	18.0 / 5		
PASTAZA AER.	323.3	300.7	-7	47 / 4	22	20.9	23.7	2.8	34.2 / 30 (R)	16.0 / 5		
PUYO	282.5	233.5	-17	44.3 / 13	20	21.4	21.4	0	30.6 / 30	12.5 / 30		
MACAS AER.	167.1	223.3	34	42 / 3	16	21.2	20.5	-0.7	30.9 / 30	12.5 / 30		
SAN CRISTOBAL	10.6	19.4	83	5.3 / 24	18	22.8	22.3	-0.5	26.3 / 25	17.8 / 9		

NIL = No reporta información

(R) = Record Máximo de serie

(r) = Record Mínimo de serie

NOTA: Los datos utilizados están sujetos a verificación

La temperatura media y mensual son calculadas en base a temperaturas extremas

Figura 14. Estadísticas climatológicas agosto 2019

Fuente: (INAMHI, 2019)

- La aplicación de los materiales a ser ensayados para este trabajo conforme a experimentos previos se limita a materiales de construcción para viviendas.

- Estabilidad de temperatura: Los materiales de la superficie de contacto tanto para la resistencia central como para el anillo de guarda tienen que resistir una temperatura máxima de 35 °C y la deformación cuando se aplica una fuerza de sujeción.
- Para temperaturas no tan elevadas, las resistencias calefactoras eléctricas deben asegurar una alta conductividad y baja inercia térmica en ambas caras.
- Conductividad térmica: Para reducir las diferencias de temperatura lateral entre las placas de superficie de contacto, tanto para la resistencia central como para el anillo de guarda, deberán ser fabricadas con materiales que posean una conductividad térmica alta (Method, 2019).
- Uniformidad de temperatura: Se tiene que seleccionar un diseño y disposición de los elementos de la resistencia calefactora que suministren la densidad de flujo de calor necesaria para el rango de conductancias térmicas de la muestra que se investigará (Method, 2019).
- Emitancia: Para obtener una alta emitancia de superficie, duradera y uniforme, seleccione un material o tratamiento adecuado, o ambos dependiendo de la aplicación:
 - Temperatura moderada: Se pueden emplear pinturas de alta emisión.
 - Alta temperatura: Se pueden emplear cerámicos o placas de níquel tratadas con un recubrimiento de óxido (Method, 2019).

3.1.2 Diagrama y Análisis de transferencia de calor

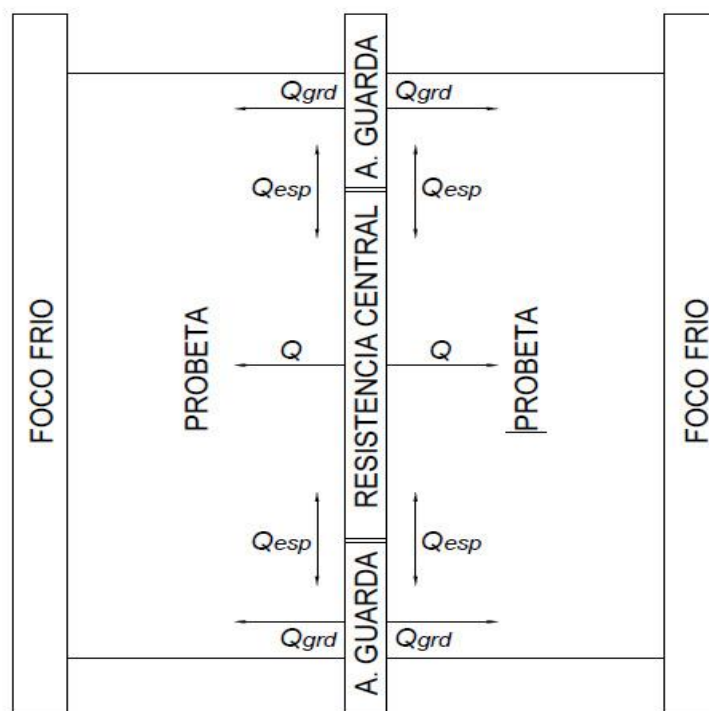


Figura 15. Diagrama de transferencia de calor del banco de pruebas

3.2 Foco Caliente

3.2.1 Descripción del sistema

Dispositivo eléctrico que consta de una resistencia calefactora central de 150 x 150 [mm], cuyo propósito es producir un flujo de calor unidimensional, en estado estacionario y un anillo de guarda de 300 x 300 [mm], cuya función es evitar pérdidas de calor en el borde.

Estas dos resistencias calefactoras son alimentadas cada una por una fuente DC SUNSHINE P-3010D con ajuste de corriente y voltaje de salida de 0 – 10 [A] y 0 – 30 [V] respectivamente.

3.2.2 Parámetros a considerar

Tabla 3

Parámetros de la resistencia calefactora (foco caliente).

PARÁMETRO	VALOR
Temperatura máxima	35°C
Fuente de voltaje (Potenciómetro)	DC SUNSHINE P-3010D
Voltaje	0 – 30 [V]
Amperaje	0 – 10 [A]

CONTINÚA

Termocuplas tipo K (resistencia central)	2
Termocuplas tipo K (anillo de guarda)	1

Es así entonces que los parámetros detallados en la Tabla 3 serán nuestros limitantes a la hora de diseñar el sistema de refrigeración.

3.3 Potencia Eléctrica

Considerando los siguientes valores:

$$i = 10 [A]$$

$$V = 30 [V]$$

$$\dot{W}_e = P_e = V * i \quad \text{Ec. 7}$$

$$\dot{W}_e = 30 * 10 = 300 [W]$$

Donde:

V: Voltaje.

\dot{W}_e : Potencia eléctrica generada por la resistencia que se convierte en calor transferido.

i: Intensidad de corriente.

Debido a la simetría solo la mitad del calor transferido fluirá a través de cada una de las muestras.

$$\dot{Q} = \frac{1}{2} * \dot{W}_e$$

$$\dot{Q} = \frac{1}{2} * 300 = 150 [W]$$

Donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor a través de cada muestra.

Determinamos el área total.

$$A = b * h = 250 * 250 \quad \text{Ec. 8}$$

$$A = 62500 [mm^2] = 6.250 \times 10^{-2} [m^2]$$

Cálculo de transferencia de calor por unidad de área.

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} = \frac{150}{6.250 \times 10^{-2}} \quad \text{Ec. 9}$$

$$\dot{q} = 2.4 \times 10^3 \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Donde:

\dot{q} : Flujo de calor

A: Área

3.4 Cálculo de espaciamento (GAP)

El espacio entre placa central y anillo de guarda, está limitado por la norma ASTM C177-19, a un área máxima del 5% del área de la placa central.

$$\text{Área placa central} = 150 * 150 [mm^2] = 22500 [mm^2] \quad \text{Ec. 10}$$

$$5\% \text{ Área placa central} = 0.05 * 22500 [mm^2] = 1125 [mm^2]$$

+

Si suponemos una rendija de 1 [mm] de distancia entre la resistencia central y el anillo de guarda.

$$\text{Área rendija} = 4 * (151 * 1)[\text{mm}^2] = 604 [\text{mm}^2]$$

Valor que es menor al 5% del área de la placa central.

3.5 Sistema de refrigeración

3.5.1 Descripción del sistema

La adecuación del sistema de refrigeración al banco de pruebas para la determinación de conductividad térmica se basa en generar, un flujo de calor unidireccional en estado estable, y simular condiciones ambientales tomando un rango de temperaturas detalladas en los requerimientos (Núñez M. E., 2017), cumpliendo con las especificaciones de la Norma ASTM C117-19 y teniendo como punto de partida una unidad condensadora Tecumseh de 1 Hp.

3.5.2 Parámetros a considerar

Tabla 4

Parámetros del sistema de refrigeración (foco frío)

PARÁMETRO	VALOR
Temperatura del fluido	3 °C - +18°C
Volumen del tanque reservorio	16 [gal]
Material de tanque	Polietileno de alta densidad (HDPE)
Unidad condensadora	1 [HP]
Refrigerante	R-404A

Es así entonces que los parámetros detallados en la Tabla 4 serán nuestros limitantes a la hora de diseñar el sistema de refrigeración.

3.5.3 Análisis de caudal

Al ser un sistema en el que solo se produce transferencia de calor y no existe ninguna interacción de trabajo, realizamos un balance de energía entre la resistencia calefactora y el foco frío, con el fin de determinar el caudal necesario para que el sistema sea estable.

Cantidad neta de transferencia de calor de la Resistencia Calefactora

$$\dot{Q} = m * C_v * \Delta T$$

Ec. 11

$$\dot{Q}_{resistencia} = m * C_v * \Delta T$$

Donde:

$\dot{Q}_{resistencia}$: Cantidad de transferencia de calor de la resistencia

m : Masa

C_v : Calor específico a volumen constante

ΔT : Cambio de temperatura

Material de la resistencia: Nicrom (80% Ni – 20% Cr)

$$\rho = 8400 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Propiedades termofísicas:

Nicrom (300 K)

$$k = 12 \left[\frac{W}{m * K} \right]$$

$$C_p = 420 \left[\frac{J}{kg * K} \right]$$

Nicrom (400 K)

$$k = 14 \left[\frac{W}{m * K} \right]$$

$$C_p = 480 \left[\frac{J}{kg * K} \right]$$

Interpolamos:

Nicrom (308 K)

$$k = 12.16 \left[\frac{W}{m * K} \right]$$

$$C_p = 424.8 \left[\frac{J}{kg * K} \right]$$

Reemplazamos valores en la ecuación 11:

$$\dot{Q}_{resistencia} = 0.3 * 424.8 * (308 - 293)$$

$$\dot{Q}_{resistencia} = 1911.6 [J]$$

En el caso del foco frío al no existir ninguna variación en el tiempo se lo considera como flujo estacionario:

$$\dot{Q} = \dot{m} * C_p * \Delta T \quad \text{Ec. 12}$$

$$\dot{Q}_{focofrío} = \dot{m} * C_p * \Delta T$$

Donde:

\dot{Q} :	Razón de transferencia de calor
\dot{m} :	Transferencia de masa (Flujo másico)
C_p :	Calor específico a presión constante
ΔT :	Cambio de temperatura

Para balancear el sistema:

$$\dot{Q}_{focofrío} = \dot{Q}_{resistencia}$$

Considerando que por el foco frío circula Agua Saturada:

$$\rho = 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Propiedades termofísicas:

Agua (275 K)

$$k = 574 \times 10^3 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

$$C_p = 4.21 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$$

Agua (280 K)

$$k = 582 \times 10^3 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

$$C_p = 4.19 \left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$$

Interpolamos:

Agua (276 K)

$$k = 575.6 \times 10^3 \left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$$

$$C_p = 4.208 \left[\frac{KJ}{kg \cdot K} \right]$$

Reemplazamos valores y despejamos \dot{m} de la ecuación 12:

$$1911.6 = \dot{m} * 4.2084 \times 10^3 * 3$$

$$\dot{m}_{agua} = 0.1514 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

$$Q_{agua} = \frac{\dot{m}_{agua}}{\rho_{agua}} = 1.151 \times 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right] = 0.545 \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad \text{Ec. 13}$$

3.6 Selección de tubería de cobre del evaporador

El dimensionamiento de la tubería tiene como objetivo, el transporte de refrigerante desde la unidad condensadora al evaporador, y a su vez tener una superficie de contacto suficientemente grande para enfriar el agua que será enviada al foco frío, tomando como velocidad de referencia (8 a 15 m/s) (Núñez M. E., 2017).

Cálculo de temperaturas de refrigerante mediante gráfica comparativa del R-404A:

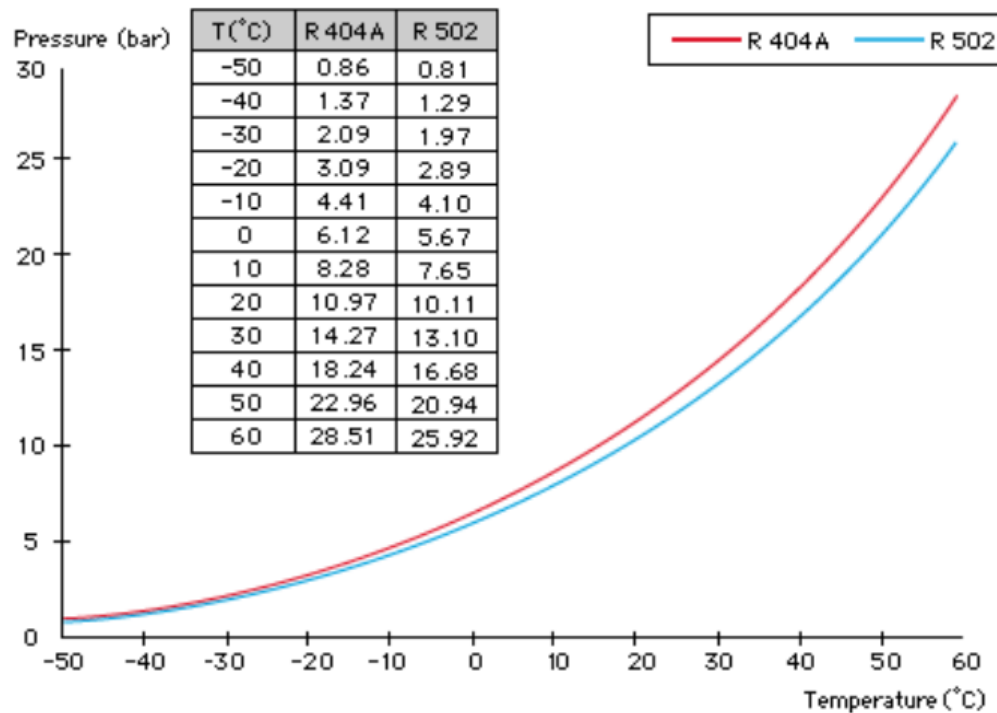


Figura 16. Gráfica Presión-Temperatura Refrigerante R-404A
Fuente: GASERVEI

De la gráfica acorde a la presión en alta y baja en el sistema de refrigeración determinamos una temperatura

Temperatura de entrada:

$$P_{entrada} = 160 [psi] = 11.03 [Bar]$$

Interpolando:

$$T_{entrada} = 293.18 [K] \approx 294[K]$$

Temperatura de salida:

$$P_{salida} = 60 [psi] = 4.137 [Bar]$$

Interpolando:

$$T_{salida} = 260.930 [K] \approx 261[K]$$

Tabla 5*Datos de flujo másico*

Datos	
Cp agua	4181 [J/kg*K]
Cp refrigerante	1640 [J/kg*K]
Temperatura de entrada de agua	295 K 22°C
Temperatura de salida de agua	276 K 3° C
Temperatura de salida de refrigerante	261 K -12° C
Temperatura de entrada de refrigerante	294 K 20° C
\dot{m}_{agua}	0.1514 [kg/s]

Fuente: Ficha Técnica refrigerante R-404A

Realizamos un balance de energía:

$$Q_{entrada_{ref}} = Q_{salida_{agua}}$$

Donde:

$Q_{entrada_{ref}}$: Calor que gana el refrigerante

$Q_{salida_{agua}}$: Calor que cede el agua

$$\dot{m}_{ref} * C_{p_{ref}} * \Delta T_{ref} = \dot{m}_{agua} * C_{p_{agua}} * \Delta T_{agua}$$

Despejamos el flujo másico de refrigerante necesario:

$$\dot{m}_{refrigerante} = \frac{\dot{m}_{agua} * C_{p_{agua}} * \Delta T_{agua}}{C_{p_{ref}} * \Delta T_{ref}}$$

$$\dot{m}_{ref} = 0.222 \left[\frac{kg}{s} \right]$$

Para determinar el diámetro de la tubería:

Tabla 6*Datos de refrigerante R-404A*

Datos	
Velocidad	8 [m/s]
ρ	1048 [kg/m ³]

CONTINÚA

\dot{m}_{ref}	0.222 [kg/s]
-----------------	--------------

Fuente: (Núñez, 2017)

$$A = \frac{\dot{m}}{\rho * v} \quad \text{Ec. 14}$$

$$A = \frac{\dot{m}_{refrigerante}}{\rho * v}$$

De la ecuación 14 despejamos el diámetro de la tubería:

$$\phi = \sqrt{\frac{4 * \dot{m}_{refrigerante}}{\rho * Velocidad * \pi}}$$

$$\phi = 5.809 \times 10^{-3} [m] = 5.809 [mm]$$

Con esta referencia seleccionamos un diámetro acorde a la disponibilidad del proveedor local

MEGAFRIO:

$$\phi = \frac{3}{8} in = 9.525 [mm]$$

3.7 Análisis térmico del sistema de refrigeración

Se lo realizó con la finalidad de conocer la cantidad de calor necesario a extraer en un período de tiempo establecido.

3.7.1 Cálculo del coeficiente de convección del agua

Tabla 7

Datos del tanque de almacenamiento

Datos del tanque de almacenamiento		
Conducción térmica del cobre	51.5	[W/m*K]
Diámetro exterior tubo de cobre	$9.52 * 10^{-3}$	[m]
Diámetro interior tubo de cobre	$8.52 * 10^{-3}$	[m]
Longitud de los tubos evaporador	0.25	[m]

Tabla 8

Propiedades del agua

Propiedades del agua

CONTINÚA

β	$0.2158 \cdot 10^{-3}$	[1/K]
α	$1.4388 \cdot 10^{-7}$	[m ² /s]
Pr	6.662	
L	0.6	[m]
μ	$0.957 \cdot 10^{-3}$	[m ² /s]
g	9.81	[m/s ²]
k_{agua}	0.6016	[W/m*K]

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

Cálculo número de Rayleigh:

$$RaD = \frac{g * \beta * (T_{salida} - T_{entrada}) * L^3}{\alpha * \mu} \quad \text{Ec. 15}$$

$$RaD = \frac{g * \beta * (T_{salida_{ref}} - T_{entrada_{ref}}) * L^3}{\alpha * \mu}$$

$$RaD = 6.3098 \times 10^7$$

Donde:

β : Coeficiente de expansión volumétrica

Pr : Número de Prandtl

h_{ref} : Coeficiente de convección

RaD : Número de Rayleigh

Cálculo número de Nusselt:

$$NuD = \left[0.6 + \frac{0.387 * RaD^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left[\frac{0.559}{Pr} \right]^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad \text{Ec. 16}$$

$$NuD = 61.3235$$

Determinamos el coeficiente de convección:

$$h = \frac{k}{L} * NuD \quad \text{Ec. 17}$$

$$h_{agua} = \frac{k_{agua}}{L} * NuD$$

$$h_{agua} = 61.947 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

Donde:

h_{agua} : Coeficiente de convección del agua

3.7.2 Cálculo del coeficiente de convección del refrigerante

Tabla 9

Propiedades del refrigerante R 404-A

Datos		
β	0.002242	[1/K]
α	$1.959 * 10^{-6}$	[m ² /s]
Pr	0.358	
Diámetro de la tubería	$9.52 * 10^{-3}$	[m]
μ	$4.412 * 10^{-6}$	[m ² /s]
g	9.81	[m/s ²]
k_{ref}	0.00993	[W/m*K]

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

Cálculo número de Rayleigh:

$$RaD = \frac{g * \beta * (T_{salida_{ref}} - T_{entrada_{ref}}) * D^3}{\alpha * \mu} \quad \text{Ec. 15}$$

$$RaD = 9.88002x10^4$$

Donde:

β : Coeficiente de expansión volumétrica

Pr : Número de Prandtl

RaD : Número de Rayleigh

Cálculo número de Nusselt:

$$NuD = \left[0.6 + \frac{0.387 * RaD^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left[\frac{0.559}{Pr} \right]^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right]^2$$

$$NuD = 7.0749$$

Determinamos el coeficiente de convección del refrigerante:

$$h_{ref} = \frac{k_{ref}}{D} * NuD$$

$$h_{ref} = 7.3796 \left[\frac{W}{m^2 * K} \right]$$

Donde:

h_{ref} : Coeficiente de convección del agua

3.8 Análisis resistencias térmicas del evaporador

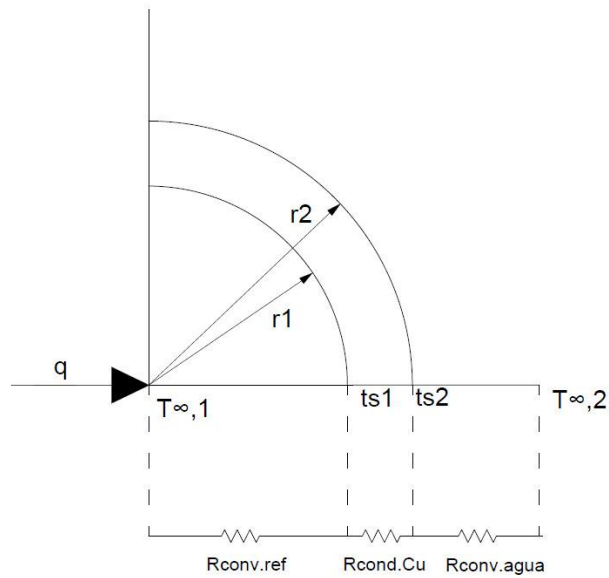


Figura 17 Resistencia térmica de tubería de cobre del evaporador

Considerando que el diámetro del tanque de [HDPE] de 16 [gal] es de 36 [cm], la longitud promedio será de 25 [cm]

Convección:

$$R_{conv} = \frac{1}{2 * \pi * h * r_1 * L} \quad \text{Ec. 18}$$

Donde:

r_1 : Radio interno

r_2 : Radio interno

R_{conv} : Resistencia térmica por convección

Reemplazamos los valores en la ecuación 18:

$$R_{conv_{ref}} = \frac{1}{2 * \pi * h_{ref} * r_1 * L}$$

$$R_{conv_{ref}} = 15.094 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Conducción:

$$R_{cond_{Cu}} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * k * L} \quad \text{Ec. 19}$$

Reemplazamos los valores en la ecuación 19:

$$R_{cond_{Cu}} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * k_{Cu} * L}$$

$$R_{cond_{Cu}} = 1.302 \times 10^{-3} \left[\frac{K}{W} \right]$$

Convección:

$$R_{conv_{Agua}} = \frac{1}{2 * \pi * h_{agua} * r_2 * L}$$

$$R_{conv_{Agua}} = 1.618 \left[\frac{K}{W} \right]$$

Resistencia total:

$$R_{Total} = R_{conv_{ref}} + R_{cond_{Cu}} + R_{conv_{Agua}} \quad \text{Ec. 20}$$

Donde:

R_{Total} : Sumatoria de todas las resistencias térmicas en el sistema.

(resistencia térmica total)

$$R_{Total} = 16.714 \left[\frac{K}{W} \right]$$

3.8.1 Coeficiente global de transferencia

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{r_1}{k_1} * \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{r_2} * \frac{1}{h_2}} \quad \text{Ec. 21}$$

Donde

U : Coeficiente global de transferencia de calor

Reemplazamos los valores:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ref}} + \frac{r_1}{k_{Cu}} * \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{r_2} * \frac{1}{h_{agua}}}$$

$$U = 6.664 \left[\frac{W}{K} \right]$$

$$U * A = \frac{1}{R_{Total}} = 2 * \pi * r_2 * l \quad \text{Ec. 22}$$

$$l = \frac{1}{R_{Total} * 2 * \pi * r_2} = 1.4995 [m]$$

Considerando que el volumen de agua llega a 60 [cm] de alto total del tanque y el diámetro de la tubería es de 5/8 [in], aprovechando al máximo la geometría y el espacio colocamos un promedio de 25 tubos dentro del mismo:

$$L_{Total} = 25 * l = 37.4875 [m]$$

3.8.2 Cálculo del COP

Temperatura de evaporación:

$$T_{evap} = T_R - D_T \quad \text{Ec. 23}$$

Donde:

T_{evap} : Temperatura de evaporación

T_R : Temperatura de espacio refrigerado

D_T : Diferencia de temperatura entre el evaporador y espacio refrigerado

Tabla 10

Diferencia de temperaturas entre evaporador y espacio refrigerado

Diferencias de Temperatura		
Humedad Relativa	Convección Natural	Convección Forzada
%	°F	°F
95-91	12-14	8-10
90-86	14-16	10-12
85-81	18-18	12-14
80-76	18-20	14-16
75-70	20-22	16-18

Fuente: (Mero & Zambrano, 2012)

Se estima que la humedad relativa en el espacio a refrigerarse es del 80% por lo tanto el DT según la tabla 10 es de 14°F ya que utilizamos evaporadores de convección forzada.

Reemplazamos:

$$T_{evap} = 37.4 - 14 = 23.4 \text{ [°F]} = -4.778 \text{ [°C]}$$

$$T_{evap} = T_1$$

Temperatura de condensación

$$T_{cond} = T_m + \Delta T \quad \text{Ec. 24}$$

Donde:

T_{cond} : Temperatura de condensación

T_m : Temperatura del medio ambiente

ΔT : Incremento de temperatura

Entre las temperaturas promedio de aire y condensación en condensadores de tiro forzado se tiene un incremento de 10 a 15 [°C].

$$T_{cond} = 25^{\circ}\text{C} + 15^{\circ}\text{C} = 40^{\circ}\text{C}$$

$$T_{cond} = T_2$$

TEMP. (°C)	PRESION ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (Kg/m³)		ENTALPIA (kJ/Kg)		ENTROPIA (kJ/Kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	0.85	0.82	1319.99	4.49	135.68	337.63	0.8120	1.7191
-45	1.09	1.05	1304.99	5.64	141.64	340.80	0.8384	1.7131
-40	1.36	1.32	1289.70	7.01	147.68	343.95	0.8644	1.7079
-35	1.70	1.65	1274.09	8.62	153.79	347.07	0.8902	1.7034
-30	2.09	2.04	1258.12	10.52	159.97	350.15	0.9158	1.6993
-25	2.55	2.49	1241.76	12.73	166.24	353.18	0.9412	1.6958
-20	3.08	3.01	1224.97	15.30	172.60	356.16	0.9664	1.6926
-15	3.70	3.62	1207.70	18.25	179.04	359.07	0.9914	1.6898
-10	4.40	4.32	1189.90	21.66	185.57	361.90	1.0162	1.6873
-5	5.20	5.11	1171.52	25.55	192.20	364.65	1.0409	1.6849
0	6.11	6.01	1152.51	30.00	198.92	367.31	1.0655	1.6827
5	7.13	7.03	1132.78	35.07	205.76	369.86	1.0899	1.6806
10	8.28	8.16	1112.27	40.38	212.70	372.28	1.1143	1.6765
15	9.55	9.43	1090.89	47.38	219.77	374.57	1.1387	1.6743
20	10.97	10.84	1068.53	54.82	226.97	376.71	1.1630	1.6720
25	12.54	12.40	1045.08	63.28	234.32	378.68	1.1873	1.6695
30	14.25	14.12	1020.38	72.89	241.82	380.47	1.2117	1.6667
35	16.16	16.01	994.26	83.86	249.50	382.03	1.2362	1.6636
40	18.23	18.08	966.50	96.39	257.39	383.35	1.2609	1.6611
45	20.49	20.34	936.81	110.80	265.51	384.38	1.2859	1.6595
50	22.95	22.80	904.81	127.46	273.91	385.08	1.3113	1.6556

Figura 18 Ficha técnica R404A- Presiones de evaporación y condensación del refrigerante
Fuente: GASSERVEI

$$P_{evap} = 5.24 \text{ [Bar]}$$

$$P_{cond} = 16.16 \text{ [Bar]}$$

Tabla 11

Valores del ciclo termodinámico

Punto	P[MPa]	T[°C]	h [kJ/kg]
1	0.524	-	364.76
			4.778
2	1.616	40	390

CONTINÚA

3	1.616	35	250
4	0.524	-	250
		4.778	

Calculamos el coeficiente de performance del ciclo de refrigeración:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad \text{Ec. 25}$$

$$COP = \frac{364.76 - 250}{390 - 364.76}$$

$$COP = 4.546$$

3.9 Selección de tuberías PVC

Transporte del fluido: agua a 3 °C que sale del evaporador hacia el foco frío y el retorno hacia el mismo.

Considerando los datos previamente calculados en la ecuación 13:

$$\dot{Q} = 0.0001514 \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$\rho = 1000 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

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

3.9.1 Cálculo del diámetro

Tabla 12

Velocidades típicas de un fluido

FLUIDO	VELOCIDAD
	[m/s]
Agua	1.5 – 2.5
Aire 0-30 [psi]	20
Gas natural (tuberías de acero al carbono)	30

Lubricante (tuberías de acero al carbono)	1.5
Oxígeno (tubería acero inoxidable)	9 – 20
Vapor de agua	10 – 30

Fuente:
(Coulson &

Richardson, 2005)

Para el fluido agua tenemos los siguientes rangos de velocidades

$$1.5 \left[\frac{m}{s} \right] \leq v_{agua} \leq 2.5 \left[\frac{m}{s} \right]$$

De la tabla 12 la velocidad del fluido es:

$$v_{agua} = 2.5 \left[\frac{m}{s} \right] \quad \text{Ec. 26}$$

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

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

$$Q = v * A \quad \text{Ec. 27}$$

$$Q = v_{agua} * A$$

Reemplazamos los valores de la ecuación 13 y de la tabla 12 y obtenemos el diámetro teórico:

$$D_{teórico} = \sqrt{\frac{4 * \dot{Q}}{v_{agua} * \pi}} = 8.781 \times 10^{-3} [m]$$

$$D_{teórico} = 0.34[in] \approx 0.5 [in]$$

Con esta referencia seleccionamos un diámetro acorde a la disponibilidad del proveedor local

PLASTIGAMA:

Tabla 13

Selección de tubería PVC

Diámetro [plg]	Diámetro Exterior [mm]	Espesor [mm]	Diámetro interior [mm]	Presión de Trabajo		
				[psi]	[Mpa]	[kg/m ²]
1/2	21.34	3.73	13.88	420	2.90	29.50
3/4	26.67	3.91	18.85	340	2.34	23.90
1	33.40	4.55	24.30	320	2.21	22.50
1 1/4	42.16	4.85	32.46	260	1.79	18.30
1 1/2	48.26	5.08	38.10	240	1.65	16.90
2	60.32	5.54	49.24	200	1.38	14.10

Fuente: PLASTIGAMA

Se selecciona tubería de 0.5 [in], y calculamos el diámetro interno.

$$D_o = 21.34 [mm]$$

$$t = 3.73 [mm]$$

$$D_i = D_o - 2 * t = 13.88 [mm]$$

3.10 Selección de bomba

Se basa en el esquema de la figura 19, que muestra la distribución de la tubería PVC acorde al tanque de almacenamiento y ubicación de la bomba, teniendo en cuenta un diseño óptimo y eficiente para evitar pérdidas significativas.

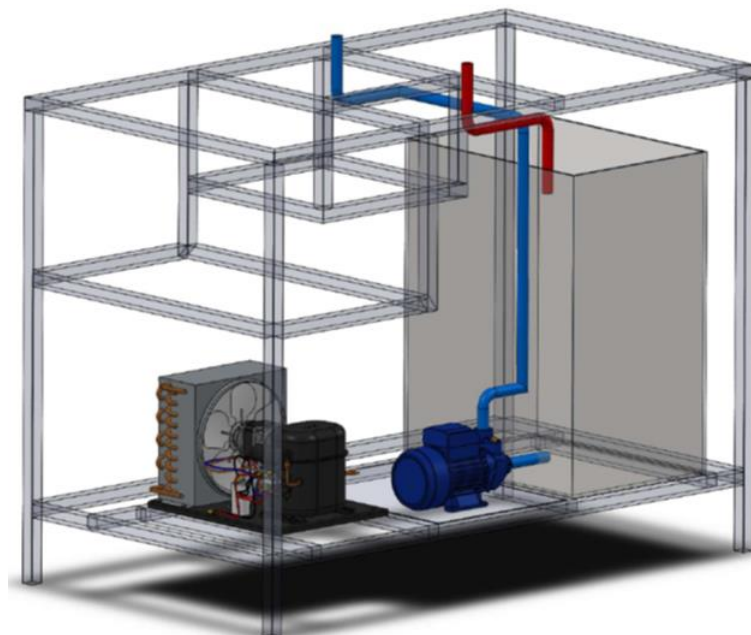


Figura 19 Esquema de tuberías y bomba de distribución**3.10.1 Cálculo de pérdidas en tubería PVC**

Se calcula primero el número de Reynolds con el objetivo de conocer en qué régimen se está trabajando:

$$Re = \frac{v * \rho * D_i}{\mu}$$

Ec. 28

Viscosidad del agua:

Agua (0.01°C)

$$\mu = 1.792x10^{-3} \left[\frac{kg}{m * s} \right]$$

Agua (5°C)

$$\mu = 1.519x10^{-3} \left[\frac{kg}{m * s} \right]$$

Interpolando:

Agua (3°C)

$$\mu = 1.678 x10^{-3} \left[\frac{kg}{m * s} \right]$$

$$Re = \frac{2.5 * 1000 * 13.88x10^{-3}}{1.678x10^{-3}}$$

Donde:

Re : Numero de Reynolds

μ : Viscosidad Dinámica

D_i : Diámetro Interno

v : Velocidad

$$Re = 2.068 \times 10^4 \text{ Flujo turbulento ya que es } > \text{ a } 1 \times 10^4$$

Aplicamos la ley de Darcy – Weisbach:

$$\Delta Pf = f * \frac{L}{D_i} * \frac{\rho * v^2}{2} \quad \text{Ec. 29}$$

Cálculo de la fricción en la tubería, a partir de la ecuación de Haaland.

Ec. 30

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D_i} \right)^{1.11} \right]$$

Donde:

ε : Rugosidad Absoluta

f : Fricción

Tabla 14

Valores de rugosidad absoluta en diferentes materiales

RUGOSIDAD ABSOLUTA DE MATERIALES			
MATERIAL	$\varepsilon(mm)$	MATERIAL	$\varepsilon(mm)$
Plástico (PE, PVC)	0.0015	Fundición asfaltada	0.06-0.18
Poliéster reforzado con fibra de vidrio	0.01	Fundición	0.12-0.60

CONTINÚA

Tubos estriados de acero	0.015	Acero comercial y soldado	0.03-0.09
Tubos de latón o cobre	0.0015	Hierro forjado	0.03-0.09
Fundición revestida de cemento	0.0024	Hierro galvanizado	0.06-0.24
Fundición con revestimiento bituminoso	0.0024	Madera	0.18-0.90
Fundición centrífuga	0.003	Hormigón	0.3-3.0

Fuente: (Cengel & Ghajar, 2011)

Despejando fricción de la ecuación de Haaland:

$$f = \left[\frac{1}{-1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7} \right)^{1.11} \right]} \right]^2$$

Reemplazamos los valores de la ecuación 28 y la tabla 14:

$$f = \left[\frac{1}{-1.8 * \log \left[\frac{6.9}{2.0678 \times 10^4} + \left(\frac{0.0015}{3.7} \right)^{1.11} \right]} \right]^2 = 0.028435$$

El cálculo de pérdidas va a depender de la longitud que recorrerá el fluido a lo largo de la tubería.

$$L = 6.896 \text{ m}$$

La pérdida por fricción a lo largo de toda la tubería, reemplazamos valores en la ecuación 29:

$$P_{ft_{PVC}} = f * \frac{L}{D_i} * \frac{\rho * v^2}{2}$$

$$P_{ft_{PVC}} = 0.028435 * \frac{6.896}{13.88 \times 10^{-3}} * \frac{1000 * 2.5^2}{2}$$

$$P_{ft_{PVC}} = 44.148 \times 10^3 \text{ [Pa]}$$

3.10.2 Análisis en tubería de cobre

Serpentín tipo parrilla que está fabricado en tubería de cobre de ¼ de pulgada tipo L, armada con 8 tubos de 36 cm y 14 tubos de 3 cm.

Tabla 15

Medidas de tuberías cobre tipo M de temple rígido

Medida Nominal [in] [mm]	Diámetro Exterior. [in] [mm]	Diámetro Interior [in] [mm]	Espesor de la pared [in] [mm]	Peso [in] [mm]
1/4 6.35	0.375 9.525	0.315 8.001	0.030 0.762	0.126 0.187
3/8 9.50	0.500 12.700	0.430 10.922	0.035 0.885	0.198 0.295
½ 12.7	0.625 15.875	0.545 13.843	0.040 1.143	0.285 0.424

Fuente: Nacobre S.A.

En este caso no es necesario el cálculo del diámetro ya que el serpentín está construido

$$D_o = 9.525 \text{ [mm]}$$

$$D_i = 8.255 \text{ [mm]}$$

$$t = 0.635 \text{ [mm]}$$

Para determinar la longitud total realizamos la sumatoria de cada tubo y accesorio de cobre empleado en el serpentín del foco frío.

$$L = 8 * 36 + 14 * 3 = 330 \text{ [cm]} = 3.3 \text{ [m]}$$

Calculamos Reynolds para determinar el régimen del fluido:

$$Re = \frac{v * \rho * D_i}{\mu}$$

$$Re = \frac{2.5 * 1000 * 8.255x10^{-3}}{1.678x10^{-3}}$$

Donde:

Re : Numero de Reynolds

μ : Viscosidad Dinámica

D_i : Diámetro Interno

$Re = 1.229 \times 10^4$ Flujo turbulento ya que es $>$ a 1×10^4

Aplicamos la ley de Darcy – Weisbach:

$$\Delta Pf = f * \frac{L}{D_i} * \frac{\rho * v^2}{2}$$

Cálculo de la fricción en la tubería, a partir de la ecuación de Haaland.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{D_i} \right)^{1.11} \right]$$

Seleccionamos la rugosidad de PVC de la tabla 14:

$$\varepsilon_i = 0.0015 \text{ mm}$$

Despejamos fricción de la ecuación de Haaland:

$$f = \left[\frac{1}{-1.8 * \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{\varepsilon}{3.7} \right)^{1.11} \right]} \right]^2$$

Reemplazamos los valores:

$$f = \left[\frac{1}{-1.8 * \log \left[\frac{6.9}{1.229 \times 10^4} + \left(\frac{0.0015}{8.255} \right)^{1.11} \right]} \right]^2$$

$$f = 0.02943$$

El cálculo de pérdidas va a depender de la longitud que recorrerá el fluido a lo largo de la tubería.

$$L = 3.3 \text{ m}$$

La pérdida por fricción a lo largo de toda la tubería, reemplazamos valores en la ecuación 29:

$$P_{ft_{Cu}} = f * \frac{L}{D_i} * \frac{\rho * v^2}{2}$$

$$P_{ft_{Cu}} = 0.02943 * \frac{3.3}{8.255 \times 10^{-3}} * \frac{1000 * 2.5^2}{2}$$

$$P_{ft_{Cu}} = 36.765 \times 10^3 \text{ [Pa]}$$

Cálculo pérdida total por fricción:

$$\Delta P_{f_{Total}} = P_{ft_{Cu}} + P_{ft_{PVC}}$$

Ec. 31

Donde:

$P_{ft_{Cu}}$: Pérdida por fricción en la tubería de Cobre

$P_{ft_{PVC}}$: Pérdida por fricción en la tubería de PVC

$\Delta P_{f_{Total}}$: Pérdida por fricción total en la tubería

Reemplazamos los valores en la ecuación 31:

$$\Delta P_{f_{Total}} = 36.765 \times 10^3 + 44.148 \times 10^3 = 80.913 \times 10^3 \text{ [Pa]}$$

Cálculo de la presión del sistema:

Es la sumatoria de las pérdidas por fricción, presión interna y la altura a la que se enviará el agua.

$$\Delta P_{bomba} = \Delta P_{f_{Total}} + P_{Interna} + \rho * g * (y_2 - y_1) \quad \text{Ec. 32}$$

Donde:

ΔP_{bomba} : Presión del sistema

$P_{Interna}$: Presión interna del Sistema

g : Gravedad

h_2 : Altura máxima

h_1 : Altura mínima

Considerando:

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

$$P_{Interna} = 0 \text{ [Pa]}$$

$$y_1 = 0.20 \text{ [m]}$$

$$y_2 = 1.47 \text{ [m]}$$

Reemplazamos los valores en la ecuación 32:

$$\Delta P_{bomba} = 80.913 \times 10^3 + 1000 * 9.81 * (1.47 - 0.2)$$

$$\Delta P_{bomba} = 9.337 \times 10^4 \text{ [Pa]}$$

Calculamos los metros de columna de agua

$$TDH = \frac{\Delta P_{bomba}}{\rho * g}$$

$$TDH = 9.518 \text{ [m]}$$

Presión de diseño:

$$P_d = \Delta P_{bomba} * 1.1 \quad \text{Ec. 34}$$

$$P_d = 9.337 \times 10^4 * 1.1 = 10.271 \times 10^4 \text{ [Pa]}$$

Potencia hidráulica de la bomba:

$$P_H = \rho * g * TDH * Q \quad \text{Ec. 35}$$

$$P_H = 1000 * 9.81 * 9.518 * 1.514 \times 10^{-4}$$

$$P_H = 14.136 \text{ [W]}$$

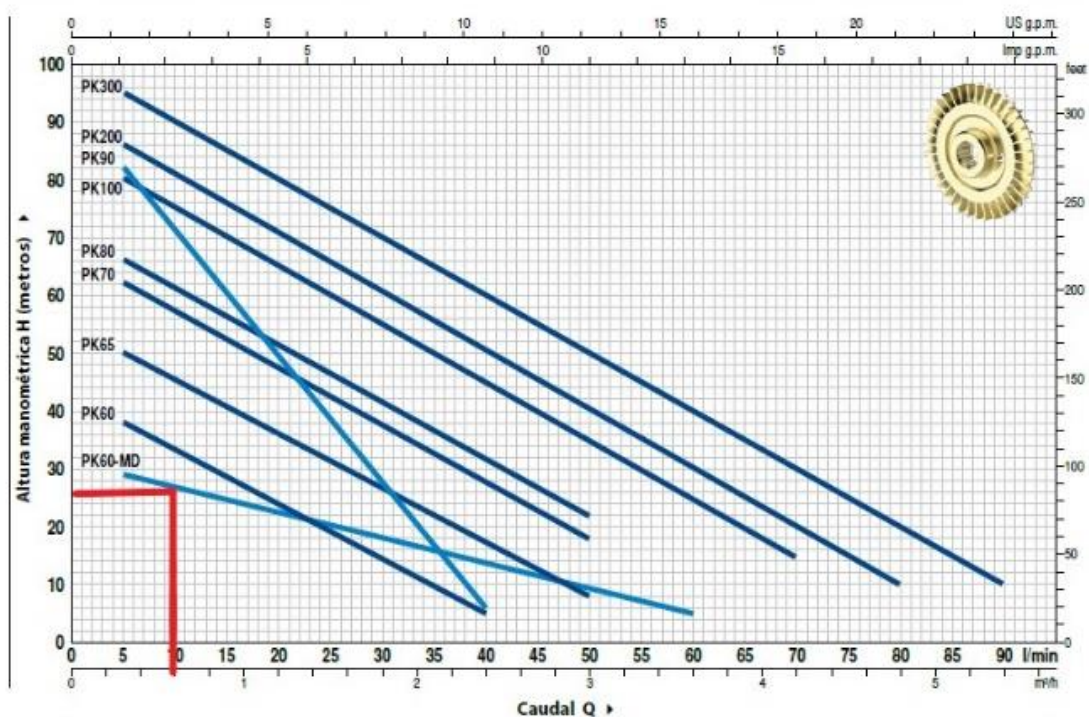
Para la selección de la bomba consideramos caudal y potencia hidráulica:

$$Q = 0.545 \left[\frac{m^3}{h} \right]$$

$$P_H = 14.136 \text{ [W]} = 0.0189 \text{ [HP]}$$

Para lo cual se revisa las curvas y datos de prestaciones seleccionando una bomba Pedrollo PK60-MD que cuenta con una potencia de 0.5 [HP] y 0.37 [kW].

CURVAS Y DATOS DE PRESTACIONES

60 Hz n= 3450 min⁻¹ HS= 0 m

MODELO		POTENCIA (P ₂)		Q	Caudal															
Monofásica	Trifásica	kW	HP		▲	0	0.3	0.6	0.9	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	3.0	3.6	4.2	4.8	5.4	
					0	5	10	15	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90		
PKm 60°	PK 60°	0.37	0.50		40	38	33.5	29	24	19.5	15	10	5							
PKm 60°-MD	PK 60°-MD	0.37	0.50	IE2	30	29	26.5	24.5	22.5	20.5	18	16	13.5	9.5	5					
PKm 65	PK 65	0.55	0.75	IE3	55	50	45.5	40.5	36	31	27	22	17	8						
PKm 70	PK 70	0.60	0.85		65	62	57	52	47	42	37	32	27	18						
PKm 80	PK 80	0.75	1		70	66	61	56	51	46	41	36.5	31	22						
PKm 90	PK 90	0.75	1		90	82	71	60	49	38	27	17	5							
PKm 100	PK 100	1.1	1.5		85	80	75	70	65	60	55	50	45	35	25	15				
PKm 200	PK 200	1.5	2	90	86	81	76	71	65.5	60	55	50	40	30	20	10				
PKm 300	PK 300	2.2	3	100	95	90	85	80	75	70	65	60	50	40	30	20	10			

Q = Caudal H = Altura manométrica total HS = Altura de aspiración

Tolerancia de las curvas de prestación según EN ISO9906 Grado 3B.

▲ Clase de rendimiento del motor trifásico (IEC 60034-30-1)

Figura 20. Curva de datos y prestaciones

Fuente: Pedrollo S.A.

3.11 Sistema de campana de vacío o ambientación

3.11.1 Descripción del sistema

Con el fin de evitar pérdidas por convección entre la zona perimetral y su entorno se ha incorporado un sistema de ambientación denominado: campana de vacío, asegurando estabilidad en las temperaturas y alta confiabilidad en los resultados.

3.11.2 Parámetros a considerar

Tabla 16

Parámetros de la campana de vacío

PARÁMETRO	VALOR
Geometría	120x43x66 [cm]
Tapas Móviles	2
Tipo de Vacío	Bajo

Es así entonces que los parámetros detallados en la Tabla 16, serán nuestros limitantes a la hora de diseñar el sistema de refrigeración

3.11.3 Cálculo de placas de la cámara de vacío

La campana está conformada por doce placas o paredes, el espesor se lo calcula a partir de la teoría de placas con base en la teoría de la energía de la distorsión, utilizando el método de Levy aplicable con las siguientes condiciones:

1. Placa rectangular, de dimensiones **a x b x e**.
2. Condiciones de empotramiento en dos bordes paralelos.
3. Condiciones cualesquiera en los otros dos bordes.

3.11.4 Cálculo de placa crítica

Consideramos placa crítica a la placa posterior de mayores dimensiones en el sistema la cual se establece con sus cuatro bordes empotrados como describe la figura 21:

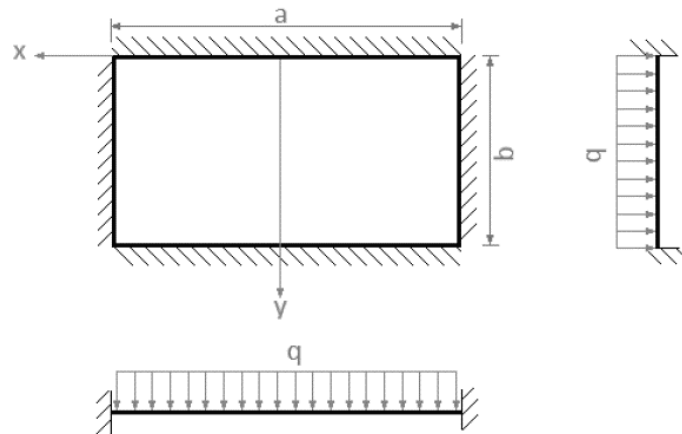


Figura 21. Esquema placa crítica

En donde:

$$q = 34.47 \times 10^{-3} \text{ [MPa]}$$

$$a = 658 \text{ [mm]}$$

$$b = 530 \text{ [mm]}$$

$$e = \text{espesor [mm]}$$

Reemplazando en la teoría de placas planas tenemos:

$$\gamma_1 = \frac{\pi}{b} = \frac{\pi}{530} = 0.005928 \text{ [mm]} \quad \text{Ec. 36}$$

$$P_1 = -\frac{4 * q}{\pi} = \frac{4 * (34.47 \times 10^{-3})}{\pi} = -0.04388 \text{ [MPa]} \quad \text{Ec. 37}$$

$$\alpha_1 = \gamma_1 * \frac{a}{2} = \frac{\pi}{530} * \frac{685}{2} = 1.95 \quad \text{Ec. 38}$$

Donde:

$P_{(x,y)}$: Función de carga.

γ_1, α_1 : Constantes

q: Carga

a: Ancho

b: Alto

$$N = \frac{E * e^3}{12 * (1 - \nu^2)} = \frac{200 \times 10^3 * e^3}{12 * (1 - 0.27^2)} = 17977.2 * e^3 [MPa] \quad \text{Ec. 39}$$

$$\frac{P_1}{N * \gamma_1^4} = \frac{-0.04388}{17977.2 * e^3 * (0.0005928^4)} = -\frac{1977.19}{e^3} [mm] \quad \text{Ec. 40}$$

Donde:

N : Rigidez de la placa de espesor h .

E : Módulo de Young

ν : Relación de Poisson

Ec. 41

$$\eta_1 = (3 + \nu) * \sinh(\alpha_1) + (1 - \nu) * \alpha_1 * \tanh(\alpha_1) * \sinh(\alpha_1) + (\nu - 1) * \alpha_1 * \cosh(\alpha_1)$$

$$\eta_1 = (3 + 0.27) * \sinh(1.95) + (1 - 0.27) * 1.95 * \tanh(1.95) * \sinh(1.95) + (0.27 - 1) * 1.95 * \cosh(1.95)$$

$$\eta_1 = 10.862$$

$$B_1 = \frac{1}{\eta_1} * \frac{\nu * P_1 * \tanh(\alpha_1)}{N * \gamma_1^4} \quad \text{Ec. 42}$$

$$B_1 = -\frac{17.197}{e^3} [mm]$$

$$\xi_1 = \frac{1 + \nu}{1 - \nu} * \alpha_1 * \tanh(\alpha_1) \quad \text{Ec. 43}$$

$$\xi_1 = -0.132897$$

$$C_1 = \xi_1 * B_1 \quad \text{Ec. 44}$$

$$C_1 = \frac{6.272}{e^3} [mm]$$

Reemplazando todos los resultados anteriores tenemos el coeficiente de desplazamiento:

$$w_{(x,y)} = w_{n(x)} * \sin(\gamma_n * y)$$

Ec. 45

$$w_{(x,y)} = \left[\frac{P_1}{N * \gamma_1} + B_1 * \gamma_1 * x * \sinh(\gamma_1 * x) + C_1 * \cosh(\lambda_1 * x) \right] * \sin(\gamma_1 * y)$$

$$w_{(x,y)} = \left[-\frac{1977.19}{e^3} - \frac{47.179}{e^3} * \left(\frac{\pi}{530}\right) * x * \sinh\left(\frac{\pi}{530} * x\right) + \frac{6.272}{h^3} * \cosh\left(\frac{\pi}{530} * x\right) \right] * \sin\left(\frac{\pi}{530} * y\right)$$

3.11.5 Cálculo de las tensiones en el plano medio de la placa

El estudio de placas se considera un estado plano de tensiones, a través de la ley de Hooke se obtiene, para un material cuyo módulo elasticidad, Relación de Poisson, Rigidez las siguientes expresiones:

$$\sigma_x = \frac{E * z}{(1 - \nu^2)} \left(\frac{1}{R_x} + \frac{\nu}{R_y} \right) = \frac{E * z}{(1 - \nu^2)} \left(\frac{d^2 w_{(x,y)}}{dx^2} + \frac{d^2 w_{(x,y)}}{dy^2} \right) \quad \text{Ec. 46}$$

$$\sigma_y = \frac{E * z}{(1 - \nu^2)} \left(\frac{1}{R_y} + \frac{\nu}{R_x} \right) = \frac{E * z}{(1 - \nu^2)} \left(\frac{d^2 w_{(x,y)}}{dy^2} + \frac{d^2 w_{(x,y)}}{dx^2} \right) \quad \text{Ec. 47}$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \frac{2 * G * z}{R_{xy}} = 2 * G * z \frac{d^2 w_{(x,y)}}{dx dy} \quad \text{Ec. 48}$$

Donde:

σ_x : Esfuerzo en la dirección x

σ_y : Esfuerzo en la dirección y

τ_{xy} : Cortante

Derivando la ecuación 45 con las condiciones de deflexión máxima en el centro de la placa:

Ec. 49

$$z = \frac{e}{2}$$

$$x = 0 \text{ [mm]}$$

$$y = \frac{b}{2} = \frac{625}{2} = 312.5 \text{ [mm]}$$

Se obtiene los siguientes resultados para las ecuaciones 46, 47 y 48

$$\sigma_x = \frac{-1682.79}{e^2} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_y = \frac{-7379.3}{e^2} \text{ [MPa]}$$

$$\tau_{xy} = 0 \text{ [MPa]}$$

Debido a que $\tau_{xy} = 0$, el valor de los esfuerzos principales en el círculo de Mohr resulta ser el mismo para σ_x y σ_y . (BEER, JHONSON)

Por lo tanto:

$$\sigma_A = \frac{-1682.79}{e^2} \text{ [MPa]}$$

$$\sigma_B = \frac{-7379.3}{e^2} \text{ [MPa]}$$

Mediante la Teoría de la Energía de la Distorsión y mediante un factor de seguridad establecido deducimos el valor de e de la placa (SHIGLEY).

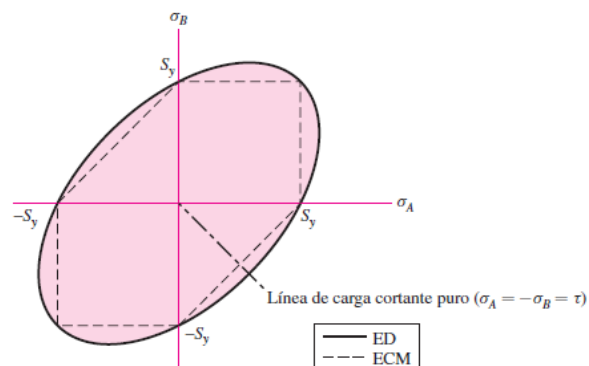


Figura 22. Teoría de energía de la distorsión de estado de esfuerzo plano
Fuente: (Budynas & Nisbett, 2012)

$$S_y^2 = S_A^2 - S_A S_B + S_B^2 \quad \text{Ec. 51}$$

$$S_B = -\frac{\sigma_B}{\sigma_A} * S_A$$

$$S_A = \frac{S_y}{\sqrt{1 + \left(\frac{\sigma_B}{\sigma_A}\right) + \left(\frac{\sigma_B}{\sigma_A}\right)^2}} \quad \text{Ec. 52}$$

$$n = \frac{S_A}{\sigma_A}$$

Sabiendo que $S_y = 300$ [MPa] para el acero laminado.

Entonces:

$$S_A = \frac{300}{\sqrt{1 + \left(\frac{-7379.3}{e^2}\right) + \left(\frac{-7379.3}{e^2}\right)^2}}$$

$$S_A = 50.3897 \text{ [MPa]}$$

Considerando un factor de seguridad de $n = 1.25^1$, para la ecuación 52 se calcula el esfuerzo principal σ_A :

$$\sigma_A = \frac{S_A}{n}$$

$$\sigma_A = \frac{50.3897 \text{ [MPa]}}{1.25}$$

$$\sigma_A = 40.31176 \text{ [MPa]}$$

¹ (n=1.25 – 1.5 para materiales confiables usados bajo condiciones controladas sujetos a cargas que se determinen con exactitud (DEUTSCHMAN A., MICHELS)).

Mediante circulo de Mohr, igualando el valor del esfuerzo principal anteriormente calculado se tiene:

$$|\sigma_A| = \frac{-1682.79}{e^2} = 40.31176 \text{ [MPa]}$$

Finalmente despejando e de la ecuación podemos encontrar el valor del espesor de la placa:

$$e^2 = \frac{-1682.79}{40.31176}$$

$$e^2 = |-41.74439|$$

$$e = 6.46 \text{ [mm]}$$

Existen muchas teorías para el cálculo del dimensionamiento del espesor de las placas, varios autores expresan sencillas ecuaciones para el caso de flexión en el centro de la placa, que sería el caso crítico, para verificar el resultado obtenido, comparamos con el criterio Placa Rectangular empotrada en todo su contorno según Timoshenko y Woinowosky (Timoshenko & Krieger, 1959).

$$w_{Max} = 0.001857 * \frac{q * a^4}{N}$$

Ec. 53

Hipótesis: $w_{Max} = 0.1 * e$

Reemplazando e igualando:

$$e = 7.03876 \text{ [mm]}$$

Obtenemos un valor semejante al calculado con el método de Levy siendo este mucho más conservador.

3.11.6 Análisis de placas mediante Código ASME VIII Div. II

La Norma ASME section VIII Boiler and Pressure Vessel Code Div. II 2019, establece en el apartado 4.12.6, RECIPIENTES NO CIRCULARES SUJETOS A PRESIÓN EXTERNA; deberá cumplir los siguientes requerimientos:

- a) Las tensiones se calcularán de acuerdo a las tablas 4.12.2 (ASME, 2019) reemplazando la presión de diseño por la presión externa.

Table 4.12.2 Stress Calculations and Acceptance Criteria for Type 1 Noncircular Vessels (Rectangular Cross Section)	
Membrane and Bending Stresses — Critical Locations of Maximum Stress	
$S_m^S = \frac{Ph}{2t_1E_m}$	
$S_{bi}^{SC} = -S_{bo}^{SC} \left(\frac{c_i}{c_o} \right) = \frac{PbJ_{2s}c_i}{12I_1E_b} \left[-1.5H^2 + h^2 \left(\frac{1 + \alpha^2K}{1 + K} \right) \right]$	
$S_{bi}^{SB} = -S_{bo}^{SB} \left(\frac{c_i}{c_o} \right) = \frac{Pbh^2J_{3s}c_i}{12I_1E_b} \left[\frac{1 + \alpha^2K}{1 + K} \right]$	
$S_m^I = \frac{PH}{2t_2E_m}$	
$S_{bi}^{IA} = -S_{bo}^{IA} \left(\frac{c_i}{c_o} \right) = \frac{Pbh^2J_{2s}c_i}{12I_2E_b} \left[-1.5 + \left(\frac{1 + \alpha^2K}{1 + K} \right) \right]$	
$S_{bi}^{IB} = -S_{bo}^{IB} \left(\frac{c_i}{c_o} \right) = \frac{Pbh^2J_{3s}c_i}{12I_2E_b} \left[\frac{1 + \alpha^2K}{1 + K} \right]$	

Figura 23. Cálculo de esfuerzos y criterios de aceptación para recipientes no circulares
Fuente: (ASME, 2019)

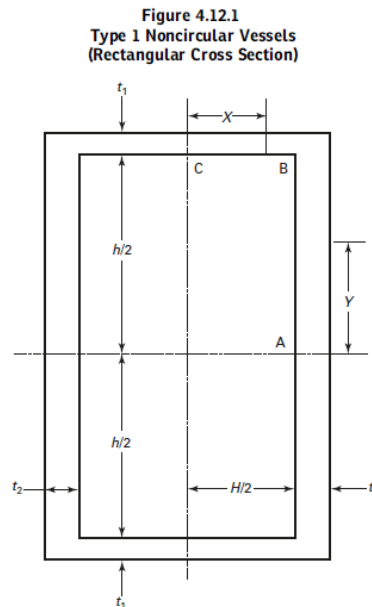


Figura 24. Diagrama recipiente no circular sección rectangular
Fuente: (ASME, 2019)

ASME BPVC.II.D.M-2019

Table 2A
Section III, Division 1, Classes 1 and MC; Section III, Division 3, Classes TC and SC;
and Section VIII, Division 2, Class 1
Design Stress Intensity Values, S_m , for Ferrous Materials

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy Desig./UNS No.	Class/Condition/Temper	Size/Thickness, mm	P-No.	Group No.
25	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA-36	...	K02600	1	1
26	Carbon steel	Plate	SA-662	A	K01701	1	1
27	Carbon steel	Forgings	SA-181	...	K03502	60	...	1	1
28	Carbon steel	Castings	SA-216	WCA	J02502	1	1
29	Carbon steel	Forgings	SA-266	1	K03506	1	1

Table 2A
Section III, Division 1, Classes 1 and MC; Section III, Division 3, Classes TC and SC;
and Section VIII, Division 2, Class 1
Design Stress Intensity Values, S_m , for Ferrous Materials

Line No.	Min. Tensile Strength, MPa	Min. Yield Strength, MPa	Applicability and Max. Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only)		External Pressure Chart No.	Notes
			III	VIII-2		
25	400	250	371 (SPT)	371	CS-2	E2
26	400	275	NP	371	CS-2	E1
27	415	205	371	371	CS-2	...
28	415	205	371	371	CS-2	...
29	415	205	371	371	CS-2	...

Figura 25. Valores para diferentes materiales
Fuente: (ASME, 2019)

Para recipiente actual:

$$h=654 \text{ [mm]} \quad t_1= 2 \text{ [mm]}$$

$$H=526 \text{ [mm]} \quad t_2= 2 \text{ [mm]}$$

$$E_m = E_b = 1; \text{ Weld Join Factor 4.12.6 (ASME, 2019)}$$

$$S = 400 \text{ [MPa]}$$

$$E_y = 202 \times 10^3 \text{ [MPa]} - 25^\circ\text{C}; \text{ Tabla TM - 1 (ASME, 2019)}$$

Calculando:

$$S_m^s = \frac{P * h}{2 * t_1 * E_m}$$

$$S_m^s = \frac{34.47x10^{-3} * 0.654}{2 * 0.2 * 1} = 5.635x10^{-3} [MPa]$$

$$S_m^l = \frac{P * H}{2 * t_2 * E_m}$$

$$S_m^l = \frac{34.47x10^{-3} * 0.526}{2 * 0.2 * 1} = 4.532x10^{-3} [MPa]$$

Tabla de criterios de aceptación:

Table 4.12.2 Stress Calculations and Acceptance Criteria for Type 1 Noncircular Vessels (Rectangular Cross Section) (Cont'd)	
Acceptance Criteria	Critical Locations of Maximum Stress
$S_m^s \leq S$	$S_m^l \leq S$
$S_m^s + s_{bi}^s \leq 1.5S$	$S_m^l + s_{bi}^l \leq 1.5S$
$S_m^s + s_{bo}^s \leq 1.5S$	$S_m^l + s_{bo}^l \leq 1.5S$
$S_m^s + s_{bi}^B \leq 1.5S$	$S_m^l + s_{bi}^B \leq 1.5S$
$S_m^s + s_{bo}^B \leq 1.5S$	$S_m^l + s_{bo}^B \leq 1.5S$

Figura 26. Cálculo de esfuerzos y criterio de aceptación
Fuente: (ASME, 2019)

$$S_m^s \leq S$$

$$5.635x10^{-3} [MPa] \leq 250 [MPa] \quad \text{Cumple}$$

$$S_m^l \leq S$$

$$4.532x10^{-3} [MPa] \leq 250 [MPa] \quad \text{Cumple}$$

Donde:

- P Presión externa.
- S Esfuerzo admisible
- H longitud interna del lado corto de un recipiente rectangular.

h longitud interna del lado largo de un recipiente rectangular.

t_1, t_2 espesor de lado.

E_m, E_b Factor de junta soldada

S_m^s Esfuerzo de membrana en el lado más corto.

S_m^l Esfuerzo de membrana en el lado más largo.

- b) Se comprobará la estabilidad de una de las cuatro placas laterales finales de acuerdo con la ecuación:

$$\frac{2S_{mA}}{S_{crA}} + \frac{2S_{mB}}{S_{crB}} \leq 1.0$$

Para la placa crítica elegimos (long side plates, Table 4.12.15 (ASME, 2019)):

$$S_{mA} = \frac{P_e * h * H}{2(t_1 * H + t_2 * h)}$$

$$S_{mA} = \frac{34.47 \times 10^{-3} * 0.654 * 0.526}{2(2 * 0.526 + 2 * 0.654)} = 2.512 \times 10^{-3} \text{ [MPa]}$$

$$S_{mB} = \frac{P_e * H}{2 * t_2}$$

$$S_{mB} = \frac{34.47 \times 10^{-3} * 0.526}{2(2)} = 4.532 \times 10^{-3} \text{ [MPa]}$$

$$S_{crA} = \frac{\pi^2 * E_y}{12(1 - \nu^2)} \left(\frac{t_2}{h}\right)^2 K_A$$

$$S_{crA} = \frac{\pi^2 * 202 \times 10^3}{12(1 - 0.3^2)} \left(\frac{2}{0.654}\right)^2 * 7.616 = 13 \times 10^6 \text{ [MPa]}$$

$$S_{crB} = \frac{\pi^2 * E_y}{12(1 - \nu^2)} \left(\frac{t_2}{L_v}\right)^2 K_B$$

$$S_{crB} = \frac{\pi^2 * 202 \times 10^3}{12(1 - 0.3^2)} \left(\frac{2}{1.2}\right)^2 * 8.919 = 4523161.9 \text{ [MPa]}$$

Por tanto:

$$\frac{2S_{mA}}{S_{crA}} + \frac{2S_{mB}}{S_{crB}} \leq 1.0$$

$$\underline{2.3903 \times 10^{-6} \text{ MPa} < 1.0 \text{ CUMPLE}}$$

Donde:

S_{mA} Tensión de compresión aplicada al borde de las placas cortas.

S_{mB} Tensión de compresión aplicada al borde de las placas cortas.

S_{crA} Tensión de pandeo de la placa fija al borde corto.

S_{crB} Tensión de pandeo de la placa fija al borde largo.

- c) Se debe comprobar la estabilidad de columna de sección transversal del recipiente utilizando la ecuación:

$$\frac{S_a}{F_a} + \frac{S_b}{S \left(1 - \frac{S_a}{F_e^*}\right)} \leq 1.0$$

Donde:

$$S_a = \frac{P_e(h + 2t_1)(H + 2t_2)}{2t_1(H + 2t_1) + 2t_2(h + 2t_1)}$$

$$S_a = \frac{34.47 \times 10^{-3} (0.654 + 2 * 2) * (0.526 + 2 * 2)}{2 * 2 (0.526 + 2 * 2) + 2 * 2 (0.654 + 2 * 2)} = 2.316 \text{ [MPa]}$$

$$S_b = \frac{[P_e(h + 2t_1)(H + 2t_2)\bar{y}]c_e}{I_e}$$

$$S_b = \frac{[34.47 \times 10^{-3} (0.654 + 2 * 2) (0.526 + 2 * 2) * 329]}{2.31 \times 10^8} = 1.041 \times 10^{-6} \text{ [MPa]}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi E_y}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi * (202 \times 10^3)}{300}} = 65.04$$

Ya que:

$$R_{ge} = \frac{2L_v}{R_{ge}} \leq C_c$$

Utilizamos:

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{1}{2C_c^2} \left(\frac{2L_v}{R_{ge}}\right)^2\right] S_y}{\frac{5}{3} + \frac{3}{8C_c} \left(\frac{2L_v}{R_{ge}}\right) - \frac{1}{8C_c^3} \left(\frac{2L_v}{R_{ge}}\right)^3}$$

$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{1}{2(65.04)^2} (10.82)^2\right] (300)}{\frac{5}{3} + \frac{3}{8(65.04)} (10.82) - \frac{1}{8(65.04)^3} (10.82)^3} = 171.086 \text{ [MPa]}$$

$$F_e^* = \frac{12\pi^2 E_y}{23 \left(\frac{2L_v}{R_{ge}}\right)^2}$$

$$F_e^* = \frac{12\pi^2 (202 \times 10^3)}{23 (10.82)^2} = 8884.84 \text{ [MPa]}$$

Comprobamos:

$$\frac{S_a}{F_a} + \frac{S_b}{S \left(1 - \frac{S_a}{F_e^*}\right)} \leq 1.0$$

$$\frac{2.316}{171.086} + \frac{1.041 \times 10^{-6}}{400 \left(1 - \frac{2.316}{8884.84}\right)} \leq 1.0$$

$$\underline{0.013 \leq 1.0 \text{ CUMPLE}}$$

El diseño para la cámara de vacío cumple los 3 requisitos establecidos por la Norma ASME section VIII Boiler and Pressure Vessel Code Div. II 2019, apartado 4.12.6, por lo que se tiene un diseño apto para su construcción.

3.12 Verificación y diseño mediante elementos finitos

El análisis de las placas que forman la cámara de vacío se realizará mediante software computacional, en su primera etapa diseño con SOLIDWORKS 2018 y posteriormente análisis de elementos finitos con ANSYS 18.0.

En base a los cálculos realizados en la sección anterior el espesor es 6 [mm], pero se ha considerado la alternativa de disminuir progresivamente dicho espesor hasta 2 [mm] y verificar su comportamiento, ya que por motivos de construcción, disponibilidad en el mercado y viabilidad económica el espesor de 6 [mm] no cumple con el criterio de serviciabilidad, además se ha considerado diseñar un alma o estructura interna, con perfil tipo L de acero estructural y emplear costillas de refuerzo para evitar pandeos cuando se genere el vacío dentro de la cámara. Con esta alternativa se pretende lograr mejor distribución de cargas en las placas de la cámara con el fin de reducir esfuerzos, material, costos y peso total considerablemente.

3.12.1 Dimensionamiento del alma metálica

Para este caso el perfil que se va a utilizar es ángulo de acero estructural A36 con dimensiones L30X30X3, que tendrá la función de soporte para las placas. Además, sus dimensiones están limitada por el equipo que debe ser almacenado dentro de la cámara. Largo: 1200 [mm], ancho: 430 [mm] y altura: 660 [mm].



Figura 27. Estructura interna (alma) de la cámara

A continuación, se muestra la cámara de vacío con sus respectivas tapas laterales: placas móviles de acero laminado y acrílico de 15 [mm] de espesor.

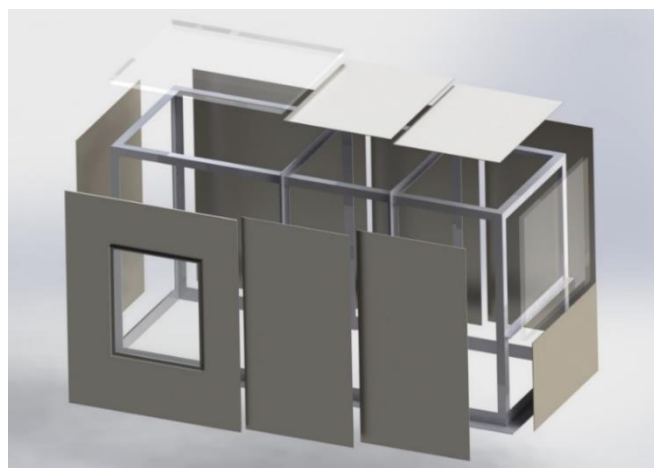


Figura 28. Disposición de tapas en la estructura

El ensamble final de la cámara tendrá la siguiente disposición, fijando las tapas fijas con soldadura SMAW y ensambles empernados para las tapas móviles

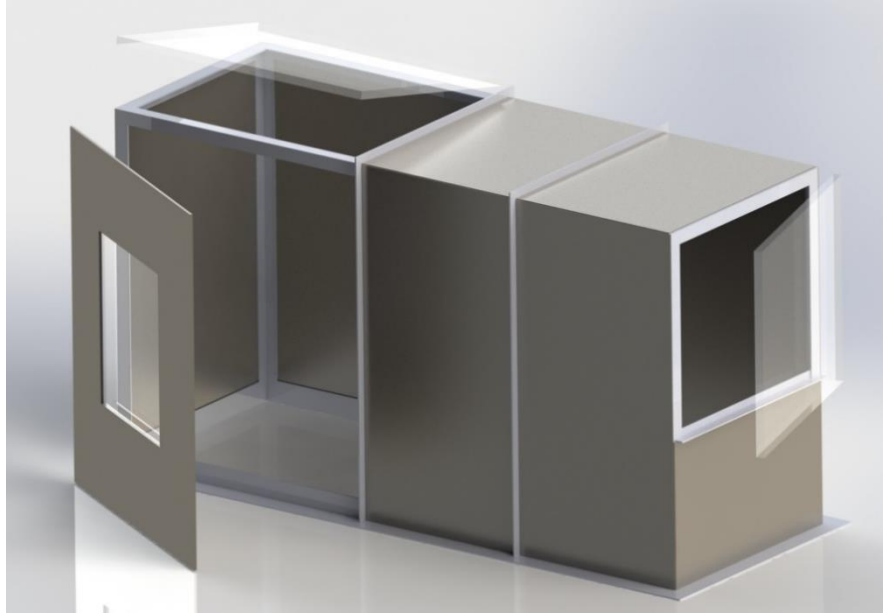


Figura 29. Ensamble final de la cámara

3.12.2 Simulación estática de la cámara de vacío

Considerando:

- Material: Acero estructural A36 y Acrílico 15 [mm] de espesor.
- Distribución de presiones en las caras internas.
- Mallado adaptativo y tipo cuadrilátero considerando la forma y geometría de los elementos a analizar.

Se procede a realizar la simulación estática, empotrando la base de la cámara, que sirve como soporte y aplicando la carga de presión uniforme de 5 [psi] en las paredes internas distribuida uniformemente a lo largo de toda la estructura.

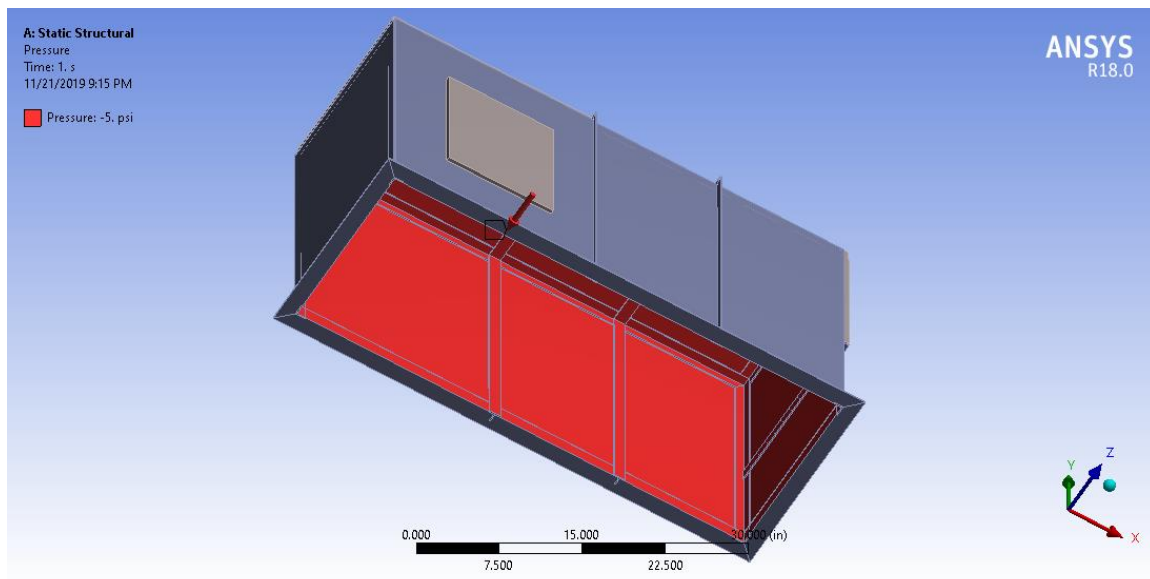


Figura 30. Asignación de fuerzas a las paredes internas de la cámara

Mallado:

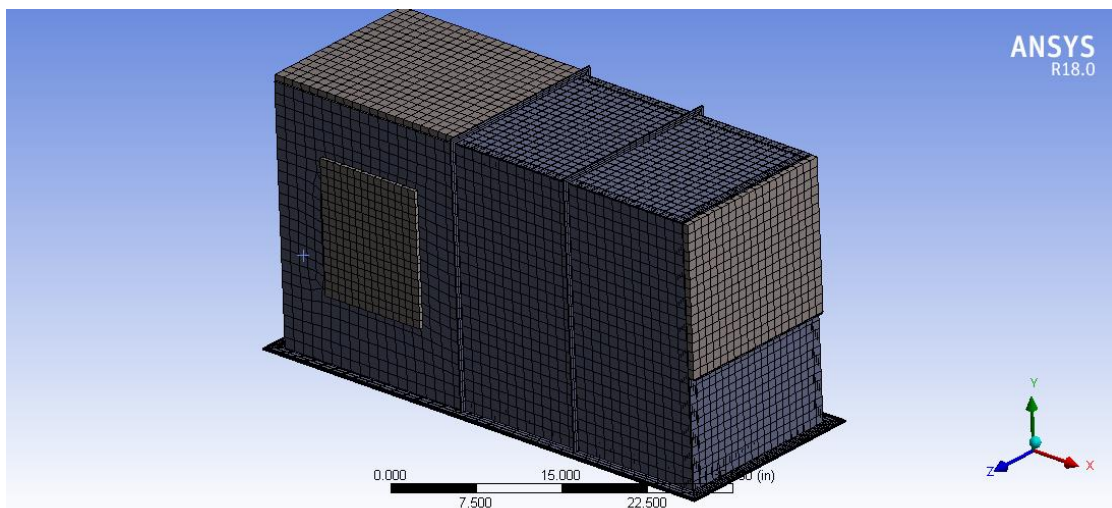


Figura 31. Mallado de las piezas a analizar

Una vez mallado se obtiene los resultados de deformaciones (Figura 32), teniendo como máxima deformación 5.9 [mm].

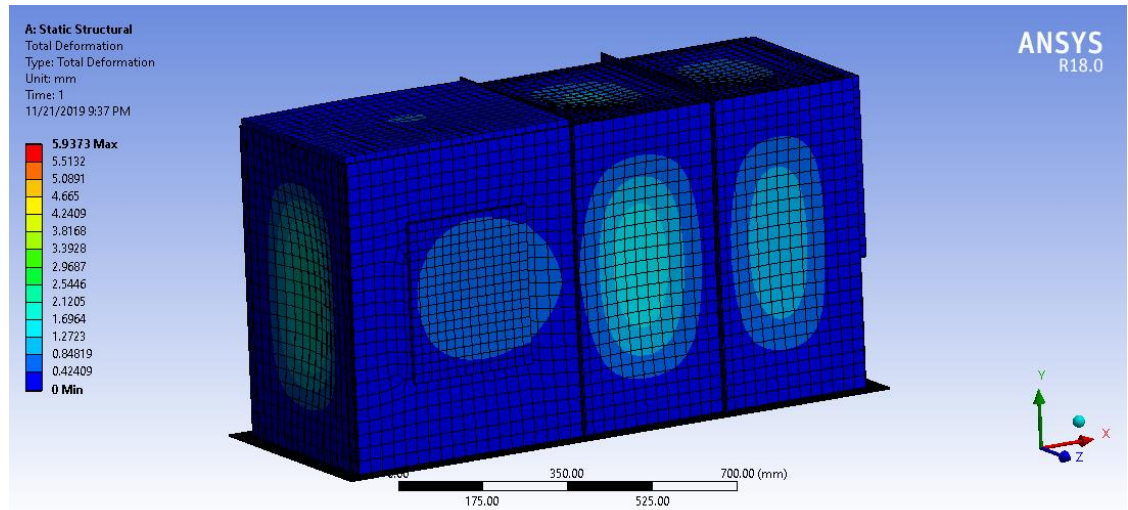


Figura 32. Deformación máxima y mínima de la cámara

Un esfuerzo equivalente (Figura 33), teniendo como máximo esfuerzo de deformación 139.63 [MPa], valor aceptable ya que se encuentra dentro de la zona elástica del material.

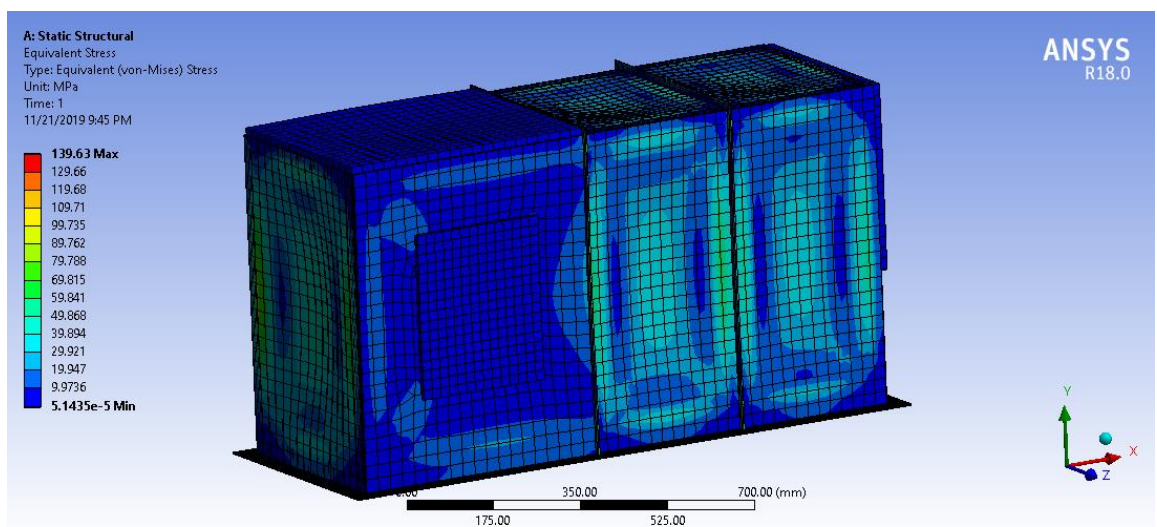


Figura 33. Deformación máxima y mínima de la cámara

3.13 Diseño de la base o estructura metálica (bastidor)

Para el diseño de la estructura que soporta el evaporador, cámara de ambientación o vacío, unidad de refrigeración, prensa y dispositivos anexos, se utilizara el software computacional SAP 2000 V20, con el propósito de seleccionar el perfil indicado verificando con criterios y normas preestablecidas que nuestra estructura va a soportar dichas cargas.

Tabla 17

Cargas de los elementos del equipo

Elemento	Peso (Kg)
Unidad de pruebas (prensa)	25
Unidad condensadora	33
Evaporador	25
Sistema de distribución	10
Campana de vacío.	35
Potenciómetros.	7

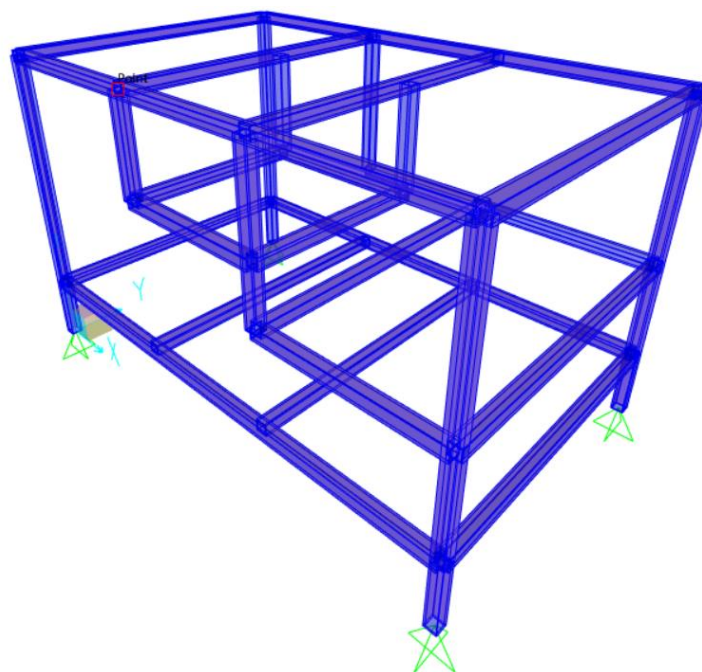


Figura 34. Esquema de la estructura simulada en SAP2000

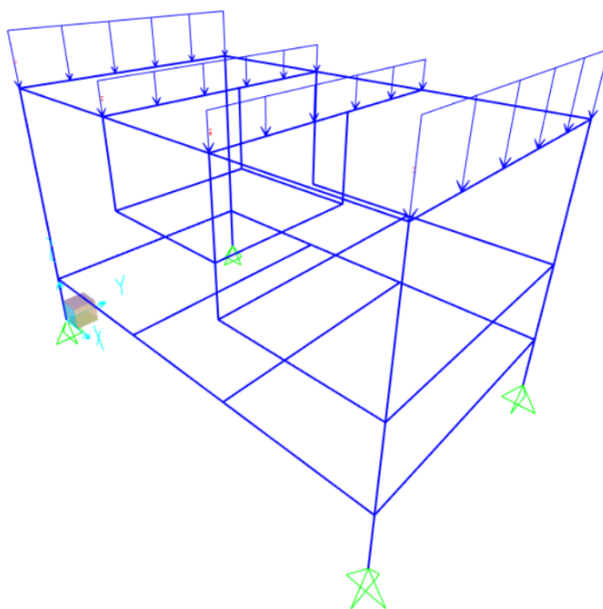


Figura 35. Esquema de la estructura y sus cargas en SAP2000

Una vez calculadas las cargas para cada viga, se añade el tipo de apoyo (simplemente apoyada), y así obtener los resultados del perfil seleccionado.

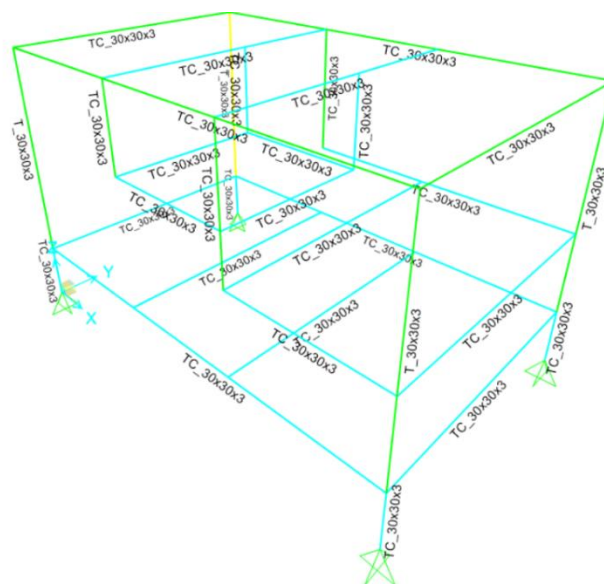


Figura 36. Resultados de la estructura y tubos seleccionados

La figura 36, nos muestra que el tubo cuadrado TC_30X30X3 del catálogo de IPAC, de perfiles estructurales cumple los requerimientos de diseño para la construcción del bastidor.

3.14 Instrumentación

Compuesta por un panel electrónico con un sistema ON/OFF para encendido y apagado tanto para la unidad de refrigeración como para la bomba y un termómetro digital que nos permite setear la temperatura del sistema.

El sistema de refrigeración cuenta con un sensor de temperatura PT-100, que censa la temperatura en la parte inferior del evaporador y nos muestra la temperatura que va a ingresar al foco frío.

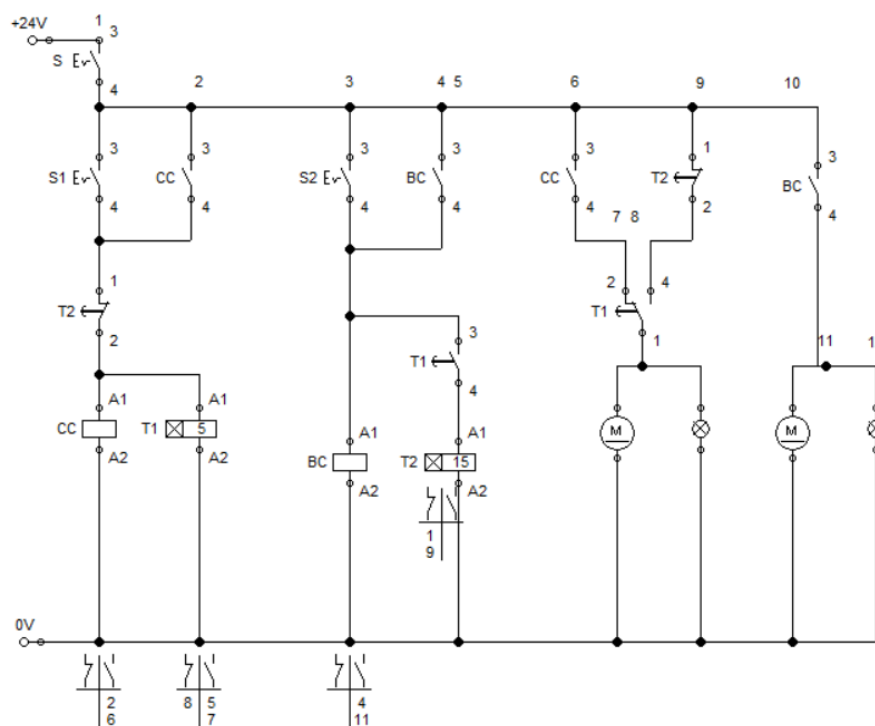


Figura 37. Circuito de control de temperatura

Tanto la unidad condensadora como el sistema de circulación (bomba), en la actual configuración tiene una calibración de 3°C y 7°C teniendo como pivot 5°C apagando y encendiendo la unidad respectivamente, para lo cual se ha configurado el siguiente diagrama:

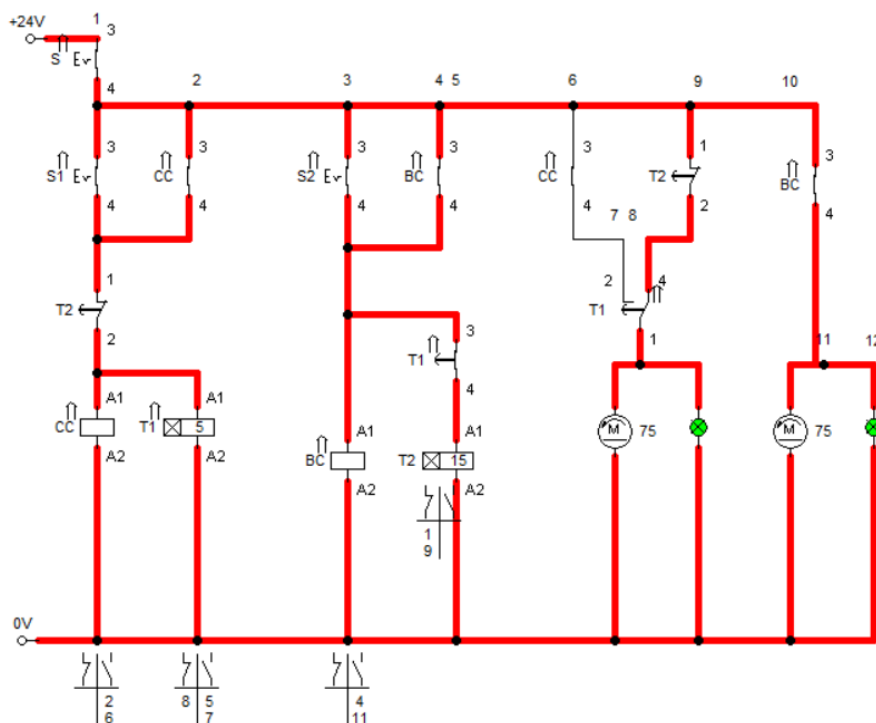


Figura 38. Simulación de funcionamiento del circuito

La activación inicia en el transformador S, S1 y S2 representan accionamiento de bomba y compresor, los relés CC y CB se activan al momento de accionar S1 y S2 con sus indicadores de color respectivamente, T1 representa el tiempo que tarda en establecerse en 3°C como mínima temperatura apagándose la unidad, al momento de haber un incremento de temperatura a 7°C el sensor termocupla envía una señal a T2 quien nuevamente vuelve a encender al compresor haciendo que la temperatura disminuya hasta el valor mínimo programado.

CAPÍTULO IV

MONTAJE

4.1 Foco Caliente

4.1.1 Resistencia central 150 x 150 [mm]

$$R = 93 [\Omega]$$

R : Resistencia Eléctrica

Fabricada con una cinta de aleación Ni80Cr20 (Nicrom) distribuida uniformemente en toda el área de calentamiento (150 x 150 [mm]), recubiertas de mica moscovita o flogopita (minerales del grupo de los silicatos) formando una disposición tipo sandwich, asegurando una alta conductividad y baja inercia térmica en ambas caras. Además, externamente aislada con silicato de alúmina comúnmente llamado fibra de cerámica para resistir los aumentos de temperatura sin que afecte a la resistencia calefactora, y a su vez reduciendo las pérdidas de calor en altas temperaturas. Guarda conformada por dos marcos de acero inoxidable de 0.5 [mm] de espesor.

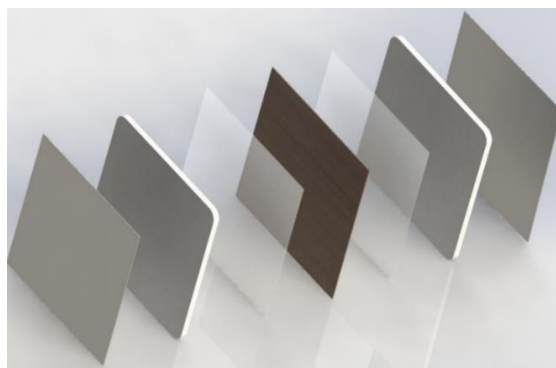


Figura 39. Disposición de mica, fibra de cerámica y resistencia eléctrica (150x150)

El voltaje aplicado va en rangos de 0 – 30 [V] (corriente continua) regulado por la fuente DC SUNSHINE P-3010D, para fijar la temperatura y por ende el flujo de calor requerido.

4.1.2 Anillo de Guarda

Considerando la resistencia del equipo anterior:

$$R = 39 [\Omega]$$

Anillo perimetral de (300 x 300 mm) en su parte exterior, el cual rodea a la resistencia central, fabricada con resistencia calefactora eléctrica tipo cinta, de aleación Ni80Cr20 (Nicom) distribuido uniformemente en toda el área de calentamiento, recubiertas de mica moscovita o flogopita (minerales del del grupo de los silicatos) formando una disposición tipo sandwich, asegurando una alta conductividad y baja inercia térmica en ambas caras. Además, externamente aislada con silicato de alúmina comúnmente para resistir los aumentos de temperatura sin que afecte a la resistencia calefactora y a su vez reduciendo las pérdidas de calor en altas temperaturas.

Guarda conformada por dos marcos de acero inoxidable de 0.5 [mm] de espesor, con un agujero cuadrado y centrado de 152 x 152 [mm].

El voltaje y corriente es regulado por la fuente DC SUNSHINE P-3010D, dependerá de la resistencia central para fijar la temperatura y por ende el flujo de calor cumpliendo la función de evitar flujo de calor en sentido radial.

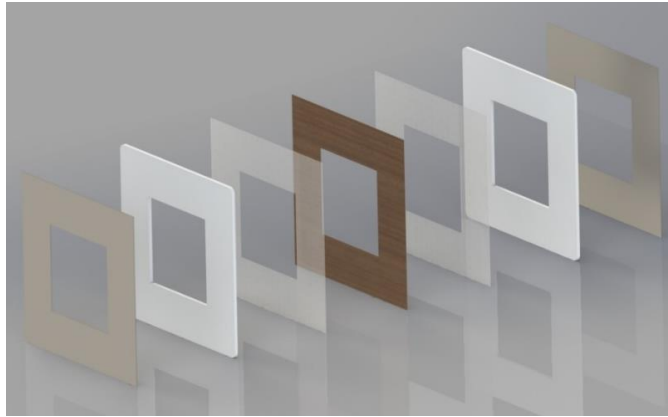


Figura 40. Disposición de mica, fibra de cerámica y resistencia eléctrica (300x300)

4.2 Bastidor y montaje de sistemas anexos.

La construcción y el montaje de elementos, instrumentación, piezas y partes se lo realizo dentro de un taller mecánico con la guía de profesionales experimentados en sistemas mecánicos.

Estructura de tubo cuadrado 30x30 [mm] soldada, conjuntamente con planchas de acero lamiando de 2 [mm] de espesor.



Figura 41. Bastidor

Ensamble de unidad de condensación al bastidor.



Figura 42. Unidad condensadora Tecumseh 1 [HP]

4.3 Sistema de Refrigeración

Elaboración del serpentín de tubo de cobre para el evaporador.



Figura 43. Serpentín

Acople de tanque de (HDPE) de almacenamiento, capacidad 16 [gal].

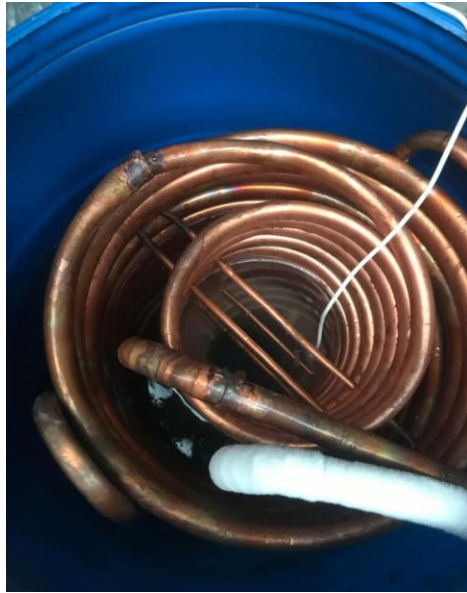


Figura 44. Evaporador

Acople de la unidad condensadora al evaporador (línea de alta), adaptación de mirilla y válvula de expansión.



Figura 45. Sistema de refrigeración

Aislamiento del tanque de almacenamiento con lana de vidrio de 1 [in] de espesor.



Figura 46. Aislamiento del tanque de almacenamiento

Instalación de bomba de 0.5 [HP] para el sistema de recirculación de agua



Figura 47. Instalación de la bomba de 0.5 [HP]

Instalación del sistema de control de temperaturas e instalación de manómetros de líneas de alta y baja.



Figura 48. Panel de control ON/OFF de sistema de refrigeración y bomba

Mantenimiento de la tubería de cobre del foco frío y acople de accesorios.



Figura 49. Soldadura Autógena

Acople de mangueras de distribución plásticas transparentes de 3/8 [in].



Figura 50. Disposición de la manguera plástica de 3/8 [in]

4.4 Cámara de Vacío

Construcción de la cámara de vacío con una estructura interna fabricada con un perfil L30x30x3.



Figura 51. Empotramiento de la estructura interna de la cámara a la prensa

Construcción y fijación de tapas de acero laminado con costillas de refuerzo:



Figura 52. Tapas fijas de acero laminado de la cámara de vacío

Fijación de pernos a la campana mediante soldadura, como sistema de sujeción para puertas móviles.



Figura 53. Sistema de sujeción tapas

Construcción de tapa fija superior y tapa móvil lateral derecha en acrílico de 15 [mm] espesor, mediante corte laser.



Figura 54. Corte láser de las tapas

Elaboración de tapa frontal móvil en acero laminado



Figura 55. Remachado de tapa frontal

Fijación del acrílico en la tapa frontal:



Figura 56. Acrílico tapa frontal

Pintura tapa frontal y cámara de vacío:



Figura 57. Pintura

Sellado con resina para lograr hermeticidad en la campana:



Figura 58. Sellado con resina aislante

Conexión, instalación y aislamiento de cables termocupla y alimentación de energía para resistencia.



Figura 59. Aislamiento con resina adhesiva

Empotramiento y aislamiento de prensa al bastidor.



Figura 60. Aislamiento con empaque de la prensa y la cámara de vacío

Perforación de la cámara de vacío para fijar a la base de la prensa:



Figura 61. Perforaciones $\frac{1}{4}$ [in]

Adhesión de empaquetaduras en la estructura para lograr hermeticidad en las tapas móviles.



Figura 62. Empaque empleado en cuartos fríos

Protección UV de tapas de acrílico.



Figura 63. Aplicación de polarizado en las tapas de acrílico

CAPÍTULO V

ANÁLISIS Y RESULTADOS

Con el fin de validar y calibrar el banco de pruebas normalizado para la determinación del coeficiente conductividad térmica λ en bloques de diferentes materiales, se utilizó como material patrón poliuretano expandido de alta densidad (40 kg/m^3) de marca MeTecno® con conductividad térmica de $0.026 \text{ W/m}^\circ\text{K}$ y demás especificaciones (Ver ANEXO III) con dimensiones de 100 [mm] de espesor y 250 x 250 [mm] establecidas por la norma ASTM 177-19.



Figura 64. Probetas de Poliuretano Expandido MeTecno®

El material a ensayar se encuentra certificado bajo normas internacionales: ASTM, IRAM e ISO 9001 y certificaciones nacionales por parte del proveedor MEGAFRIO S.A. (Ver ANEXO IV), las cuales garantizan las propiedades termofísicas.

La calibración y toma de datos se ha realizado tomando en cuenta los parámetros que establece la norma ASTM C177-19 logrando así alta confiabilidad del ensayo realizado.

5.1 Ensayo 1

Para el primer ensayo se estableció un vacío estable de 1 [psi], luego de haber estabilizado la resistencia central con el anillo de guarda.

Tabla 18

Datos Temperaturas Probeta Poliuretano Expandido MeTecno.

Hora	Columna1	9H15	9H45	10H15	10H45	11H15	11H45	12H15
T1	°C	26,8	26,5	26,2	26,6	26,7	26,7	26,7
T2	°C	26,6	26,3	26,2	26,5	26,8	26,8	26,8
T3	°C	7,4	7,3	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4
T4	°C	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4
V	V	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4

Tabla 19

Datos característicos de la Probeta.

DATOS PROBETA		
Temperatura Ambiente	°C	21
Masa Probeta 1	[gr]	500
Masa Probeta 2	[gr]	500
Temp. Sist. Refrigeración	°C	10

Tabla 20*Datos de calor transferido y geometría de la probeta.*

Qtotal	W	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475
Q	W	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475
ΔT	K	19,4	19,2	18,8	19,2	19,3	19,3	19,3	19,3
A	m ²	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625
L	m	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1

5.1.1 Cálculo de Conductividad Térmica

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = \lambda * A * \frac{T_{hot} - T_{cold}}{e} \text{ Ec. 54}$$

ΔQ : Calor transferido en el intervalo de tiempo ΔT

T_{hot} : Temperatura foco caliente

T_{cold} : Temperatura foco frío

A : Área transversal

e : Espesor de la probeta

λ : Coeficiente de conductividad térmica

Tabla 21*Datos resultantes conductividad térmica.*

λ ajust	[W/mK]	0,04851008	0,0490154	0,05005828	0,0490154	0,04876143	0,04876143	0,04876143	PROMEDIO	0,04898335
λ conv	[W/mK]	0,02425504	0,0245077	0,02502914	0,0245077	0,02438071	0,02438071	0,02438071	PROMEDIO	0,02449167

5.1.2 Gráficas resultantes

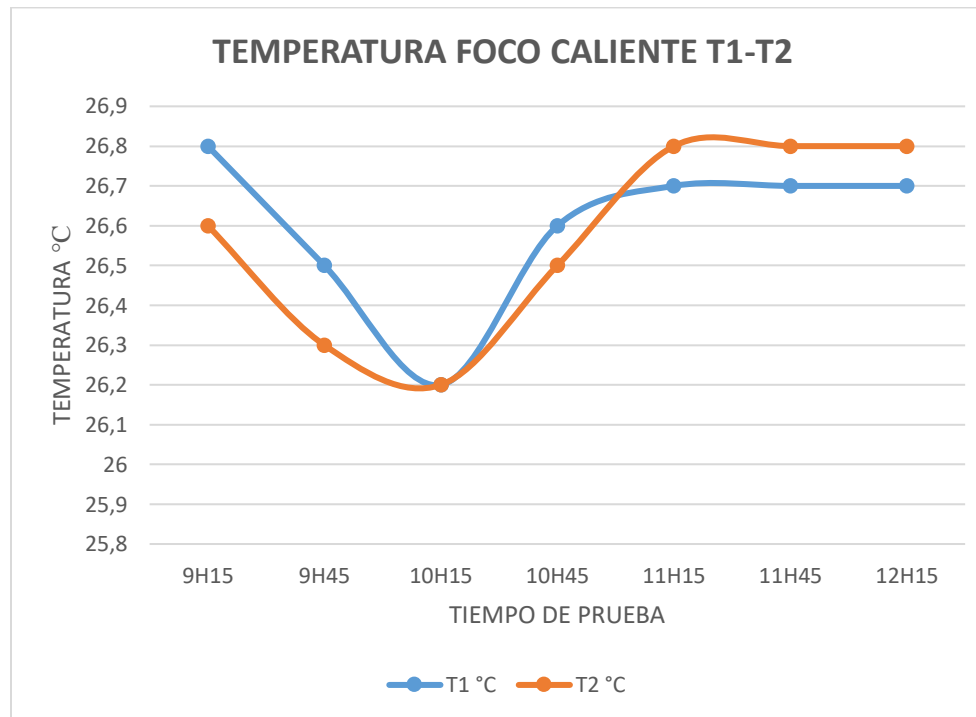


Figura 65. Temperatura de foco caliente ensayo 1 Poliuretano Expandido MeTecno®

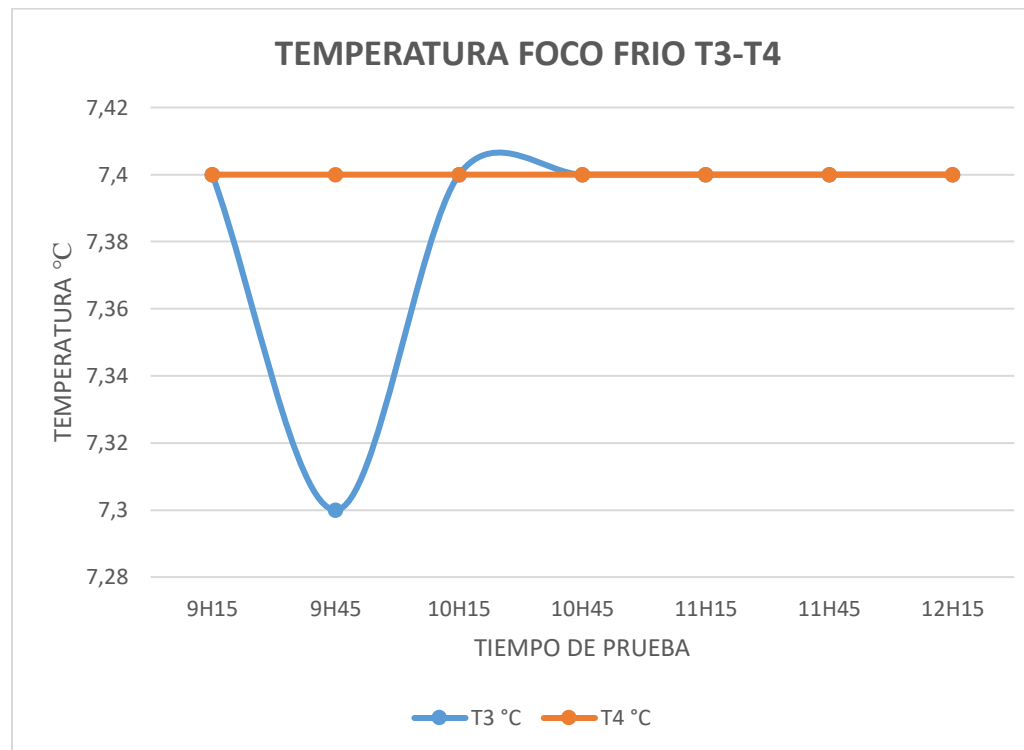


Figura 66. Temperatura de foco frío ensayo 1 Poliuretano Expandido MeTecno®

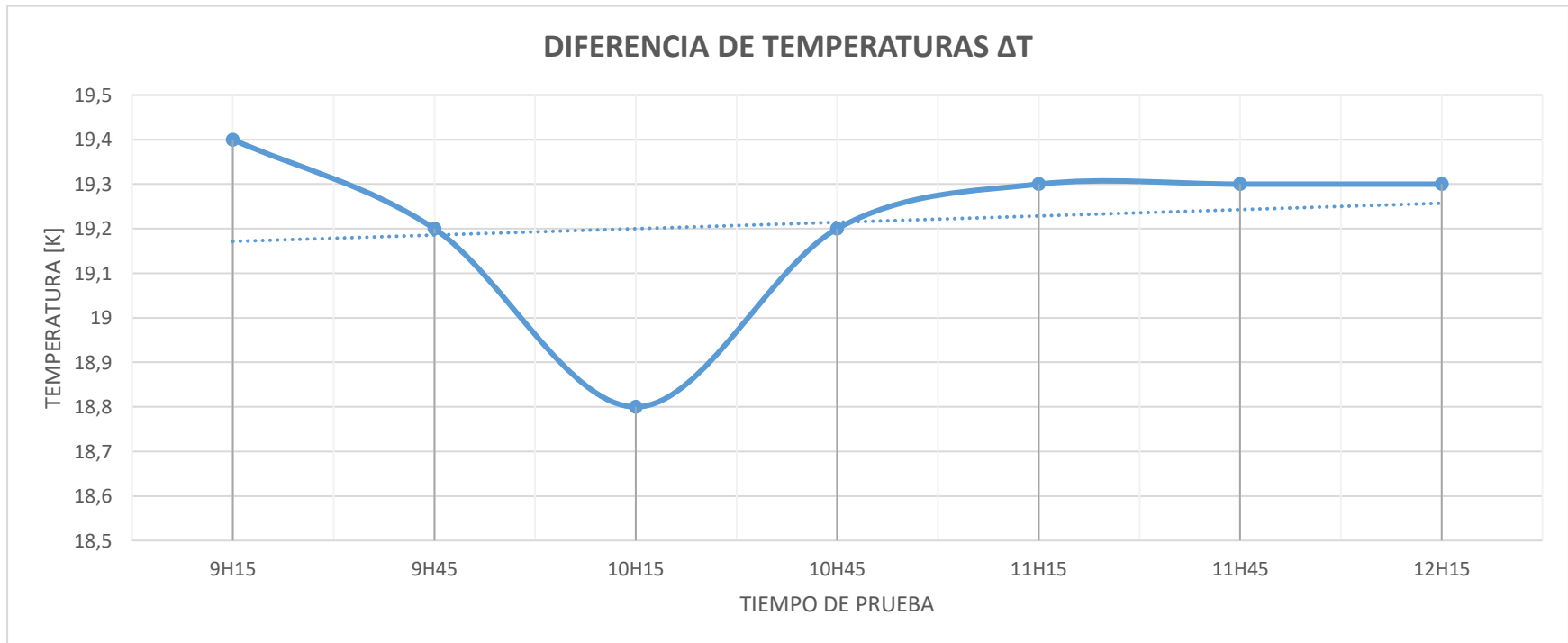


Figura 67. Diferencia de Temperaturas entre foco caliente y foco frío ensayo 1

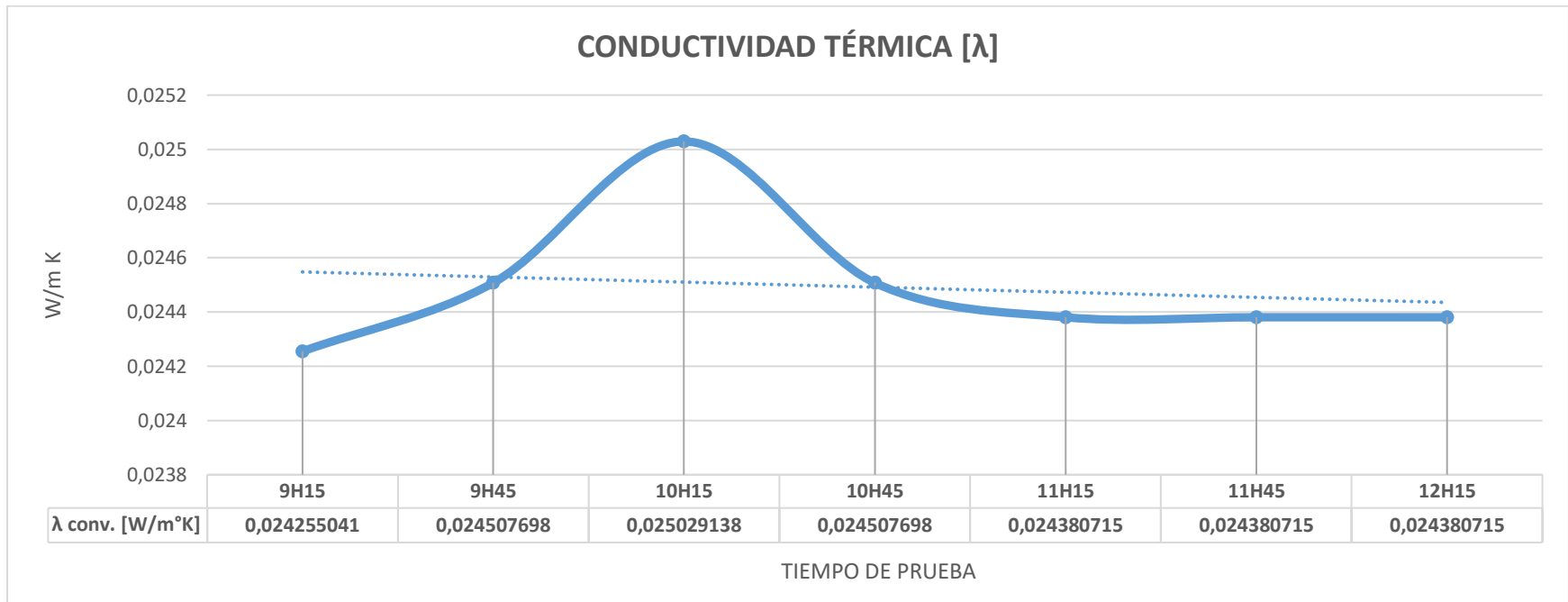


Figura 68. Curva de Conductividad Térmica vs. Tiempo de prueba en ensayo 1

5.1.3 Análisis de Error

Para análisis de errores en las medidas se toma como valor teórico el coeficiente de conductividad térmico dado en la ficha técnica (Ver, ANEXO III) por la empresa constructora del panel de poliuretano expandido de:

$$\lambda = 0.026 \left[\frac{W}{m K} \right]$$

Se realiza una tabla con los valores en porcentaje de error mediante fórmula de error porcentual:

$$Error_p = \left| \frac{Valor\ real - Valor\ experimental}{Valor\ real} \right| \times 100\%$$

Resultados:

Tabla 22
Análisis de error

Datos Experimentales	Dato Teórico	Error
[W/mK]	[W/mK]	%
0.02425504	0.026	6.711
0.02450770	0.026	5.740
0.02502914	0.026	3.734
0.02450770	0.026	5.740
0.02480770	0.026	4.586
0.02480770	0.026	4.586
0.02480770	0.026	4.586
Promedio		5.098

Tenemos como resultado un error del 5.098%, valor que es aceptable.

5.2 Ensayo 2

Para el segundo ensayo se estableció un vacío estable de 3 [psi], luego de haber estabilizado la resistencia central con el anillo de guarda con las mismas probetas del primer ensayo.

Tabla 23

Datos Temperaturas Probeta Poliuretano Expandido MeTecno ensayo 2

Hora	Columna1	13H00	13H30	14H00	14H30	15H00	15H30	16H00
T1	°C	26	26,1	26,1	26,1	26,2	26,6	26,6
T2	°C	25,9	26	26	26,1	26,1	26,5	26,5
T3	°C	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7
T4	°C	7,6	7,6	7,7	7,7	7,7	7,7	7,7
V	V	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4	7,4

Tabla 24

Datos característicos de la Probeta ensayo 2

DATOS PROBETA		
Temperatura Ambiente	°C	21
Masa Probeta 1	[gr]	500
Masa Probeta 2	[gr]	500
Temp. Sist. Refrigeración	°C	10

Tabla 25*Datos de calor transferido y geometría de la probeta ensayo 2*

Qtotal	W	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475
Q	W	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475	0,58818475
ΔT	K	18,3	18,4	18,4	18,4	18,5	18,9	18,9	
A	m ²	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625	0,0625
L	m	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1

5.2.1 Cálculo de Conductividad Térmica

$$\frac{\Delta Q}{\Delta t} = \lambda * A * \frac{T_{hot} - T_{cold}}{e}$$

ΔQ : Calor transferido en el intervalo de tiempo ΔT

T_{hot} : Temperatura foco caliente

T_{cold} : Temperatura foco frío

e : Espesor de la probeta

λ : Coeficiente de conductividad térmica

Tabla 26*Datos resultantes conductividad térmica ensayo 2*

λ ajust.	[W/mK]	0,05142599	0,0511465	0,0511465	0,0511465	0,05087003	0,04979342	0,04979342	valor promedio	0,05076034
λ conv.	[W/mK]	0,02571299	0,02557325	0,02557325	0,02557325	0,02543502	0,02489671	0,02489671	valor promedio	0,02538017

5.2.2 Gráficas resultantes

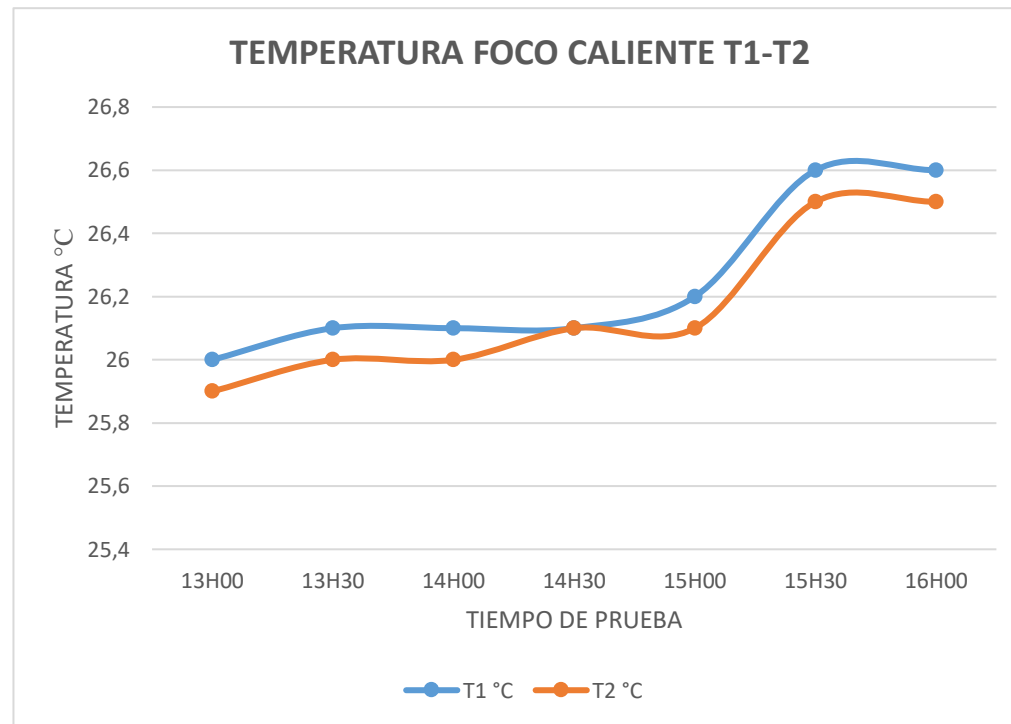


Figura 69. Temperatura de foco caliente ensayo 2 Poliuretano Expandido MeTecno®

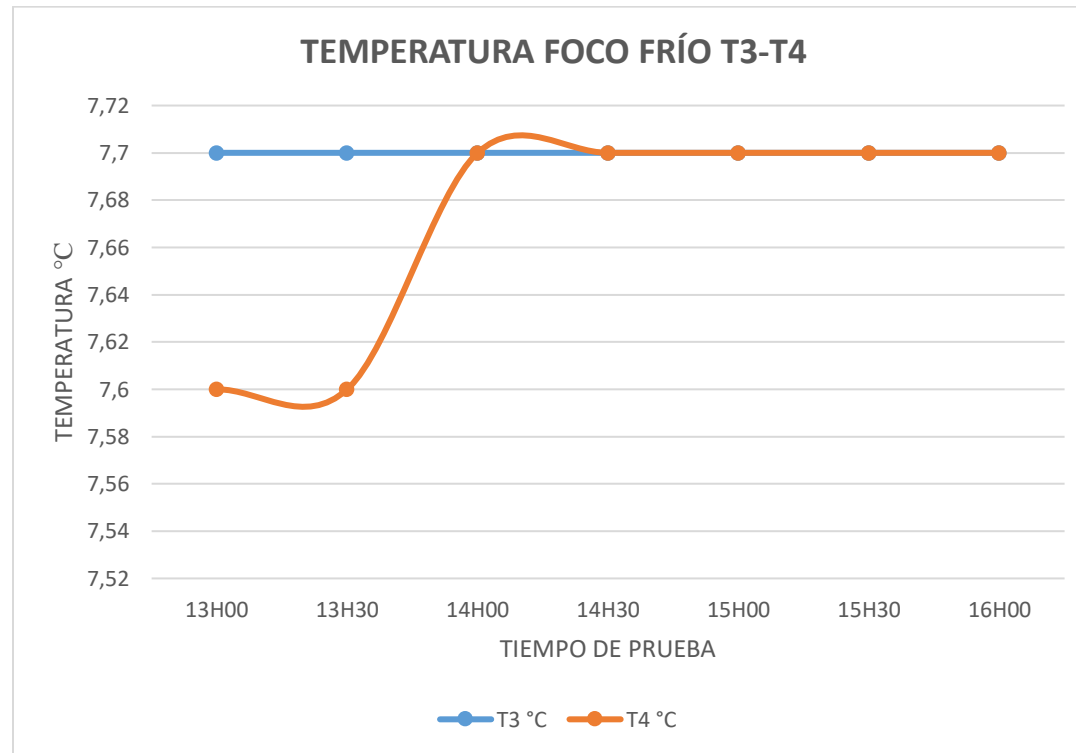


Figura 70. Temperatura de foco frio ensayo 2 Poliuretano Expandido MeTecno®

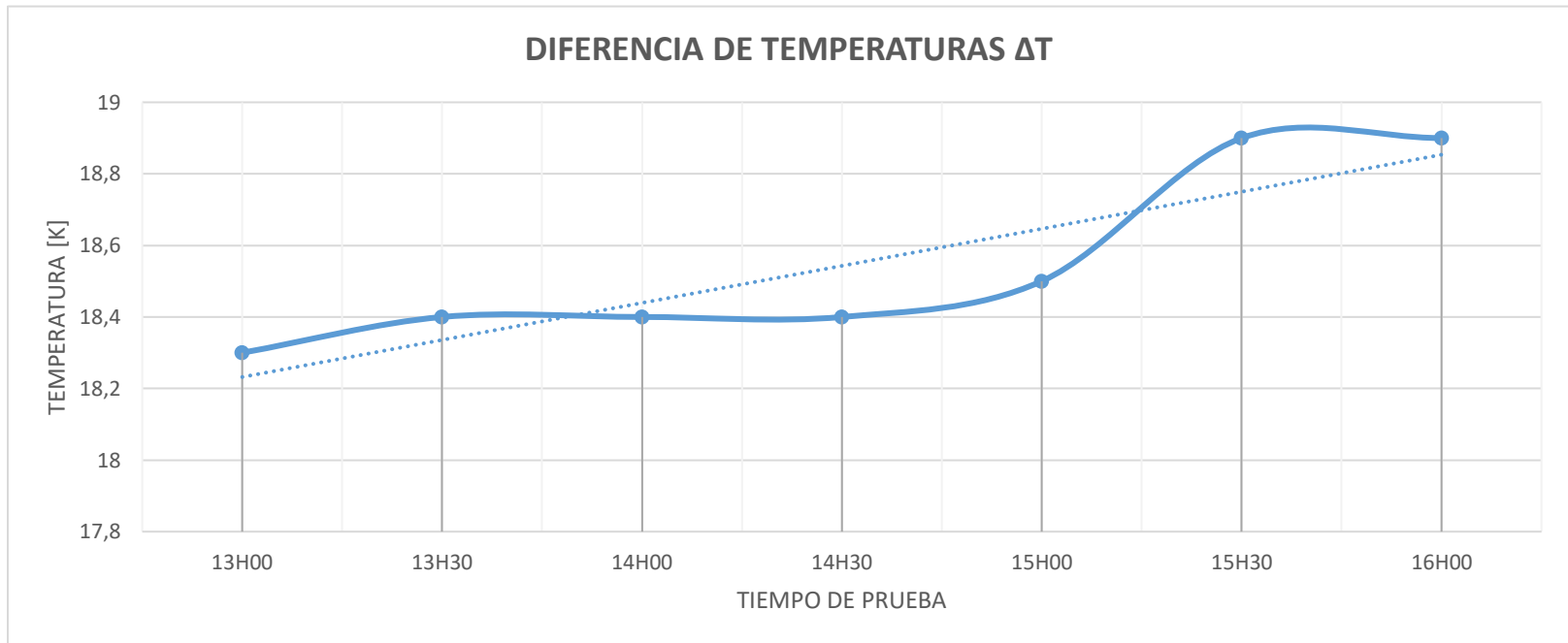


Figura 71. Diferencia de Temperaturas entre foco caliente y foco frío en ensayo 2

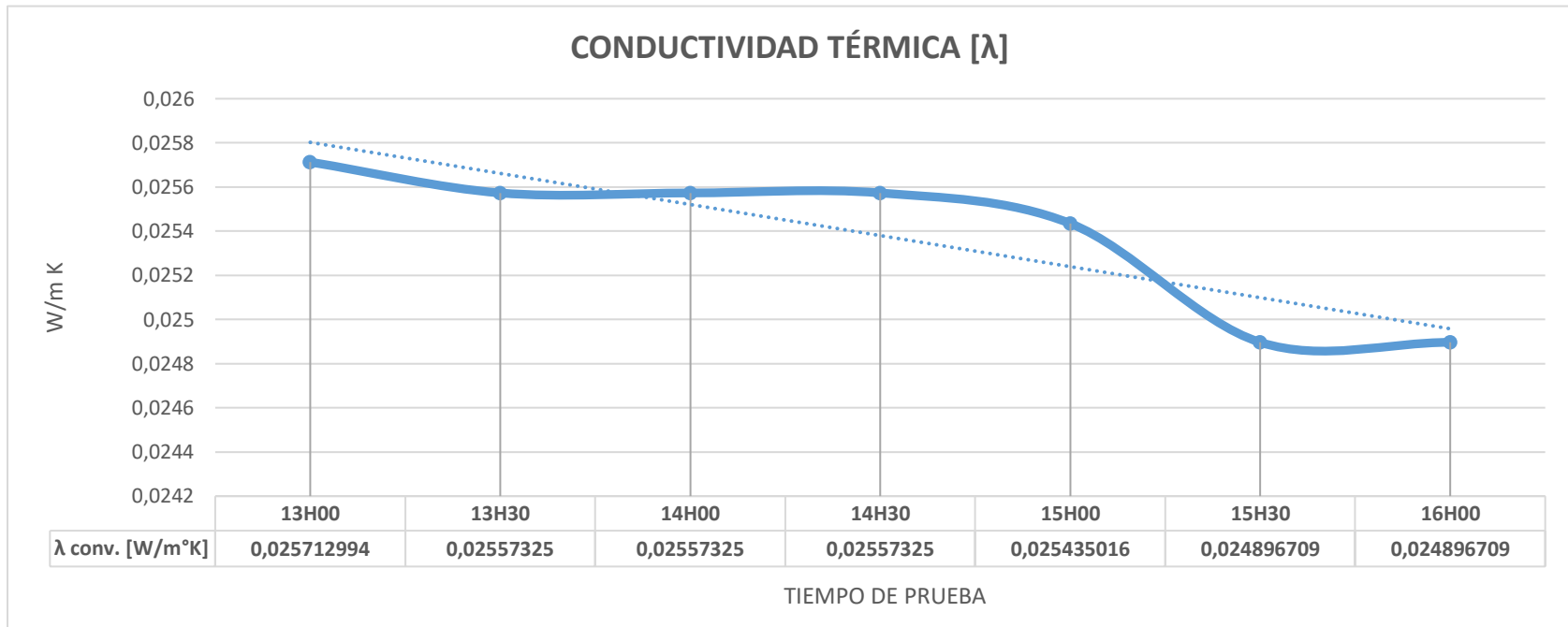


Figura 72. Curva de Conductividad Térmica vs. Tiempo de prueba ensayo 2

5.2.3 Análisis de Error ensayo 2

Para análisis de errores en las medidas se toma como valor teórico el coeficiente de conductividad térmico dado en la ficha técnica (Ver, ANEXO III) por la empresa constructora del panel de poliuretano expandido de:

$$\lambda = 0.026 \left[\frac{W}{m K} \right]$$

Se realiza una tabla con los valores en porcentaje de error mediante fórmula de error porcentual:

$$Error_p = \left| \frac{Valor\ real - Valor\ experimental}{Valor\ real} \right| \times 100\%$$

Resultados:

Tabla 27

Análisis de error ensayo 2

Datos Experimentales	Dato Teórico	Error
0,025712994	0,026	1,104
0,02557325	0,026	1,641
0,02557325	0,026	1,641
0,02557325	0,026	1,641
0,025435016	0,026	2,173
0,024896709	0,026	4,243
0,024896709	0,026	4,243
Promedio		2,384

Tenemos como resultado un error del 2.384%, valor considerablemente menor al del ensayo 1 donde se mantuvo un vacío de 1 [psi].

Por lo tanto, la maquina ya se encuentra calibrada y el error aumenta dependiendo de la cantidad de datos tomados y el vacío generado dentro de la cámara.

5.3 Manual de usuario.

Ver ANEXO A

5.4 Guía de laboratorio.

Ver ANEXO B

CAPÍTULO VI

DETALLE DE COSTOS

El detalle de costos nos permite determinar el costo real, la inversión y la viabilidad del presente proyecto.

En la siguiente tabla se detallan los materiales, insumos y mano de obra que fueron necesarios para el cumplimiento del proyecto.

6.1 Costos Directos

Tabla 28

Análisis de costos directos

COSTOS DIRECTOS				
ITEMS	DESCRIPCIÓN	CANT.	VALOR [\$]	SUBTOTAL [\$]
ESTÁNDARES	Adquisición ASTM C177-13	1	58	58
	Adquisición ASTM C168-13	1	58	58
	Adquisición ASTM C518-10	1	65	65
MATERIALES	Sistema de Refrigeración	1	500	500
	Accesorios	1	20	20
	Termocuplas	1	20	20
	Campana de vacío	1	150	150
	Elemento Resistor 15x15 mm	1	80	80
	Anillo de guarda	1	90	90
	Mangueras	1	5	5
	Material de prueba	1	10	10
	Tanque de almacenamiento térmicamente aislado	1	60	60
INSUMOS	Estructura metálica	1	50	50
	Pintura	1	15	15

6.2 Costos Indirectos

Tabla 29

Análisis de costos indirectos

COSTOS INDIRECTOS				
-------------------	--	--	--	--

CONTINÚA

ITEMS	DESCRIPCIÓN	CANT.	VALOR [\$]	SUBTOTAL [\$]
RECURSO HUMANO	Tutor	3	20/hora	60
	Colaboradores	10	15/hora	150
	Estudiantes	840	2.50/hora	2100
MATERIALES	Material de oficina	1	20	20
	Internet	720	0.05/hora	36
	Impresión	2	30	60
	Bomba de vacío 1/4 HP	1	170	170
	Compresor	3	1.5/hora	4.5
	Servicios básicos	1	25	25
	Telefonía celular	2	25	50
	Alimentación	2	265	530

6.3 Costo total de construcción

Tabla 30

Total de costos

TOTAL DE COSTOS	
COSTOS	VALOR [\$]
DIRECTOS	1123
INDIRECTOS	3205.5
TOTAL	4328.5

Tabla 31

Distribución de costos para el proyecto de titulación

DISTRIBUCIÓN DE COSTOS DEL PROYECTO DE TITULACIÓN		
COSTOS	Porcentaje [%]	VALOR [\$]
ESTUDIANTES A CARGO DEL PROYECTO	26	1125.41
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE	74	3203.09
TOTAL	100	4328.5

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

- Un sistema de refrigeración que garantice temperaturas constantes y una correcta distribución mediante un sistema cerrado para la alimentación del foco frío (serpentín contenido en la placa de aluminio) en el que presión y caudal sean iguales, asegura uniformidad de temperatura en toda la superficie de contacto lo que permite disipar la energía que llega desde la placa caliente a través de las muestras, evitando distorsión en la linealidad del flujo de calor.
- Para asegurar una transmisión lineal e unidireccional de la energía entre el foco caliente y el foco frío la diferencia de temperatura de la resistencia central y de guarda, durante el ensayo no debe ser mayor que 0.2 °C como determina la norma ASTM C177-19.
- Para ensayos en ausencia total de transmisión de energía por convección, la cámara tiene que ser hermética, manteniendo un valor de vacío constante el mayor tiempo posible evitando cambios en las condiciones a través del tiempo.
- Mientras la diferencia de temperatura entre el foco frío y el foco caliente sean más grandes disminuyen el error en la determinación del perfil de temperaturas y el valor del coeficiente de conductividad térmica λ
- La calibración del dispositivo según la norma ASTM C177-19 nos indica que mediante el ensayo de dos muestras de materiales de conductividad conocida ensayada y certificada por laboratorio a nivel internacional y manteniendo un error inferior al 5% da validez para que la máquina esté en condiciones de uso.

7.2 Recomendaciones

- Verificar homogeneidad en la geometría de las probetas y condiciones de construcción, de preferencia las probetas deben ser certificadas.
- Esperar el tiempo necesario para estabilizar el sistema y encender la bomba de vacío durante un periodo de tiempo que dependerá de la capacidad de la misma y el volumen de la cámara.
- Cerrar bien las tapas móviles para lograr hermeticidad a lo largo del ensayo de lo contrario el aire ingresara a la cámara y se producirán pérdidas por convección
- Verificar aceite en la bomba de vacío ya que esta se mantendrá encendida durante un largo periodo de tiempo.
- Revisar vacuómetros y manifold para verificar el vacío dentro de la cámara
- Verificar polaridad en las termocuplas previo a iniciar el ensayo, de lo contrario tendrá datos incorrectos.
- Verificar caudal ya que de esto dependerá un correcto balance energético dentro del sistema y puede afectar en las condiciones del flujo estable unidireccional.

REFERENCIAS

- ASME. (2019). *Bolier and Pressure Vessel Code*. USA: ASME.
- Budynas, R. G., & Nisbett, K. J. (2012). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: Mc Graw Hill.
- Cengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2011). *Transferencia de Calor y masa Fundamentos y Aplicaciones*. Mexico : Mc Graw Hill.
- Coulson, J. M., & Richardson, J. F. (2005). *Chemical Engineering Desing*. Oxford: ELSEVIER.
- ECCO. (2007). *Flacso*.
- HOFFMAND., T. J. (1998). *"Handbook of Vacuum Science and Technology"*. United States of America: Academic Press.
- INAMHI. (2019). *Boletín climatológico*. Quito.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor* . Mexico : Prentice Hall .
- Kreith, F., Manglik, R. M., & Bohn, M. S. (2012). *Principios de Transferencia de Calor*. Mexico : Cengage Learning .
- López, R. (2000). Equipo para evaluar en forma experimental el coeficiente de conductividad térmica de los materiales de construcción. *Revista Mexicana de Fisica* 47 (2) 148-152, 1-5.
- Manufacturing, R. (2017). Bombas de Paleta Rotativa. 2.

Mero, J., & Zambrano, C. d. (2012). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para un sistema de refrigeración por compresión de vapor de IHP de capacidad, usando refrigerante R404A para proceso de carga, descarga, recuperación de refrigerante del sistema y simulación de fallas*. Sangolquí: ESPE.

Method, S. T. (2019). C 177-19. Standard Test Method for Steady-State Heat Flux Measurements and Thermal Transmission Properties by Means of the Guarded-Hot-Plate Apparatus. 5 - 6.

Municipio del Distrito Metropolitano de Quito. (2009). *Plan de Maestro Movilidad para el Distrito Metropolitano de Quito*. Quito: Municipio del Distrito Metropolitano de Quito.

Núñez, M. E. (2017). *Diseño de una Cámara de Enfriamiento y de un Túnel de Congelados Empleando la Cámara Frigorífica de la "Planta Piloto"*. Guayaquil: Tecnologías-ESPOL.

Núñez, M. E. (2017). *Diseño de una Cámara de Enfriamiento y de un Túnel de Congelados Empleando la Cámara Frigorífica de la "Planta Piloto"-Tecnologías - ESPOL*. Guayaquil: ESPOL.

Oerlikon. (2010). leybold vacuum. *Rotary Piston Vacuum Pumps*, 03.

Pita, E. G. (1991). *Principios y sistemas de refrigeración*. Limusa S.A.

Principi, N. (2015). Evaluación Multicriterio con Sistemas de Información Geográfica para la determinación de zonas de potencial conflicto entre usos del suelo en el noroeste de la provincia de Buenos Aires (Argentina). *ResearchGate*, 15-26.

Provincial, P. G. (n.d.). *Pichincha Gobierno Provincial*. Retrieved from
<https://www.pichincha.gob.ec/cantones/distrito-metropolitano-de-quito>

TECNOVAC. (2014). Curso de vacío. *Tecnología de vacío*.

Thomas, R. (2004). Catálogo General. *Vacío - Presión - Líquidos*.

Timoshenko, S., & Krieger, W. S. (1959). *Theory Of Plates And Shells*. Hamburg{: McGraw Hill.

ANEXOS

ANEXO A
MANUAL DEL USUARIO

ANEXO B
GUÍA DE LABORATORIO

ANEXO C
ESPECIFICACIONES POLIURETANO EXPANDIDO

**ANEXO D
CERTIFICACIÓN**

ANEXO E
PLANOS