

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**



**DISEÑO Y DESARROLLO DE UN DISPOSITIVO DE  
ENFRIAMIENTO ACELERADO PARA FLUIDOS DENTRO DE  
CAVIDADES CILÍNDRICAS**

**POR**

**CÉSAR JAVIER RAMÍREZ ALVARADO**

**COMO OPCIÓN A OBTENER EL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS DE  
LA INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y  
RENOVABLE**

**NOVIEMBRE, 2015**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA  
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO**



**DISEÑO Y DESARROLLO DE UN DISPOSITIVO DE  
ENFRIAMIENTO ACELERADO PARA FLUIDOS DENTRO DE  
CAVIDADES CILÍNDRICAS**

**POR**

**CÉSAR JAVIER RAMÍREZ ALVARADO**

**COMO OPCIÓN A OBTENER EL GRADO DE MAESTRÍA EN CIENCIAS  
DE LA INGENIERÍA CON ORIENTACIÓN EN ENERGÍAS TÉRMICA Y  
RENOVABLE**

**ASESOR: DR. SIMÓN MARTÍNEZ MARTÍNEZ  
CO-ASESOR: DR. FAUSTO A. SÁNCHEZ CRUZ**

**NOVIEMBRE, 2015**

Universidad Autónoma de Nuevo León

Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica

Subdirección de Estudios de Posgrado

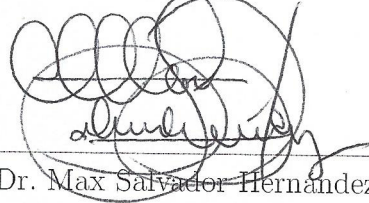
Los miembros del Comité de Tesis recomendamos que la Tesis «Diseño y desarrollo de un dispositivo de enfriamiento acelerado para fluidos dentro de cavidades cilíndricas», realizada por el estudiante César Javier Ramírez Alvarado, con número de matrícula 1114694, sea aceptada para su defensa en opción al grado de Maestría en Ciencias de la Ingeniería con Orientación en Energías Térmica y Renovable.

El Comité de Tesis



Dr. Simón Martínez Martínez

Asesor



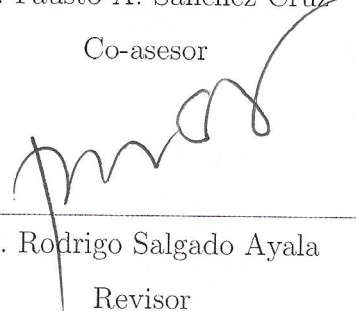
Dr. Max Salvador Hernández

Revisor



Dr. Fausto A. Sánchez Cruz

Co-asesor



Dr. Rodrigo Salgado Ayala

Revisor

Vo. Bo.



Dr. Simón Martínez Martínez

Subdirección de Estudios de Posgrado

San Nicolás de los Garza, N. L. a 13 de Noviembre del 2015

*...tal vez quien somos se trata  
simplemente de creer en lo que podemos llegar a ser...*

*(desconocido)*

# ÍNDICE GENERAL

---

<b>Agradecimientos</b>	<b>xviii</b>
<b>Nomenclatura</b>	<b>xx</b>
<b>Resumen</b>	<b>xxiii</b>
<b>1. Antecedentes</b>	<b>1</b>
1.1. Introducción . . . . .	1
1.2. Panorama actual . . . . .	2
1.3. Motivación . . . . .	3
1.4. Justificación . . . . .	4
1.5. Objetivos . . . . .	4
1.5.1. Objetivo General . . . . .	4
1.5.2. Objetivos específicos . . . . .	4
1.6. Hipótesis . . . . .	5
1.7. Planteamiento de la tesis . . . . .	6

---

<b>2. Marco Teórico</b>	<b>8</b>
2.1. Introducción . . . . .	8
2.2. Transferencia de calor por convección . . . . .	9
2.2.1. Flujo laminar y turbulento . . . . .	10
2.2.2. Capa límite de velocidad . . . . .	10
2.2.3. Capa límite térmica . . . . .	11
2.2.4. Números adimensionales . . . . .	11
<b>3. Estudio del Estado del arte</b>	<b>13</b>
3.1. Caso de estudio: flujo alrededor de un cilindro . . . . .	13
3.1.1. Cálculo teórico de la transferencia de calor en un cilindro . . . . .	15
3.2. Artículos relacionados al caso de estudio . . . . .	17
3.3. Patentes existentes . . . . .	24
<b>4. Modelo Físico Experimental</b>	<b>29</b>
4.1. Diseño de un modelo físico . . . . .	29
4.2. Equipo utilizado para la experimentación . . . . .	31
4.2.1. Calorímetro tipo túnel de viento . . . . .	31
4.2.2. Estructura de soporte . . . . .	32
4.2.3. Motor eléctrico a pasos. . . . .	32
4.2.4. Instrumentación de las cavidades cilíndricas . . . . .	33
4.3. Experimentación del modelo físico . . . . .	35

---

4.3.1. Metodología de prueba . . . . .	36
4.3.2. Diseño de experimentos . . . . .	36
4.3.3. Resultados . . . . .	37
4.3.4. Conclusiones del experimento . . . . .	44
<b>5. Diseño del prototipo a instalar en el refrigerador.</b>	<b>47</b>
5.1. Introducción . . . . .	47
5.2. Análisis de la posición . . . . .	48
5.3. Análisis de velocidad . . . . .	52
5.3.1. Análisis de velocidad: método gráfico . . . . .	53
5.4. Análisis de Aceleración. . . . .	55
5.4.1. Análisis de aceleración: método gráfico . . . . .	55
5.5. Elementos del mecanismo . . . . .	59
5.6. Análisis de fuerzas . . . . .	66
5.6.1. Manivela . . . . .	67
5.6.2. Biela . . . . .	68
5.6.3. Balancín . . . . .	70
5.6.4. Fuerzas en las uniones . . . . .	71
5.6.5. Determinación del torque y las fuerzas aplicadas al mecanismo	71
<b>6. Ensayos experimentales al sistema de enfriamiento</b>	<b>77</b>
6.1. Introducción . . . . .	77

---

6.2. Descripción de las instalaciones experimentales . . . . .	78
6.2.1. Cámara de ambiente controlado . . . . .	78
6.2.2. Sistema de refrigeración Whirlpool modelo WRF560SEYM00 . . . . .	79
6.3. Metodología para el monitoreo de la temperatura en el interior del sistema . . . . .	82
6.4. Adaptación del dispositivo al refrigerador - congelador (R/C) . . . . .	86
6.4.1. Selección del ventilador . . . . .	86
6.4.2. Descripción de la adaptación del dispositivo . . . . .	101
6.5. Ensayos experimentales al dispositivo de enfriamiento acelerado dentro del sistema de refrigeración . . . . .	103
6.6. Resultados . . . . .	104
6.6.1. Primera fase de ensayos experimentales del sistema de enfriamiento acelerado . . . . .	104
6.6.2. Segunda fase de ensayos experimentales para el sistema de enfriamiento acelerado . . . . .	106
6.7. Pruebas realizadas en el congelador mod.WC22014Q . . . . .	111
6.7.1. Metodología del ensayo experimental . . . . .	112
6.7.2. Resultados de los ensayos experimentales . . . . .	113
<b>7. Conclusiones</b>	<b>117</b>
<b>8. Trabajo Futuro</b>	<b>119</b>
<b>A. Información adicional</b>	<b>120</b>

---

A.1. Código en MATLAB para solución del mecanismo . . . . .	120
A.2. Ficha técnica de los ventiladores . . . . .	126

# ÍNDICE DE FIGURAS

---

1.1. Consumo de energía por sector en México, en el año 2014 [1]. . . . .	3
3.1. Flujo alrededor de un cilindro [2]. . . . .	14
3.2. Efecto de la turbulencia sobre la separación [2]. . . . .	15
3.3. Cilindro expuesto un flujo cruzado. . . . .	16
3.4. Diagrama cilindros horizontales en flujo laminar cruzado [3] . . . . .	18
3.5. Variación del número de Nusselt promedio en función de la velocidad angular ( $\omega$ ) a distintos números de Reynolds (Re) y amplitudes [4]. .	19
3.6. Diagrama esquemático de dos cilindros rotando a diversas separaciones [5] . . . . .	20
3.7. Número de Nusselt vs velocidad rotacional ( $\omega$ ) para distintas separaciones ( $g^*$ ) [5] . . . . .	21
3.8. Resultados experimentales para la conductancia térmica global, para números de Reynolds del orden de 2000 a 4000 [6]. . . . .	22
3.9. Resultados experimentales para la conductancia térmica global, para números de Reynolds del orden de 50 a 200 [6]. . . . .	23
3.10. Dispositivo de la patente US 2011/0186264 A1 [7]. . . . .	24

---

3.11. Dispositivo de la patente US4164851 [8] . . . . .	25
3.12. Dispositivo de la patente US20100319363 A1 [9]. . . . .	26
3.13. Dispositivo de la patente US20120011881 A1 [10] . . . . .	27
3.14. Ductería del dispositivo de la patente US20120011881 A1 [10] . . . . .	27
4.1. Modelo conceptual del sistema de enfriamiento acelerado . . . . .	29
4.2. Disco donde se colocarán las cavidades cilíndricas. . . . .	30
4.3. Calorímetro tipo túnel de viento. . . . .	31
4.4. Estructura de soporte para las latas. . . . .	32
4.5. Motor a pasos de National Instruments. . . . .	33
4.6. Instrumentación de la cavidad cilíndrica con termopar tipo T. . . . .	33
4.7. Arreglo experimental a utilizar en el túnel de viento. . . . .	34
4.8. Ensayo 1, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_1$ ) de 4782.61 y a una frecuencia angular ( $\omega_1$ ) de 3.14 rad/s. . . . .	38
4.9. Ensayo 2, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_2$ ) de 7173.91 y a una frecuencia angular ( $\omega_1$ ) de 3.14 rad/s. . . . .	39
4.10. Ensayo 3, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_3$ ) de 9565.22 y a una velocidad angular ( $\omega_1$ ) de 6.28 rad/s. . . . .	40
4.11. Ensayo 4, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_1$ ) de 4782.61 y a una velocidad angular ( $\omega_2$ ) de 4.08 rad/s. . . . .	41
4.12. Ensayo 5, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_2$ ) de 7173.91 y a una velocidad angular ( $\omega_2$ ) de 8.16 rad/s. . . . .	42

4.13. Ensayo 6, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_3$ ) de 9565.22 y a una velocidad angular ( $\omega_2$ ) de 4.08 rad/s . . . . .	43
4.14. Análisis comparativo de las curvas de disminución de temperatura de los 6 ensayos . . . . .	45
4.15. Análisis comparativo de las curvas de disminución de temperatura entre los ensayos realizados en: refrigerador, freezer y túnel de viento.	46
5.1. Refrigerador modelo WRF560SEYM00 de la firma Whirlpool . . . . .	48
5.2. Diagrama cinemático y mecanismo de 4 barras . . . . .	49
5.3. Ángulos de posición del mecanismo . . . . .	50
5.4. Polígono de Velocidades a 1 RPS. . . . .	54
5.5. Polígono de Aceleraciones a 1 RPS. . . . .	57
5.6. Dimensiones manivela . . . . .	59
5.7. Dimensiones de la biela . . . . .	60
5.8. Dimensiones del balancín . . . . .	61
5.9. Dimensiones de los soportes de los discos . . . . .	62
5.10. Revolver donde se colocan las cavidades cilíndricas de prueba. . . . .	63
5.11. Dimensiones de la tapa superior . . . . .	64
5.12. Dimensiones de la pared derecha . . . . .	65
5.13. Dimensiones de la pared posterior . . . . .	65
5.14. Dimensiones del housing . . . . .	66
5.15. Diagrama cuerpo libre manivela . . . . .	67

---

5.16. Diagrama cuerpo libre manivela . . . . .	69
5.17. Diagrama cuerpo libre manivela . . . . .	70
5.18. Fuerza de torsión vs desplazamiento . . . . .	75
5.19. Motor de imanes permanentes, de la firma Tianye Motors [11]. . . . .	76
6.1. Diagrama de la cámara de ambiente controlado . . . . .	79
6.2. Instalación de los termopares . . . . .	81
6.3. Termopar unido a una masa de bronce . . . . .	82
6.4. Ubicación del sistema de refrigeración dentro de la cámara de ambiente controlado. . . . .	83
6.5. Proceso de estabilización de temperatura en la cámara climática . . . . .	84
6.6. Prueba de monitoreo de temperatura durante 48 horas. . . . .	85
6.7. Túnel de viento para ensayos de ventiladores y cavidades (cortesía de Whirlpool, México) . . . . .	87
6.8. Arreglo experimental para determinar la curva de resistencia al flujo de la cavidad. . . . .	87
6.9. Arreglo experimental para determinar la curva de rendimiento del ventilador. . . . .	88
6.10. Curvas de caída de presión por cada área de prueba. . . . .	91
6.11. Curvas de caída de presión y determinación del punto de operación del ventilador. . . . .	93
6.12. Cavidad desarrollada para la simulación mediante CFD . . . . .	94
6.13. Cortes de la cavidad. . . . .	95

6.14. Mallado de la cavidad Modelada . . . . .	96
6.15. Geometría de entrada. . . . .	97
6.16. Contorno de velocidad en eje X medio, $V_{in} = 2.38m/s$ . . . . .	99
6.17. Contorno de velocidad en eje X medio; $V_{in} = 3.57m/s$ . . . . .	100
6.18. Contorno de velocidad en eje X medio; $V_{in} = 4.77m/s$ . . . . .	101
6.19. Diagrama esquemático de adaptación del dispositivo de enfriamiento	102
6.20. Zona de modificación del ducto . . . . .	102
6.21. Temperatura de los cilindros en el dispositivo de enfriamiento acele- rado / fase 1 . . . . .	105
6.22. Modificaciones para la segunda fase de ensayos: a) Ventilador VN6- 117M firma Steren, b)Modificación del ducto . . . . .	106
6.23. Comportamiento de las temperaturas en el interior del refrigerador previo al ensayo. . . . .	107
6.24. Temperatura de los cilindros en el dispositivo de enfriamiento / fase 2.	108
6.25. Análisis comparativo de las curvas de disminución de temperatura de las cavidades cilíndricas. . . . .	109
6.26. Diagrama esquemático de la zona de caída de presión. . . . .	110
6.27. Congelador horizontal mod. WC22014Q . . . . .	111
6.28. Diagrama esquemático del arreglo experimental que se colocará en el congelador horizontal . . . . .	112
6.29. Temperatura en el ensayo experimental realizado dentro del congela- dor horizontal . . . . .	114

---

6.30. Análisis comparativo de temperaturas en las diferentes etapas de experimentación. . . . .	115
A.1. Esquema del la solución de fuerzas mediante el código en Matlab . . .	120
A.2. a) Ventilador VN4-012P y b) Ventilador VN6-117M . . . . .	127

# ÍNDICE DE TABLAS

---

1.1. Tabla de consumo de energía eléctrica en GWh, en los últimos 10 años	2
3.1. Propiedades del aire a $1^{\circ}C$ [12]. . . . .	16
3.2. Resultados a partir de los numeros de Reynolds [Re] propuestos . . .	17
4.1. Ensayos propuestos para la experimentación en el túnel . . . . .	37
5.1. Dimensiones de los elementos. . . . .	50
5.2. Posición de cada uno de los elementos del mecanismo en un ciclo. . .	52
5.3. Resultados del polígono de velocidades a 1 RPS . . . . .	55
5.4. Resultados del polígono de aceleraciones a 1 RPS . . . . .	58
5.5. Información obtenida a partir del estudio cinemático . . . . .	67
5.6. Resultados del análisis de fuerzas . . . . .	73
5.7. Torque en el mecanismo . . . . .	74
6.1. Datos del caso de estudio . . . . .	80
6.2. Datos de la sección de prueba con área de salida al 100% . . . . .	89
6.3. Datos de la sección de prueba con área de salida al 50% . . . . .	89

---

6.4. Datos de la curva característica del ventilador . . . . .	92
6.5. Propiedades del aire a -5°C . . . . .	96
6.6. Punto de operación del ventilador. . . . .	97

# AGRADECIMIENTOS

---

A mis padres Amalia Alvarado Escobedo y Juan F. Ramírez Sandoval. Por apoyarme en mis decisiones y por todas sus enseñanzas a lo largo de mi vida.

Al Dr. Simón Martínez Martínez, mi tutor. Por brindarme la oportunidad y darme la confianza de ingresar a este programa de maestría, por todas sus enseñanzas, experiencias y su apoyo a lo largo de todo este tiempo.

Al Dr. Fausto Alejandro Sánchez Cruz por su labor como coordinador del programa de maestría, por todas sus enseñanzas como profesor y por el apoyo brindado durante todo el tiempo durante la maestría.

A mis profesores Dr. Arturo Morales Fuentes, M.C. Jaime Armendáriz Velázquez, Dr. Max Salvador Hernández, Dra. Elvira Martínez García, Dr. Óscar de la Garza de León, M.C. Guadalupe Evaristo Cedillo Garza y M.C. Miguel García Yera. Por su tolerancia, paciencia y enseñanzas.

A la empresa Whirlpool y al Dr. Rodrigo Salgado por la confianza y el apoyo brindado en el desarrollo de este trabajo.

A mis apreciables amigos y compañeros de generación, Adolfo Benítez, Víctor Madrid, Mario Chapa, Luis Valdez, así como de otras generaciones Hugo Ramírez Yonathan Loredo, Carlos Uder, René Mondragón, Rosario Altaif, Ricardo Delgado, Jesús Juárez, José Enrique Camacho, Jessica Cassanova y el resto de mis compañeros por todas las experiencias que compartimos, sus aportaciones y apoyo incondicional.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica por el apoyo brindado a lo largo de este programa académico, especialmente al Grupo de Energías Térmica y Renovable (GETR) por permitirme participar en los distintos proyectos realizados que me ayudaron a complementar mi aprendizaje durante la maestría.

Al CONACyT, por el apoyo otorgado a través de la beca con clave 375426 que me brindó a partir del 1 de Enero de 2014 hasta el 30 de Junio de 2015, para realizar mis estudios de maestría.

# NOMENCLATURA

---

## Mayúsculas

$C_p$	—	Calor específico a presión constante [ $\frac{kJ}{kg-K}$ ]
$D$	—	Diámetro [m]
$D_h$	—	Diámetro hidráulico [m]
$D_p$	—	Caída de presión [ <i>in</i> de $H_2O$ ]
$I_{cg}$	—	Inercia del centro de gravedad [ $kg - m^2$ ]
$Lb_f$	—	Libra fuerza
$L_c$	—	Longitud característica [m]
$M$	—	Momento de fuerza [ $N - m$ ]
$N$	—	Newtons
$S_l$	—	Paso longitudinal
$S_t$	—	Paso transversal
$T$	—	Temperatura [ $^{\circ}C$ , $^{\circ}F$ , o $K$ ].
$T_f$	—	Temperatura de película
$T_s$	—	Temperatura de superficie
$T_{\infty}$	—	Temperatura del fluido
$T_i$	—	Temperatura inicial
$T$	—	Torque.[N-m]
$V$	—	Velocidad [ $\frac{m}{s}$ ]
$W$	—	Watts

## Minúsculas

$a^N$	—	Aceleración normal $[\frac{rad}{s^2}]$
$a_G$	—	Aceleración al centro de gravedad $[\frac{rad}{s^2}]$
$a^T$	—	Aceleración tangencial $[\frac{rad}{s^2}]$
$cm$	—	Centímetro
$dm$	—	Decímetro
$ft$	—	Pie
$h$	—	Coeficiente de transferencia de calor por convección $[\frac{W}{m^2}]$
$k$	—	Conductividad térmica $[\frac{W}{m-K}]$
$m$	—	Masa [kg]
$q$	—	Rapidez de transferencia de calor por convección [W o $\frac{J}{s}$ ]
$rad$	—	Radian
$r$	—	Radio
$s$	—	Segundos
$t$	—	Tiempo

## Letras griegas

$\alpha_t$	—	Difusividad térmica, $[\frac{m^2}{s}]$
$\Delta$	—	Razón de cambio
$\rho$	—	Densidad $[\frac{kg}{m^3}]$
$\mu$	—	Viscosidad dinámica $[\frac{N-s}{m^2}]$
$\nu$	—	Viscosidad cinemática $[\frac{m^2}{s}]$
$\tau_w$	—	Esfuerzo cortante, $[\frac{N}{m^2}]$
$\omega$	—	Velocidad angular. $[\frac{rad}{s}]$

## Números adimensionales

$Nu$	—	Número de Nusselt
$Pr$	—	Número de Prandtl
$Re$	—	Número de Reynolds

## Acronimos

$AMCA$	—	Air Movement and Control Association
$CFD$	—	Computational Fluid Dynamics
$CBS$	—	Characteristic Based - Split
$SENER$	—	Secretaría de Energía

# RESUMEN

---

En este trabajo, se presenta la investigación realizada para el desarrollo y evaluación del funcionamiento de un dispositivo de enfriamiento acelerado para fluidos dentro de cavidades cilíndricas, lo cual involucra identificar los parámetros que rigen el fenómeno de la transferencia de calor por convección y en base a un movimiento oscilatorio, inducir un flujo inercial dentro de la cavidad, para mantener una mayor diferencia de temperatura entre la superficie del cilindro y el fluido en su interior. Para la identificación de estos parámetros se desarrolló una metodología experimental en la cual, mediante un calorímetro tipo túnel de viento y un modelo físico, se evaluó la temperatura del fluido contenido en 6 cavidades cilíndricas logrando identificar la combinación de velocidad de flujo y patrón de agitación, con el objetivo de que la disminución de temperatura fuese en un tiempo más corto en comparación con un refrigerador y un congelador estándar.

Una vez obtenidos los resultados experimentales del modelo físico, se diseñó un dispositivo similar al del modelo físico para ser adaptado y evaluado dentro de un sistema de refrigeración (R/C), lo cual requería un mecanismo para producir un movimiento oscilatorio y conducir un flujo de aire a baja temperatura proveniente de la zona del congelador a la sección de prueba donde se encuentran las cavidades cilíndricas. Para el diseño del mecanismo se realizó un análisis de posiciones, velocidades, aceleraciones y momentos de inercia de cada uno de los elementos para conocer el torque necesario para el movimiento. Para conducir el aire a baja temperatura desde la zona del congelador al dispositivo, se realizaron modificaciones al ducto principal de ventilación del refrigerador y se utilizó un ventilador, el cual fue

---

evaluado en un túnel de viento para conocer su curva de funcionamiento y su punto de operación.

El funcionamiento del dispositivo se ve afectado por las caídas de presión a lo largo de los ductos de ventilación del refrigerador -congelador, con lo cual el tiempo de enfriamiento de 21 a 5 °C es del orden de 35 minutos, por lo cual se realiza una modificación adicional a los ductos, logrando disminuir el tiempo de enfriamiento aproximadamente entre 25 y 30 minutos. Debido a esto, se decide utilizar el dispositivo en un congelador horizontal en donde la recirculación del aire es más óptima logrando completar el proceso de enfriamiento de 15 a 17.5 minutos, con lo que se disminuye el tiempo de enfriamiento del fluido dentro de las cavidades.

## CAPÍTULO 1

# ANTECEDENTES

---

### 1.1 INTRODUCCIÓN

Desde la antigüedad el ser humano ha ido descubriendo su entorno mediante la observación de los fenómenos físicos que ocurrían a su alrededor. Al pasar del tiempo, el hombre fue transformando su entorno a través de los conocimientos adquiridos y encontrando soluciones para sus necesidades. Una de las grandes necesidades del ser humano era la alimentación, por lo cual, busco una manera de conservar por más tiempo el alimento, producto de la recolección y la caza.

Los sistemas de enfriamiento más antiguos se basaron en la recolección de hielo en el invierno, el cual era depositado en pozos cubiertos de paja y así lograr almacenarlo para su posterior uso. Al transcurrir el tiempo, con el descubrimiento de la refrigeración por compresión mecánica y la aplicación de sustancias naturales y químicas a las cuales llamaron refrigerantes, se fue mejorando el proceso de conservación de alimentos.

A pesar de haber alcanzado el objetivo principal de los sistemas de enfriamiento, la rama de la refrigeración comenzó a crecer mediante el desarrollo de nuevos sis-

temas cada vez de mayor capacidad, más eficientes y para distintas funciones, tales como acondicionamiento de aire, conservación de muestras de laboratorio, pruebas médicas, licuefacción de gases, criogenia, etc. Todos estos avances tecnológicos en el área de la refrigeración han contribuido en gran manera para el desarrollo tecnológico del ser humano y aún, en la actualidad el desarrollo de la refrigeración sigue presente mediante nuevas tecnologías e investigación para disminuir el consumo de energía de estos sistemas y contribuir al ahorro energético mundial.

## 1.2 PANORAMA ACTUAL

La situación energética de México muestra un claro crecimiento en el consumo de energía, en la tabla 1.1 se observa la cantidad de energía en Giga watts hora (GW-h) que el sector eléctrico del país ha consumido en los últimos 10 años [1].

Tabla 1.1: Tabla de consumo de energía eléctrica en GWh, en los últimos 10 años

Año	Doméstico	Comercial	Servicios	Agrícola	Empresa Mediana	Gran Industria	Total
2004	40,733	12,926	6,270	6,968	59,148	37,465	163,509
2005	42,531	13,007	6,431	8,067	61,921	37,799	169,757
2006	44,452	13,229	6,577	7,959	65,266	37,887	175,371
2007	45,835	13,408	6,789	7,804	67,799	38,833	180,469
2008	47,451	13,645	7,057	8,109	69,100	38,551	183,913
2009	48,540	13,417	7,787	9,299	67,630	34,794	181,465
2010	48,700	12,991	7,707	8,600	70,024	38,617	186,639
2011	51,771	13,591	8,068	10,973	73,431	43,112	200,946
2012	52,030	13,920	8,371	10,816	75,836	45,507	206,480
2013	52,370	13,743	9,261	10,282	76,378	44,095	206,130
2014	53,914	13,960	8,984	10,028	78,226	42,904	208,015

Según datos de la Secretaria de Energía (SENER), en el año 2014 el 26% de la energía generada en México es consumida por el sector doméstico, tal como se muestra en la figura 1.1.

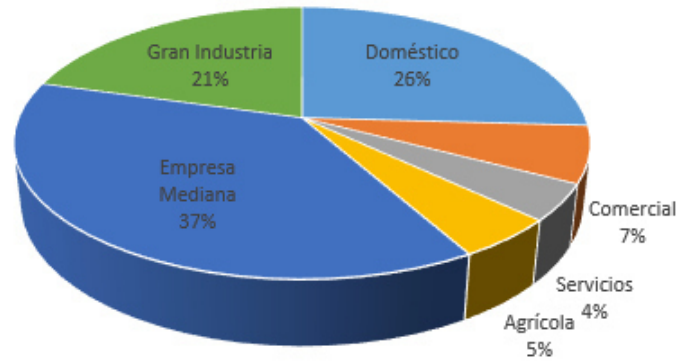


Figura 1.1: Consumo de energía por sector en México, en el año 2014 [1].

Actualmente en el mercado de desarrollo de electrodomésticos se han logrado grandes avances tecnológicos principalmente en el área de la eficiencia energética de estos dispositivos, la cual es un factor primordial para aprovechar eficientemente la energía eléctrica que trae por consecuencia ahorro económico en el hogar.

En este trabajo de investigación se desarrolló de un sistema que aprovechará la capacidad de un refrigerador para producir un enfriamiento acelerado en una cavidad ubicada en la zona del refrigerador, esto con el fin de producir una disminución acelerada de la temperatura de un grupo de bebidas enlatadas en un periodo corto de tiempo, sin dejar de contemplar el aspecto del ahorro energético.

### 1.3 MOTIVACIÓN

La transferencia de calor es un área del conocimiento ligada a la evaluación del desempeño de dispositivos de refrigeración. En los últimos años, la importancia del ahorro y optimización de estos sistemas ha crecido fuertemente, empleando tecnología de vanguardia para mejorar estos dispositivos y dar comodidad a los usuarios sin descuidar el consumo energético. Por lo tanto, este trabajo pretende contribuir a la investigación y a la generación de conocimiento para la mejora, innovación y

optimización de los futuros sistemas de refrigeración en beneficio de los usuarios.

## 1.4 JUSTIFICACIÓN

Esta investigación parte de la necesidad de innovar un producto, en el cual se pudiera impactar de manera relevante en términos de sus características particulares que lo definan como un producto único en el mercado. Ya que actualmente existen refrigeradores comerciales que integran tecnologías novedosas que resultan especialmente atractivos a los consumidores por las ventajas y facilidades que ofrecen.

## 1.5 OBJETIVOS

### 1.5.1 OBJETIVO GENERAL

El objetivo de esta tesis, consiste en estudiar los efectos de la convección forzada externa e interna y su efecto en la rapidez de transferencia de calor en fluidos dentro de cavidades cilíndricas. El estudio ayudará al desarrollo de un sistema que permita la disminución en los tiempos de enfriamiento y que éste pueda adaptarse a un sistema de refrigeración (refrigerador de uso doméstico).

### 1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Los objetivos específicos de este trabajo son los siguientes:

- Proponer una metodología para el estudio del flujo cruzado.
- Identificar los parámetros físicos que afectan la rapidez de transferencia de calor en cavidades cilíndricas.

- A partir de la información adquirida de la identificación de los parámetros físicos que afectan la rapidez de transferencia de calor, transferir el conocimiento adquirido para proponer un dispositivo que logre disminuir el tiempo de enfriamiento en cavidades cilíndricas.
- Elaborar un prototipo experimental para la validación del estudio realizado y aplicarlo a un sistema de refrigeración.

Para la implementación del dispositivo dentro del sistema de refrigeración comercial se debe considerar lo siguiente:

- El dispositivo a desarrollar debe ser adaptado en la zona del refrigerador.
- Para el montaje del dispositivo se requiere que no se realicen grandes modificaciones al refrigerador para no afectar el proceso actual de producción del mismo.
- Se busca caracterizar el funcionamiento del sistema de refrigeración con y sin el dispositivo y detectar variaciones que puedan existir al adaptar el dispositivo.

## 1.6 HIPÓTESIS

Es factible reducir los tiempos de enfriamiento en el interior de cavidades cilíndricas mediante su exposición a un flujo de aire cruzado y convección forzada interna a través de un movimiento oscilatorio, por lo cual deberá de encontrarse, cuál es la velocidad de flujo y patrón de agitación que favorece la reducción de tiempo de enfriamiento.

## 1.7 PLANTEAMIENTO DE LA TESIS

El presente trabajo aborda diversos enfoques, ya que el desarrollar un dispositivo de esta índole requiere de diversos conocimientos en transferencia de calor, mecánica de fluidos y de sólidos, así como de circuitos eléctricos.

En esta sección mencionaremos de una forma muy general, sobre el contenido de cada uno de los capítulos que estructuran este trabajo:

- En el capítulo 1, se realiza una breve reseña sobre el desarrollo de los sistemas de refrigeración de la antigüedad, se describe el panorama actual en el país en materia energética con un enfoque al sector doméstico.
- En el capítulo 2, contempla un marco teórico donde se mencionan conceptos básicos que fundamentan el fenómeno de transferencia de calor por convección externa e interna de manera forzada, además de los parámetros que rigen y afectan estos mecanismos.
- En el capítulo 3, se incluye una investigación de diversos artículos en el estudio de geometrías cilíndricas expuestas a un flujo cruzado de aire de forma natural o forzada, en donde se muestra una discusión sobre los estudios realizados por diversos investigadores.
- En el capítulo 4, se describe el desarrollo de un diseño conceptual del sistema de enfriamiento acelerado en base a la investigación realizada en el estudio del estado del arte y se propone una metodología de experimentación para identificar los parámetros requeridos para caracterizar nuestro estudio. También se realiza una descripción del equipo utilizado en la fase de experimentación.
- En el capítulo 5, se propone un mecanismo de 4 barras para producir el movimiento requerido por el sistema, además de un análisis previo al diseño de dicho mecanismo y la cavidad donde será colocado el dispositivo en el interior del sistema de enfriamiento (refrigerador del tipo doméstico).

- 
- En el capítulo 6, se contemplan las pruebas realizadas en el sistema de refrigeración antes y después de la adaptación del dispositivo.
  - En el capítulo 7, se abordan las conclusiones y los aspectos más relevantes observados durante el desarrollo de este trabajo.
  - En el capítulo 8, se propone el trabajo futuro a realizar para llevara otras etapas los alcances de esta tesis.

## CAPÍTULO 2

# MARCO TEÓRICO

---

## 2.1 INTRODUCCIÓN

En la transferencia de calor esta bien establecido en sus mecanismos que, el flujo de calor fluye de la región de alta temperatura a la de baja temperatura, cuyo principio está validado por la segunda ley de la termodinámica. Para lograr la remoción de calor y cumplir con estas leyes, es necesario auxiliarse de sistemas de enfriamiento, cuya base para lograr la transferencia de calor es un fluido de trabajo accionado por medios mecánicos. Estos dispositivos (refrigeradores) siguen desarrollándose e innovando día con día, por lo cual existen gran variedad de éstos, los cuales según sus características y funcionalidades han sido aplicados en distintas áreas como en la industria alimenticia, medicina, climatización de hogares, transportación, entre otros.

Este capítulo describirá la investigación realizada para determinar los efectos de la convección forzada y los parámetros que rigen el proceso de transferencia de calor en geometrías cilíndricas, lo cual es de vital importancia para el adecuado diseño de un sistema, en el cual se pretende realizar un enfriamiento de manera acelerada.

## 2.2 TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN

La transferencia de calor por convección, es fenómeno es muy común en la vida cotidiana y comprende la conducción de calor a través de la superficie y el movimiento del fluido incidente a la superficie. La ecuación para la transferencia de calor por convección fue expresada por primera vez por Newton en 1701 y se conoce como la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = hA\Delta T \quad (2.1)$$

Donde,  $q$  es la rapidez de transferencia de calor por convección en Watts,  $A$  es el área normal a la dirección de flujo en  $m^2$ ,  $T$  es la diferencia de temperaturas entre la superficie y el fluido en K,  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en  $W/m^2-K$ .

En general esta ecuación está en función de la geometría del sistema, las propiedades del fluido, el flujo y la diferencia de temperaturas entre las superficies.

La convección se clasifica en dos tipos dependiendo del movimiento del flujo incidente:

- Convección natural o libre. Se presenta cuando la transferencia de calor entre el fluido y la superficie produce una circulación y movimiento natural. Este movimiento se debe al cambio de densidad del fluido y el efecto de flotación.
- Convección forzada. Este tipo de transferencia de calor se presenta cuando el movimiento del fluido incidente sobre una superficie es ocasionado por un medio que le suministra trabajo mecánico. Mientras más alta sea la velocidad del fluido mayor es la velocidad de transferencia de calor

El tipo de flujo del fluido incidente es un factor importante en el fenómeno de

convección. Si el flujo incidente es laminar, la transferencia de calor entre la superficie y el fluido o entre capas adyacentes de fluido, es por medios microscópicos. En cambio, si el flujo es turbulento, existe un mezclado entre las partículas del fluido en las regiones con diferencias de temperaturas lo cual trae consigo un incremento en la rapidez de transferencia de calor.

### 2.2.1 FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO

- Laminar: Caracterizado por suaves líneas de corriente y movimiento altamente ordenado.
- Turbulento: Caracterizado por fluctuaciones de velocidad y movimiento altamente desordenado.
- Región del flujo donde se presenta flujo laminar y turbulento, antes de volverse completamente turbulento.

### 2.2.2 CAPA LÍMITE DE VELOCIDAD

Considerando un flujo paralelo de un fluido sobre una placa plana inmóvil, podemos desarrollar el concepto de capa límite de velocidad. El flujo laminar incidente experimenta los efectos de la fuerza de fricción debido a la condición de no deslizamiento entre la placa y el fluido, por lo tanto la fuerza de fricción sobre una unidad de área genera un esfuerzo cortante que se denota por  $\tau$  [12]. Estos esfuerzos cortantes son los que producen el desprendimiento de la capa límite y son proporcionales al gradiente de velocidad y se expresa mediante la ecuación siguiente:

$$\tau_w = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.2)$$

Donde  $\mu$  es una constante de proporcionalidad conocida como viscosidad dinámica y sus unidades son  $\frac{N \cdot s}{m^2}$ , o sea Pa-s, o bien Poise = 0.1Pa-s.

### 2.2.3 CAPA LÍMITE TÉRMICA

La capa límite térmica se desarrolla cuando un fluido a una temperatura específica fluye sobre una superficie que esta a una temperatura diferente y se define como la región del flujo sobre la superficie, en la cual la variación de la temperatura en dirección normal a la superficie es significativa. La razón de transferencia de calor por convección en cualquier parte a lo largo de esa superficie está relacionada directamente con el gradiente de temperaturas en ese lugar. Por lo tanto, el perfil de temperaturas en la capa límite térmica impone la transferencia de calor por convección entre la superficie sólida y el fluido que fluye sobre ella. La capa límite de velocidad y térmica se desarrollan de manera simultánea, por lo tanto, el desarrollo de la capa límite de velocidad con relación a la térmica tendrá un fuerte efecto sobre la transferencia de calor por convección [12] [13].

### 2.2.4 NÚMEROS ADIMENSIONALES

#### 2.2.4.1 NUMERO DE PRANDTL

El número de Prandtl es un numero adimensional el cual relaciona la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad molecular de calor, además de indicarnos el espesor relativo de las capas límite térmica y de velocidad. Con números de Prandtl  $Pr \ll 1$  el calor se difunde con mucha rapidez, mientras que con  $Pr \gg 1$  con lentitud [13].

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.3)$$

Donde  $\nu$  es la viscosidad cinemática en  $\frac{m^2}{s}$ ,  $\alpha$  es la difusividad térmica en  $\frac{m^2}{s}$ ,  $\mu$  es la viscosidad dinámica en  $\frac{N-s}{m^2}$ ,  $C_p$  es el calor específico en  $\frac{kJ}{kg-K}$  y  $k$  es la conductividad térmica en  $\frac{W}{m-K}$ .

#### 2.2.4.1 NÚMERO DE REYNOLDS

El número de Reynolds [13] es un número adimensional el cual relaciona las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas debidas al flujo:

$$Re = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad (2.4)$$

Donde  $V$  es la velocidad del flujo en  $\frac{m}{s}$ ,  $L_c$  es la longitud característica en  $m$ ,  $\mu$  es la viscosidad dinámica en  $\frac{N-s}{m^2}$  y  $\nu$  es la viscosidad cinemática en  $m^2/s$ .

#### 2.2.4.2 NÚMERO DE NUSSELT

El número de Nusselt es la relación existente entre la transferencia de calor por conducción y la transferencia de calor por convección. Este número adimensional representa el mejoramiento de transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa [13].

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (2.5)$$

Donde  $h$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección en  $\frac{W}{m^2}$ ,  $L_c$  es la longitud característica en  $m$  y  $k$  es la conductividad térmica en  $\frac{W}{m-K}$ .

## CAPÍTULO 3

# ESTUDIO DEL ESTADO DEL ARTE

---

### 3.1 CASO DE ESTUDIO: FLUJO ALREDEDOR DE UN CILINDRO

El flujo alrededor de un cilindro es un fenómeno muy estudiado en la literatura ya que es común encontrar esta configuración en diversos aparatos como refrigeradores, calentadores, calderas, dispositivos de aire acondicionado, entre otros.

En la figura 3.1 se muestra un flujo de corriente libre, la cual llega al reposo en la zona del punto de estancamiento, esto conlleva un aumento de presión mientras que la capa límite se produce bajo la influencia de una gradiente de presión favorable  $\frac{\partial P}{\partial x} < 0$ . Al continuar a través de la línea de corriente sobre el eje horizontal, la presión tiende a disminuir hasta llegar a la parte posterior del cilindro donde se produce otra capa límite en presencia de un gradiente de presión adverso  $\frac{\partial P}{\partial x} > 0$ .

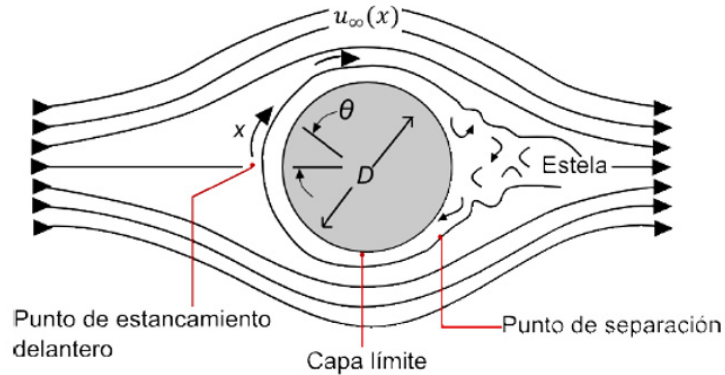


Figura 3.1: Flujo alrededor de un cilindro [2].

En general, a partir del punto de estancamiento la velocidad del fluido tiende a incrementarse mientras el gradiente de presión se favorable, cuando el gradiente de presión es igual a cero, alcanzamos la velocidad máxima y, a partir de ese punto comienza a desacelerarse debido al gradiente de presión adverso. En el instante en que el flujo se desacelera por completo ocurre la separación, debido a que el flujo carece de suficiente cantidad de movimiento para lograr vencer el gradiente de presión.

La zona de desprendimiento se caracteriza por la formación de vórtices irregulares o fluctuaciones. Estas fluctuaciones proporcionan un mecanismo adicional de transferencia de calor y energía [2].

El régimen de flujo es un factor muy importante debido a que en el flujo laminar las partículas de fluido se desplazan de manera ordenada a lo largo de las trayectorias de las líneas de corriente, por lo cual la transferencia de cantidad de movimiento y energía se realiza mediante difusión molecular. Mientras que para un flujo turbulento los vórtices transfieren masa, cantidad de movimiento y energía hacia otras regiones del flujo con una rapidez mayor a la difusión molecular, mejorando esencialmente la transferencia de calor.

La transición de la capa límite depende del número de Reynolds, el cual influye fuertemente en la posición del punto de separación. Para un cilindro circular la

longitud característica es el diámetro y el número de Reynolds se define como:

$$Re \equiv \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \quad (3.1)$$

Dado que el momento del fluido en la capa límite turbulenta es mayor que en la capa límite laminar, es razonable esperar a que la transición retrase la ocurrencia de la separación.

Tal como se muestra en la figura 3.2, si  $Re \leq 2 \times 10^5$  la capa límite permanece como laminar y la separación sucede en  $\theta \approx 80$ . Si  $Re \geq 2 \times 10^5$ , la transición de la capa límite y la separación se retrasa a  $\theta \approx 140$ .

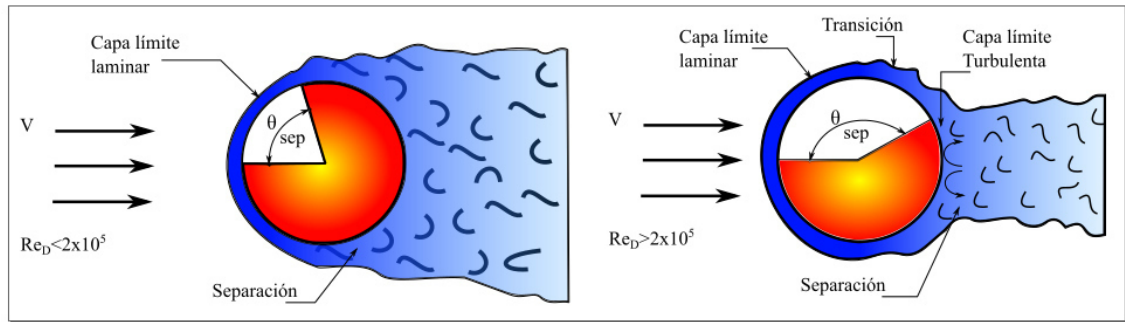


Figura 3.2: Efecto de la turbulencia sobre la separación [2].

### 3.1.1 CÁLCULO TEÓRICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN CILINDRO

Para el caso de estudio realizaremos los cálculos para determinar la cantidad de calor que puede ser removida de una cavidad cilíndrica bajo determinadas condiciones. Se pretende disminuir la temperatura de cavidades cilíndricas mediante su exposición a un flujo de aire frío, por lo cual partiremos de una temperatura inicial

de  $21^{\circ}\text{C}$ , la cual será la temperatura de la superficie de la cavidad ( $T_s$ ), tal y como se muestra en la figura 3.3.

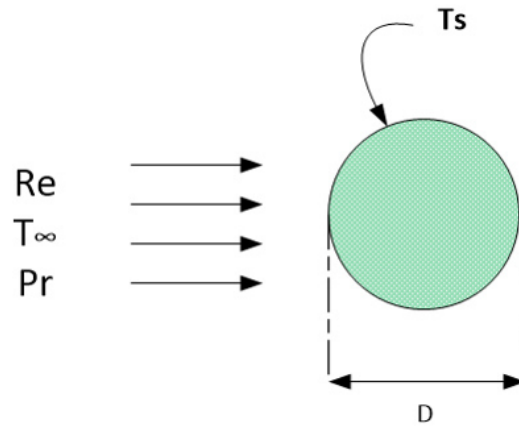


Figura 3.3: Cilindro expuesto un flujo cruzado.

En la cavidad de un refrigerador comercial es común encontrar temperaturas del orden de  $-20^{\circ}\text{C}$ , por lo cual, utilizaremos este dato como referencia para nuestro cálculo. Las propiedades se definen en base a la temperatura de película y la temperatura de la superficie y, se muestran en la tabla 3.1.

$$T_f = \frac{T_s + T_{\infty}}{2} = \frac{21^{\circ}\text{C} + (-20^{\circ}\text{C})}{2} = 1^{\circ}\text{C} \quad (3.2)$$

Tabla 3.1: Propiedades del aire a  $1^{\circ}\text{C}$  [12].

$T_f$ $^{\circ}\text{C}$	$\rho$ ( $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ )	$C_p$ ( $\frac{\text{J}}{\text{kg-K}}$ )	$k$ ( $\frac{\text{W}}{\text{m-K}}$ )	$\alpha$ ( $\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}$ )	$\nu$ ( $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ )	Pr
1	1.292	1006	0.02364	$1.818 \times 10^{-5}$	$1.729 \times 10^{-5}$	0.7362

Una vez conocidas las propiedades del aire a  $1^{\circ}\text{C}$ , se utilizarán 3 valores distintos de número de Reynolds:  $Re_1 = 4775.68$ ,  $Re_2 = 7163.53$ ,  $Re_3 = 9551.37$

Podemos calcular el número de Nusselt promedio en base a la correlación de

Churchill y Bernstein [14], la cual es adecuada para flujos con  $RePr > 0.2$ , evaluando a la temperatura de película.

$$Nu_{cil} = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[ 1 + \left( \frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (3.3)$$

También podemos obtener el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección «h» de  $Nu_{cil} = hD/k$  y determinar el flujo de calor que es removido del cilindro. La tabla 3.2 describe los resultados obtenidos para cada número de Reynolds propuesto.

Tabla 3.2: Resultados a partir de los numeros de Reynolds [Re] propuestos

Prueba	Re	Nu	h [ $\frac{W}{m^2}$ ]	q [W]
1	4782.61	36.49514333	13.07189679	13.66158731
2	7173.91	45.37039241	16.25084964	16.98394692
3	9565.22	53.09242463	19.01674119	19.87461148

Podemos observar que conforme incrementa el número de Reynolds el valor del coeficiente de transferencia de calor por convección aumenta y, por lo tanto el flujo de calor transferido también aumenta, por lo cual, para efectos de esta investigación, la velocidad del aire incidente en el cilindro será un factor importante para lograr una disminución rápida de la temperatura de las cavidades cilíndricas.

## 3.2 ARTÍCULOS RELACIONADOS AL CASO DE ESTUDIO

En la literatura podemos encontrar una amplia variedad de análisis de transferencia de calor de cilindros en movimiento expuestos a un flujo cruzado. Alshara [3] realiza un estudio numérico bidimensional definiendo las ecuaciones de: continuidad de masa, cantidad de movimiento y energía para estado estable, con un régimen

laminar para un fluido de propiedades constantes ( $Pr=0.7$ ) para dos filas de cilindros giratorios ( 3 cilindros en cada fila, Figura 3.4), expuestas a un flujo cruzado utilizando Método de Elemento Finito con FlexPDE. Este artículo identifica que los principales parámetros que afectan la transferencia de calor son: el número de Reynolds, el paso longitudinal ( $S_l$ ), paso transversal ( $S_T$ ) y la velocidad angular adimensionalizada. Dentro de sus resultados muestra una reducción en la tasa de transferencia de calor debido a la rotación, además afirma que el incremento del paso longitudinal reduce la tasa de transferencia de calor, mientras que al reducir el paso transversal aumenta dicha tasa de transferencia.

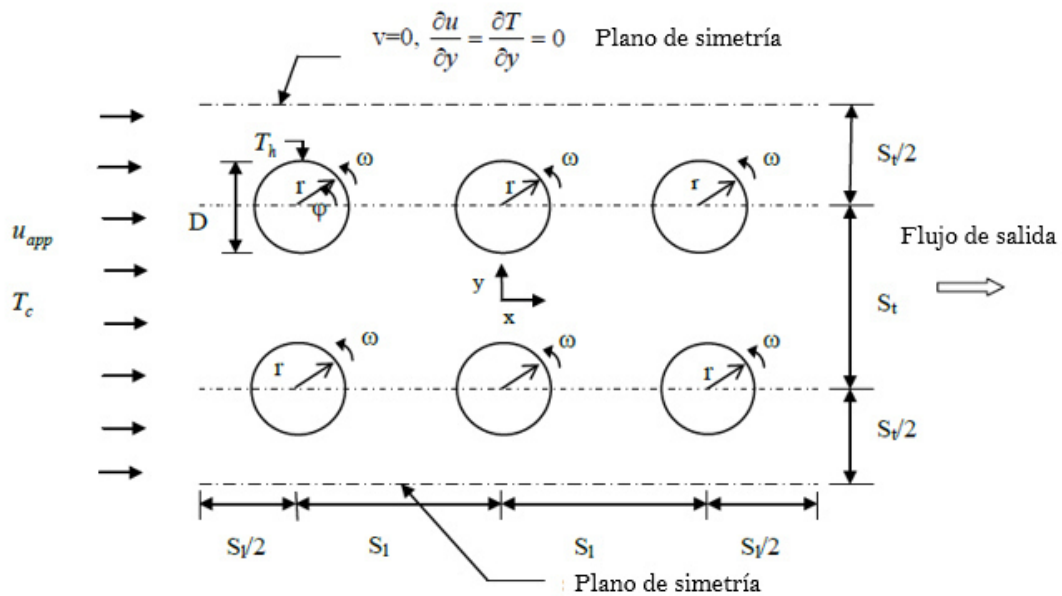


Figura 3.4: Diagrama cilindros horizontales en flujo laminar cruzado [3]

Ghazanfarian [4], realiza un estudio numérico utilizando Método de Elemento Finito mediante análisis CBS, a números de Reynolds de: 50, 100, 200, además de distintas velocidades de rotación las cuales se encuentran en un rango de 0 a 2.5 y también considera varias frecuencias, amplitudes de oscilación, y números de Prandtl.

En la figura 3.5 se muestra una disminución del número de Nusselt cuando la velocidad de rotación incrementa afectando el coeficiente  $h$ . También entre sus resultados concluye que a mayor amplitud y frecuencia de oscilación se incrementa: el número de Nusselt, el arrastre y la sustentación por lo tanto, también incrementa la transferencia de calor. Este fenómeno se conoce como vibración inducida por vórtices.

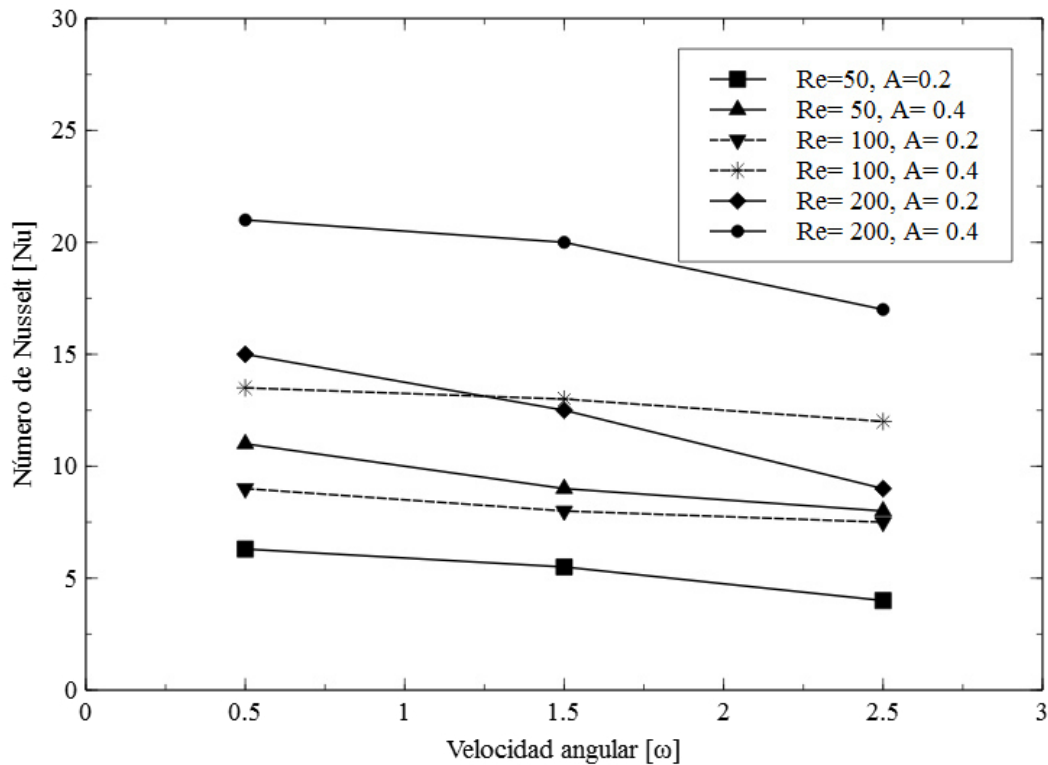


Figura 3.5: Variación del número de Nusselt promedio en función de la velocidad angular ( $\omega$ ) a distintos números de Reynolds ( $Re$ ) y amplitudes [4].

Yoon [5] presenta información relevante acerca del análisis de la convección forzada laminar sobre la superficie de cilindros circulares que rotan. En su artículo muestra un estudio numérico bidimensional de transferencia de calor a través de cilindros con un movimiento rotacional expuestos a un flujo laminar con un número

de Reynolds de 100, donde varían a separación entre los cilindros para observar el comportamiento del flujo (figura 3.6).

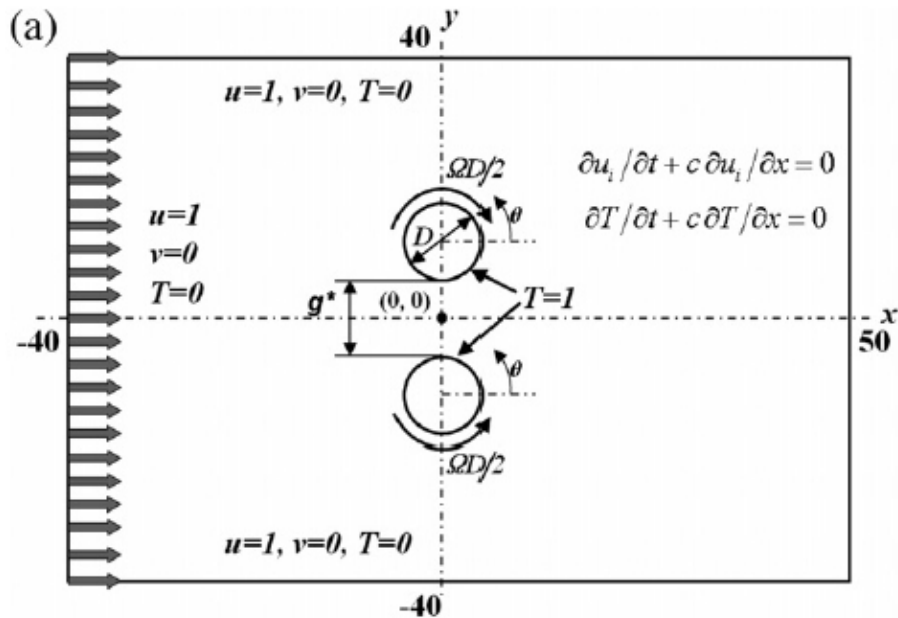


Figura 3.6: Diagrama esquemático de dos cilindros rotando a diversas separaciones [5]

Los resultados de su investigación demuestran la importancia de dos factores: la separación entre los cilindros y su velocidad de rotación. A velocidades bajas de movimiento rotacional, el número de Nusselt aumenta, mientras que al incrementar la velocidad de rotación el número de Nusselt disminuye. Por otro lado, el incremento en la distancia entre los cilindros contribuye a un mayor valor de número de Nusselt, mientras que a separaciones menores disminuye ( ver figura 3.7).

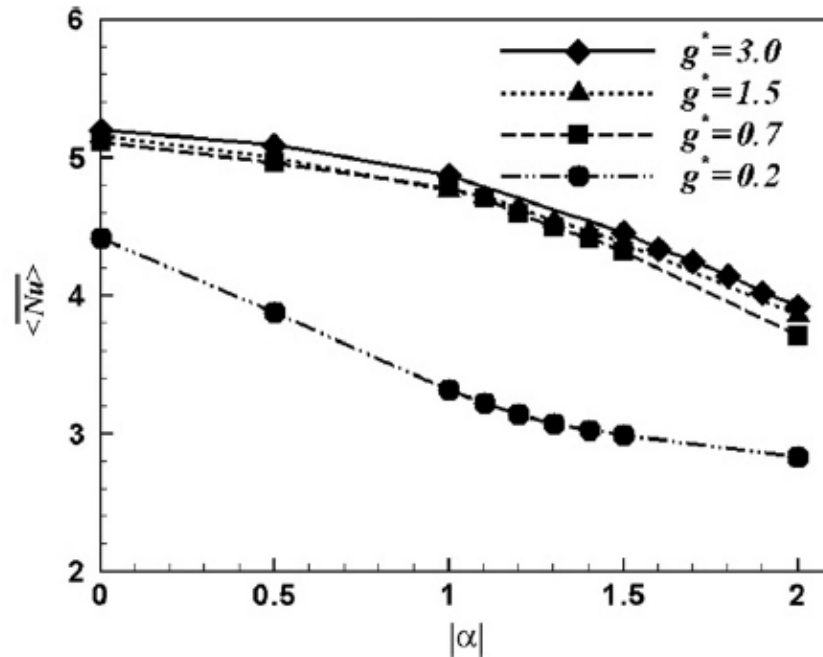


Figura 3.7: Número de Nusselt vs velocidad rotacional ( $\omega$ ) para distintas separaciones ( $g^*$ ) [5]

Stanescu [6] realizó un estudio numérico, experimental y analítico, para determinar la separación mas adecuada para cilindros expuestos en flujo cruzado para convección forzada. En el estudio experimental, se considera un arreglo de cilindros expuestos a una corriente libre con números de Reynolds del orden de 50 a 4000, a una relación  $H/D = 6$ , donde  $H$  es el ancho del arreglo en dirección al flujo y  $D$  es el diámetro del cilindro. En la figura 3.8 y 3.9 se muestran los resultados del estudio, logrando identificar la separación óptima entre los cilindros en base a la conductancia térmica global.

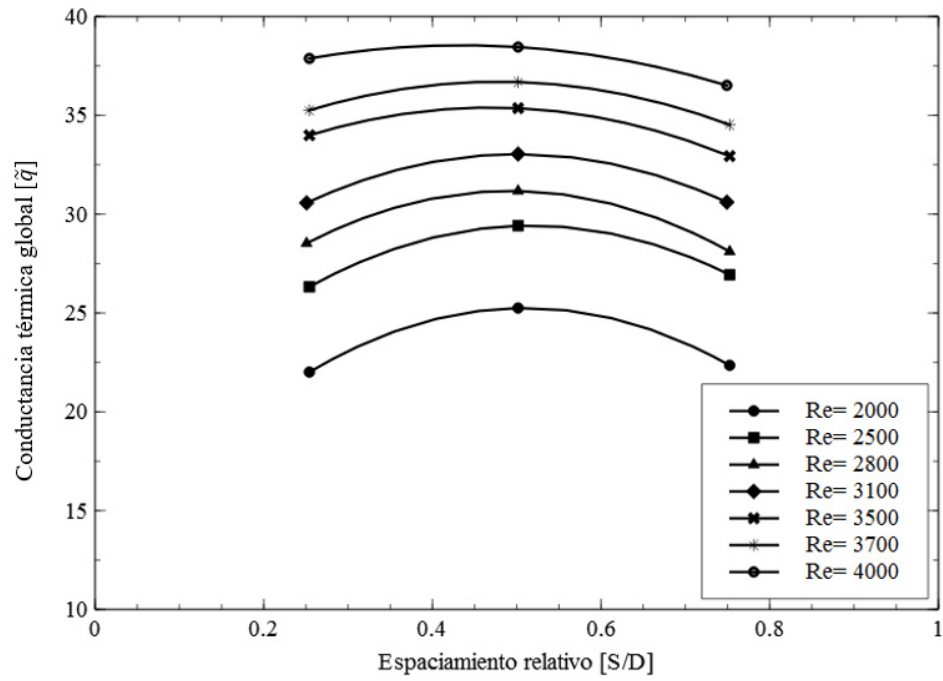


Figura 3.8: Resultados experimentales para la conductancia térmica global, para números de Reynolds del orden de 2000 a 4000 [6].

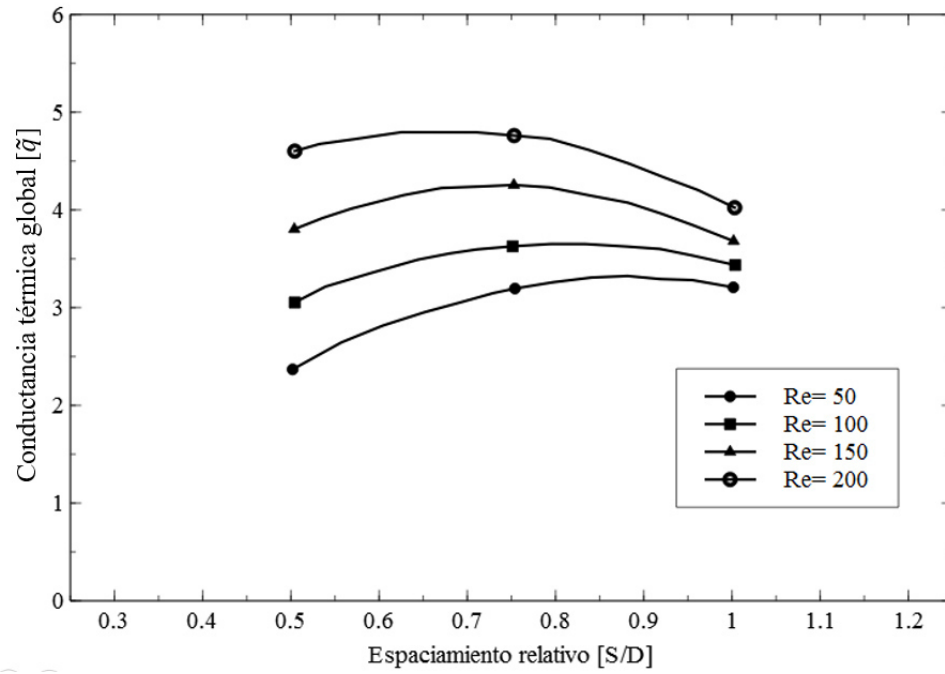


Figura 3.9: Resultados experimentales para la conductancia térmica global, para números de Reynolds del orden de 50 a 200 [6].

### 3.3 PATENTES EXISTENTES

En la literatura existen diversas patentes relacionadas con el enfriamiento rápido de bebidas, en las cuales se describen diversas formas de mantener a cierta temperatura éstas, o alguna forma de enfriarlas más rápido, a continuación se describirán algunas de estas patentes.

La patente **US 2011/0186264 A1** [7] describe un dispositivo que se acopla a un recipiente de bebida, tal como una botella o una lata, el cual pretende ser enfriado mediante rotación dentro de un recinto con una temperatura menor apta para el consumo. El dispositivo consiste en un disco semi-rígido que tiene un borde dentado que facilita el agarre del recipiente a enfriar, ya sea una botella o una lata con alguna bebida. Una vez que el disco se coloca en la parte superior de la botella o lata, el conjunto puede ser sumergido en un baño de hielo y mediante rotación enfriar la bebida, tal como se muestra en la figura 3.10.

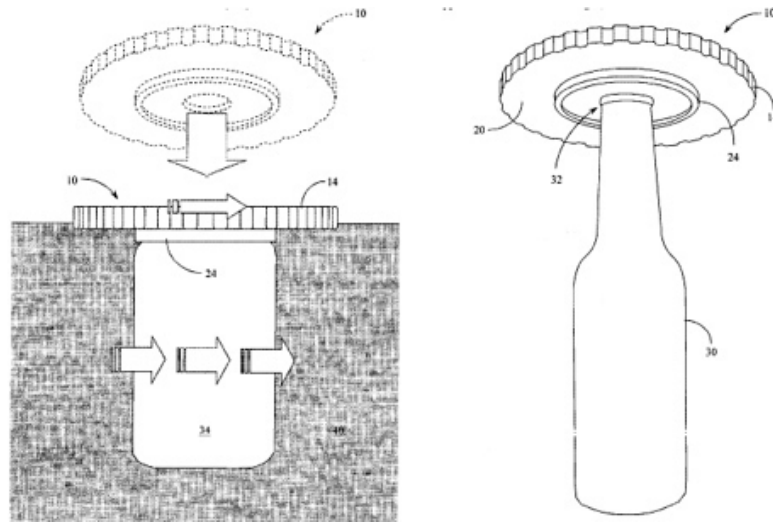


Figura 3.10: Dispositivo de la patente US 2011/0186264 A1 [7].

La patente **US4164851** [8], describe un dispositivo de enfriamiento rápido para bebidas enlatadas o embotelladas, el cual cuenta con un compartimento con dos rodillos que son accionados por un motor, con el objetivo de producir un movimiento giratorio en la bebida, la cual en contacto con el hielo, permite un enfriamiento rápido (ver figura 3.11 ).

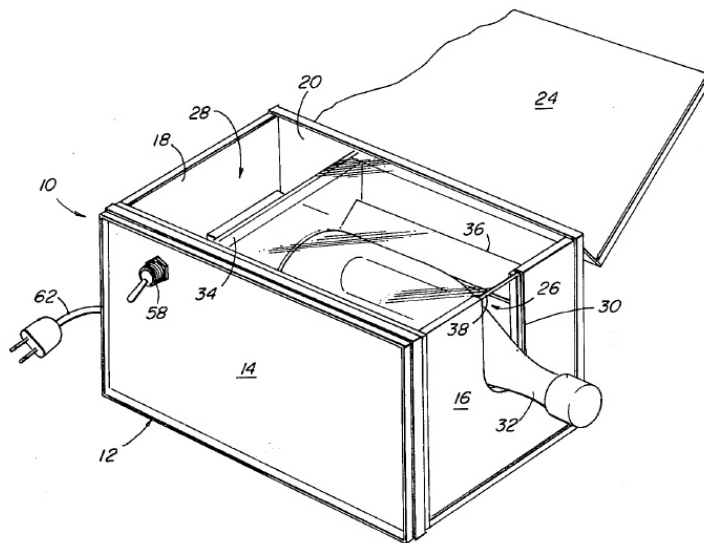


Figura 3.11: Dispositivo de la patente US4164851 [8] .

La patente **US20100319363 A1** [9], describe un dispositivo para disminuir la temperatura de un recipiente con líquido. El aparato tiene un contenedor oscilante en presencia de un refrigerante a una temperatura aproximada de  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . El movimiento oscilatorio tiene la intención de proporcionar un flujo inercial al líquido contenido en el recipiente para favorecer el proceso de enfriamiento.

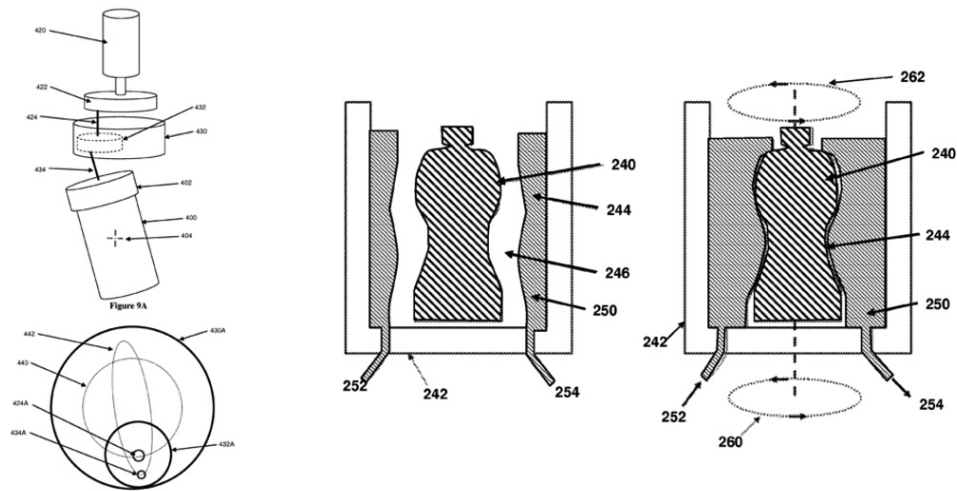


Figura 3.12: Dispositivo de la patente US20100319363 A1 [9].

La patente **US20120011881 A1** [10], describe un dispositivo adaptado a una cavidad del refrigerador, en el cual se puede colocar un recipiente con líquido, este recipiente es agitado mediante un generador de energía electromagnética y un electro imán, el cual genera una fuerza impulsora para el proceso de agitación. La cavidad donde se coloca el recipiente tiene una comunicación directa con la parte del evaporador mediante ductos, los cuales permiten el paso del aire a baja temperatura mediante una compuerta o *damper*.

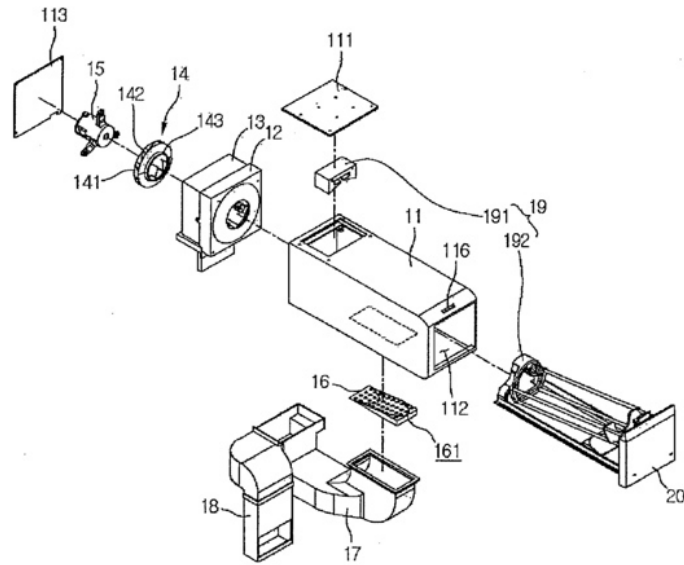


Figura 3.13: Dispositivo de la patente US20120011881 A1 [10]

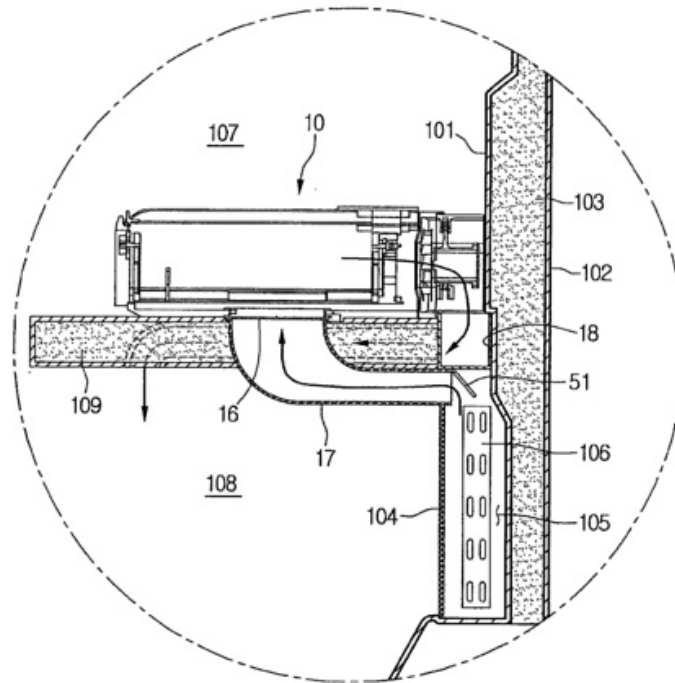


Figura 3.14: Ductería del dispositivo de la patente US20120011881 A1 [10]

---

A partir de cálculos teóricos, investigación de artículos científicos y algunas patentes de dispositivos para enfriar rápidamente recipientes con alguna bebida, podemos concluir que es factible desarrollar un modelo físico, en el cual se tenga el objetivo de disminuir la temperatura de líquidos en el interior de recipientes cilíndricos, mediante convección forzada y cierto patrón de movimiento oscilatorio, el cual se describe a posteriori.

## CAPÍTULO 4

# MODELO FÍSICO EXPERIMENTAL

---

### 4.1 DISEÑO DE UN MODELO FÍSICO

Para llevar a cabo el estudio de transferencia de calor de fluidos dentro de cavidades cilíndricas, se diseñó un dispositivo susceptible de ser colocado en el interior de un túnel de viento. El objetivo es exponer las cavidades cilíndricas, debidamente instrumentadas con sensores de temperatura, a una corriente de aire a baja temperatura. Este arreglo, el cual se muestra en la figura 4.1, se instalará entre dos discos que se encuentran acoplados a un motor a pasos, el cual producirá el movimiento oscilatorio planteado para dicho experimento.

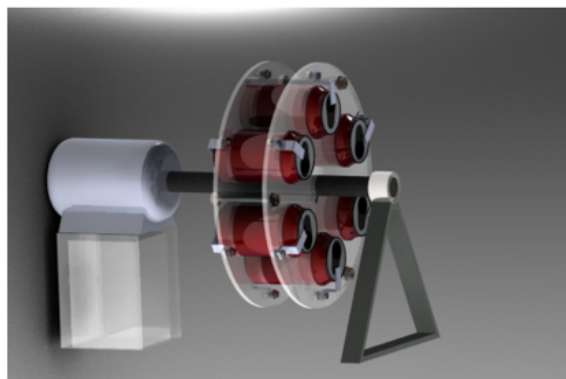


Figura 4.1: Modelo conceptual del sistema de enfriamiento acelerado

La figura 4.2 muestra el plano de uno de los discos que forman parte de una especie de revólver. El dispositivo debe ensamblarse de tal forma, que las superficies de los cilindros queden expuestas a la corriente de aire frío mediante un montaje de discos a través de un eje. Dicho eje cuenta con un acoplamiento al motor eléctrico a pasos, para así tener control de su movimiento, con el planteamiento de este experimento se pretende identificar la velocidad angular y el ángulo trazado por el revólver, lo que permite mejores resultados en términos de la rapidez de enfriamiento de las cavidades cilíndricas.

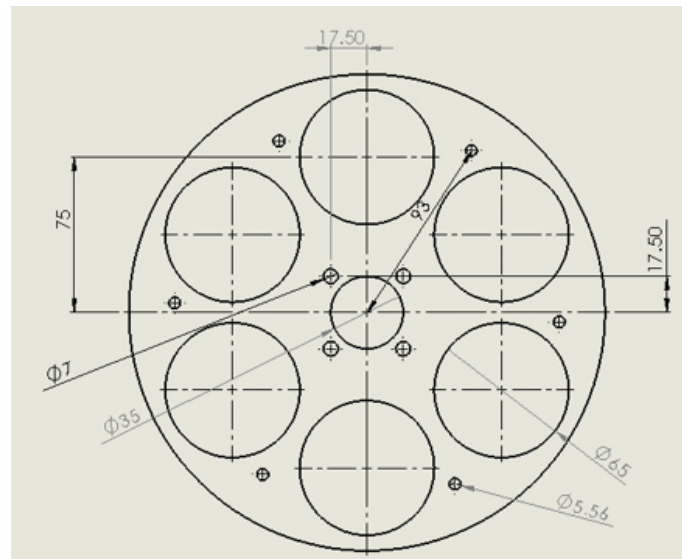


Figura 4.2: Disco donde se colocarán las cavidades cilíndricas.

## 4.2 EQUIPO UTILIZADO PARA LA EXPERIMENTACIÓN

Para la fase de experimentación del modelo conceptual del sistema de enfriamiento acelerado, se utilizaron las instalaciones experimentales siguientes:

### 4.2.1 CALORÍMETRO TIPO TÚNEL DE VIENTO

Esta instalación es utilizada principalmente para caracterizar evaporadores y condensadores de equipos de refrigeración (ver figura 4.3). Dentro de esta instalación se colocará una estructura, en la cual se instalará un motor eléctrico a pasos y dos discos de acrílico que soportarán las cavidades cilíndricas.



Figura 4.3: Calorímetro tipo túnel de viento.

### 4.2.2 ESTRUCTURA DE SOPORTE

En esta estructura se coloca el revólver (ver figura 4.4), el eje de la estructura está acoplado con el motor a pasos, el cual provoca el movimiento requerido.

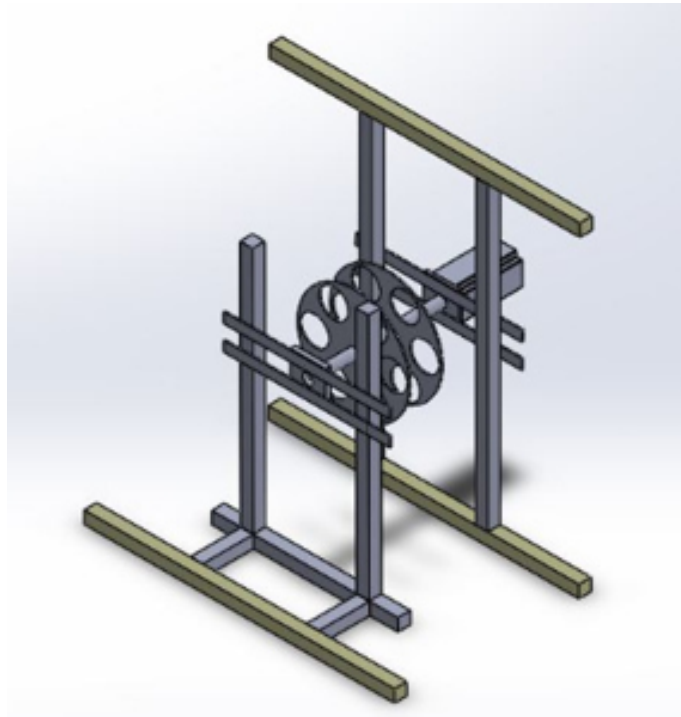


Figura 4.4: Estructura de soporte para las latas.

### 4.2.3 MOTOR ELÉCTRICO A PASOS.

El dispositivo encargado de provocar el movimiento oscilatorio que requiere el revólver es un motor de Nema 34 modelo N33HRHJ de la firma National Instruments (ver figura 4.5), el cual tiene un torque del orden de 8.9 Lbf-ft, con una resolución de 1.8 grados.

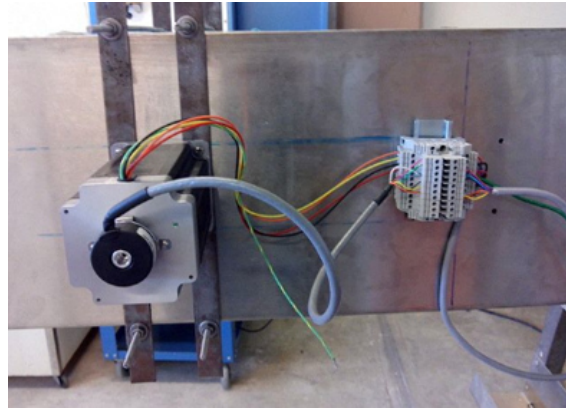


Figura 4.5: Motor a pasos de National Instruments.

#### 4.2.4 INSTRUMENTACIÓN DE LAS CAVIDADES CILÍNDRICAS

Las cavidades cilíndricas requeridas para la experimentación (latas de refresco) son instrumentadas mediante termopares tipo T, realizando una perforación en la lata e introduciendo el termopar a 6 cm de profundidad (ver figura 4.6) y posteriormente se fijó mediante un sellador epóxico.



Figura 4.6: Instrumentación de la cavidad cilíndrica con termopar tipo T.

En la figura 4.7 se muestra el arreglo experimental que ha sido utilizado en los ensayos en el túnel de viento. En el diagrama de la figura 4.7 se plasman las cavidades expuestas a un flujo de aire a una temperatura y velocidad de entrada, mientras las cavidades cilíndricas instrumentadas con los termopares se someten a un movimiento oscilatorio. La adquisición de datos se obtiene mediante un equipo de adquisición Compaq Daq y son transferidas a una PC.

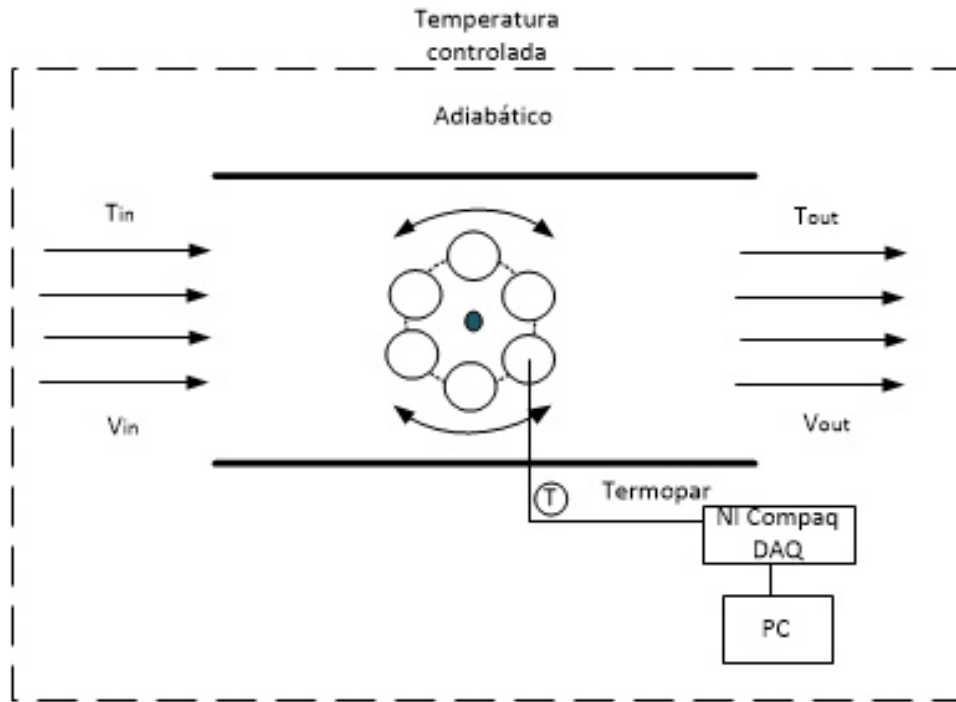


Figura 4.7: Arreglo experimental a utilizar en el túnel de viento.

### 4.3 EXPERIMENTACIÓN DEL MODELO FÍSICO

Una vez definido el modelo conceptual y el equipo a utilizar para los ensayos, se consideran las siguientes restricciones:

1. El fluido dentro de la lata inicia con una temperatura de 25 °C
2. La temperatura final del líquido dentro de la cavidad debe ser menor a 5 °C
3. La corriente de aire frío se encuentra a -20 °C
4. La velocidades de la corriente de aire para las pruebas serán a: 1, 1.5 y 2 m/s.

La transferencia de calor desde la superficie de la cavidad cilíndrica hacia la corriente de aire ocurre por convección forzada. Es bien sabido que para este caso, la transferencia de calor adimensionalizada, cuantificada por el número de Nusselt, depende del número de Reynolds y el número de Prandtl, según la ecuación siguiente:

$$Nu_{cilindro} = Nu(Re_D, Pr) \quad (4.1)$$

donde  $Nu = hD/k$  es el número de Nusselt,  $Re_D = \rho V D / \mu$  es el número de Reynolds considerando el diámetro como la longitud característica,  $Pr = \nu / \alpha$  es el número de Prandtl,  $h$  el coeficiente de transferencia de calor por convección,  $D$  es el diámetro, y  $k, \rho, \mu, \nu, \alpha$  son la conductividad térmica, la densidad, la viscosidad dinámica, la viscosidad cinemática y la difusividad térmica del aire de la corriente libre.

Es posible demostrar que los experimentos de transferencia de calor con aire frío se pueden llevar a cabo mediante experimentos con aire a temperatura ambiente, siempre que se respete el gradiente de temperatura ( $\Delta T$ ) entre el aire incidente y el fluido dentro de la lata.

### 4.3.1 METODOLOGÍA DE PRUEBA

Para la realizar los ensayos se propuso una metodología, la cual se describe a continuación:

- Se colocan las cavidades cilíndricas llenas con 355 ml de agua
- Se calientan las cavidades en baño maría hasta que alcanzan una temperatura de 70°C
- Una vez alcanzada la temperatura, se introducen las cavidades dentro del túnel.
- Se produce la corriente de aire dentro del túnel de viento a velocidad constante  $V_{\infty}$ .
- La temperatura de la corriente de aire dentro del túnel de viento es constante e igual a la temperatura del laboratorio.
- Se controla el patrón de giro del motor mediante un sistema NI CompactRIO y un programa de Labview.
- En todo momento se registra la temperatura del líquido dentro de las latas con termopares conectados a un sistema NI CompactDAQ y la interfaz de Labview.

### 4.3.2 DISEÑO DE EXPERIMENTOS

Para realizar las pruebas se plantean las siguientes variables:

- Diferencia entre las temperaturas de la lata y la corriente de aire.
- Velocidad de la corriente de aire.
- Patrón de agitación.

- Posición de la lata.

La temperatura del aire en el túnel de viento no se controlará, sino que es la misma de medio ambiental, por lo que para cada evento tiene un valor distinto. Lo que se cuidará es respetar la máxima diferencia de temperatura inicial de  $45^{\circ}\text{C}$  entre la corriente de aire y la lata. La prueba termina cuando la lata disminuye en  $20^{\circ}\text{C}$ , respecto a la temperatura inicial.

La tabla 4.1 muestra las condiciones de seis ensayos que se realizaron en el túnel de viento y que cumplen ampliamente con la meta establecida de reducir la temperatura de los cilindros durante un periodo de prueba de 15 minutos. Se probaron tres velocidades del flujo y dos velocidades de agitación (ambas barriendo un ángulo de  $90^{\circ}$ ).

Tabla 4.1: Ensayos propuestos para la experimentación en el túnel

Ensayo	Parámetros	Número de Reynolds	Velocidad de giro [rad/s]
1	$Re_1\omega_1$	4782.61	3.14
2	$Re_2\omega_1$	7173.91	3.14
3	$Re_3\omega_1$	9565.22	3.14
4	$Re_1\omega_2$	4782.61	4.08
5	$Re_2\omega_2$	7173.91	4.08
6	$Re_3\omega_2$	9565.22	4.08

### 4.3.3 RESULTADOS

#### 4.3.3.1 ENSAYO 1

La figura 4.8, muestra la disminución que sufre la temperatura de tres cilindros colocados en el revólver cuando son expuestos a un régimen de flujo de aire con un número de Reynolds ( $Re_1$ ) de 4782.61 (1 m/s) y a una frecuencia angular media ( $\omega_1$ )

de 3.14 rad/seg y barriendo un ángulo de 90°. En este caso la temperatura del aire en el túnel es de 21 °C, por lo que el ensayo inicia cuando las temperaturas de los cilindros es de aproximadamente 66 °C, el ensayo termina cuando la temperatura alcanza 46 °C. Se considera que este evento es térmicamente semejante a la condición en la que la temperatura del aire frío es de -20 °C y la temperatura inicial del fluido dentro de la lata de 25 °C. El eje vertical de la izquierda indica la temperatura de los cilindros en el experimento,  $T_{experimento}$  y el eje vertical de la derecha indica la temperatura a la que equivale en la semejanza,  $T_{equivalente}$ . Como puede verse en el eje de  $T_{equivalente}$  el proceso inicia a los 25°C y antes de los 13 minutos se alcanza la temperatura de 5 °C.

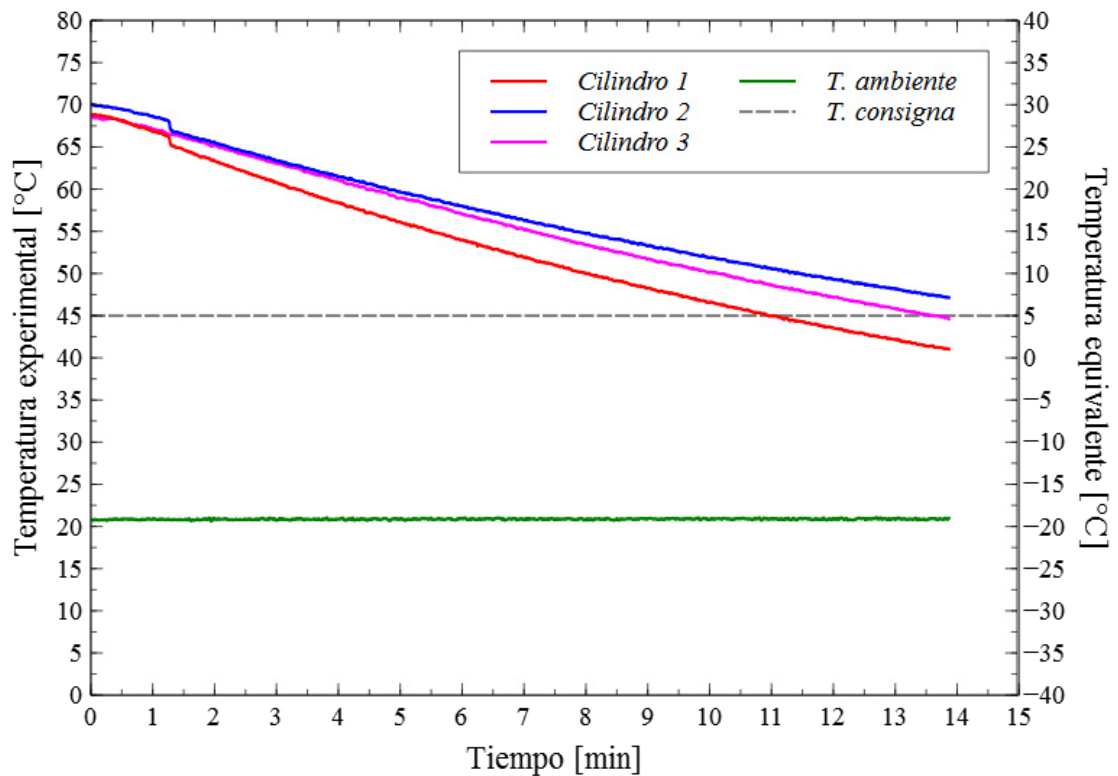


Figura 4.8: Ensayo 1, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_1$ ) de 4782.61 y a una frecuencia angular ( $\omega_1$ ) de 3.14 rad/s.

## 4.3.3.2 ENSAYO 2

La figura 4.9, muestra la disminución que sufre la temperatura de tres cilindros colocados en el revólver cuando son expuestos a un régimen de flujo de aire con un número de Reynolds ( $Re_2$ ) de 7173.91 (1.5 m/s) y a una frecuencia angular media ( $\omega_1$ ) de 3.14 rad/seg. En este caso la temperatura del aire en el túnel es de 20 °C, por lo que el ensayo inicia cuando la temperatura de los cilindros es de aproximadamente 65 °C, el ensayo termina cuando la temperatura alcanza 45 °C. De manera semejante, como se muestra en el eje de  $T_{equivalente}$ , el proceso inicia a 25°C y aproximadamente a los 7.2 minutos se alcanza la temperatura de 5 °C.

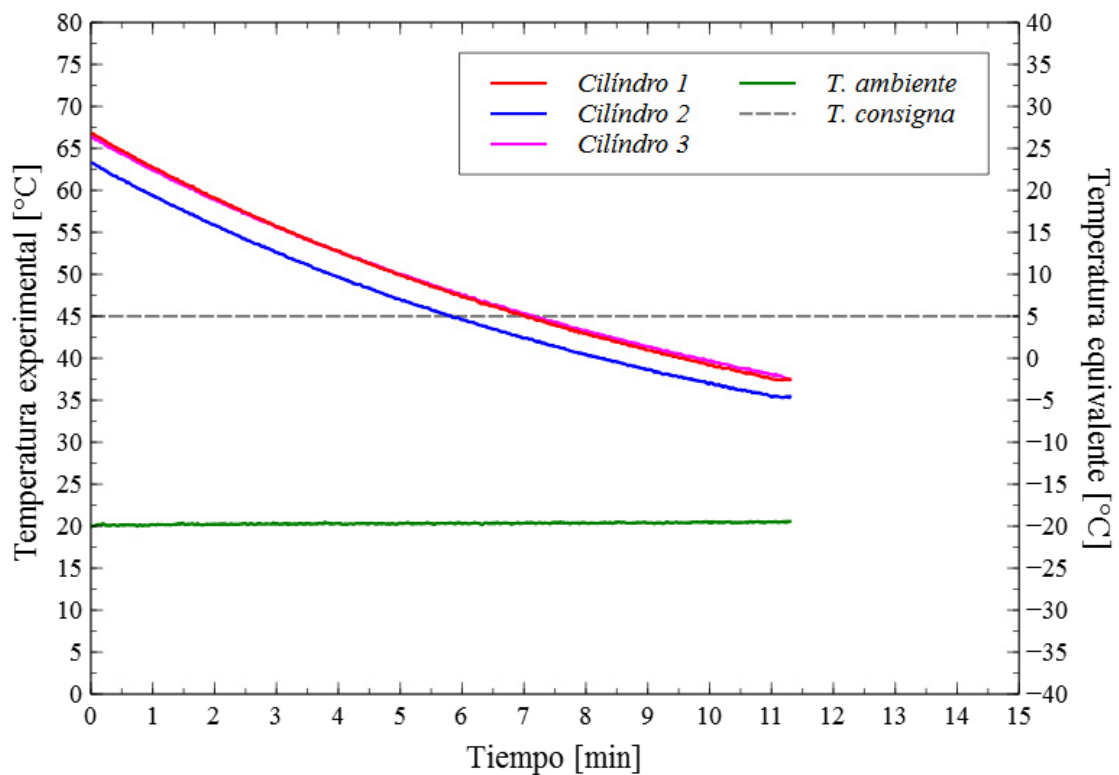


Figura 4.9: Ensayo 2, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_2$ ) de 7173.91 y a una frecuencia angular ( $\omega_1$ ) de 3.14 rad/s.

## 4.3.3.3 ENSAYO 3

La figura 4.10, muestra la disminución que sufre la temperatura de tres cilindros colocados en el revólver cuando son expuestos a un flujo de aire con un número de Reynolds ( $Re_3$ ) de 9565.22 (2.0 m/s) y a una frecuencia angular media ( $\omega_1$ ) de 3.14 rad/s. En este caso la temperatura del aire en el túnel es de 21 °C, por lo que el ensayo inicia cuando la temperatura de los cilindros es de aproximadamente 66 °C, el ensayo termina cuando la temperatura alcanza 46 °C. De manera semejante, como se muestra en el eje de  $T_{equivalente}$ , el proceso inicia a los 25°C y antes de los 7 minutos se alcanza la temperatura de 5 °C.

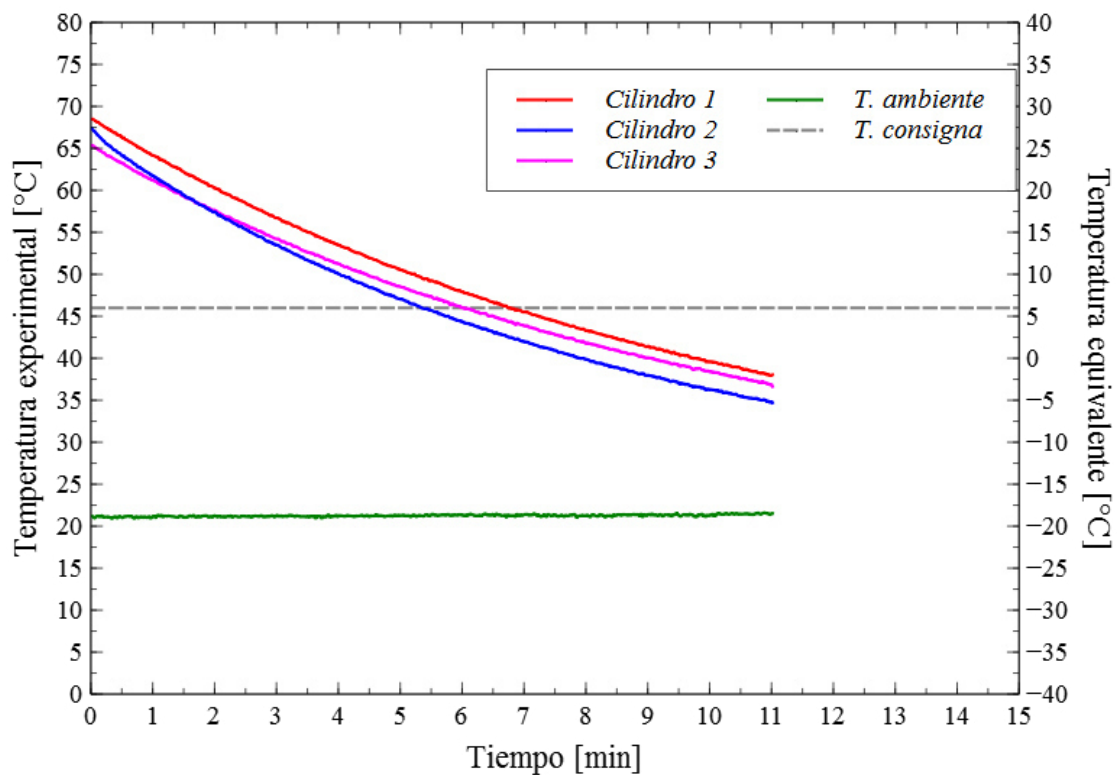


Figura 4.10: Ensayo 3, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_3$ ) de 9565.22 y a una velocidad angular ( $\omega_1$ ) de 6.28 rad/s.

## 4.3.3.4 ENSAYO 4

La figura 4.11, muestra la disminución que sufre la temperatura de tres cilindros colocados en el revólver cuando son expuestos a un flujo de aire con un número de Reynolds ( $Re_1$ ) de 4782.61 (1.0 m/s) y a una frecuencia angular media ( $\omega_2$ ) de 4.08 rad/seg. En este caso la temperatura del aire en el túnel es de 19 °C, por lo que el ensayo inicia cuando la temperaturas de los cilindros es de aproximadamente 65 °C, el ensayo termina cuando la temperatura alcanza 45 °C. De manera semejante, como se puede ver en el eje de  $T_{equivalente}$ , si consideramos que el proceso inicia a los 25°C (en el minuto 2), aproximadamente después de 8 minutos (minuto 10) se alcanza la temperatura de 5 °C.

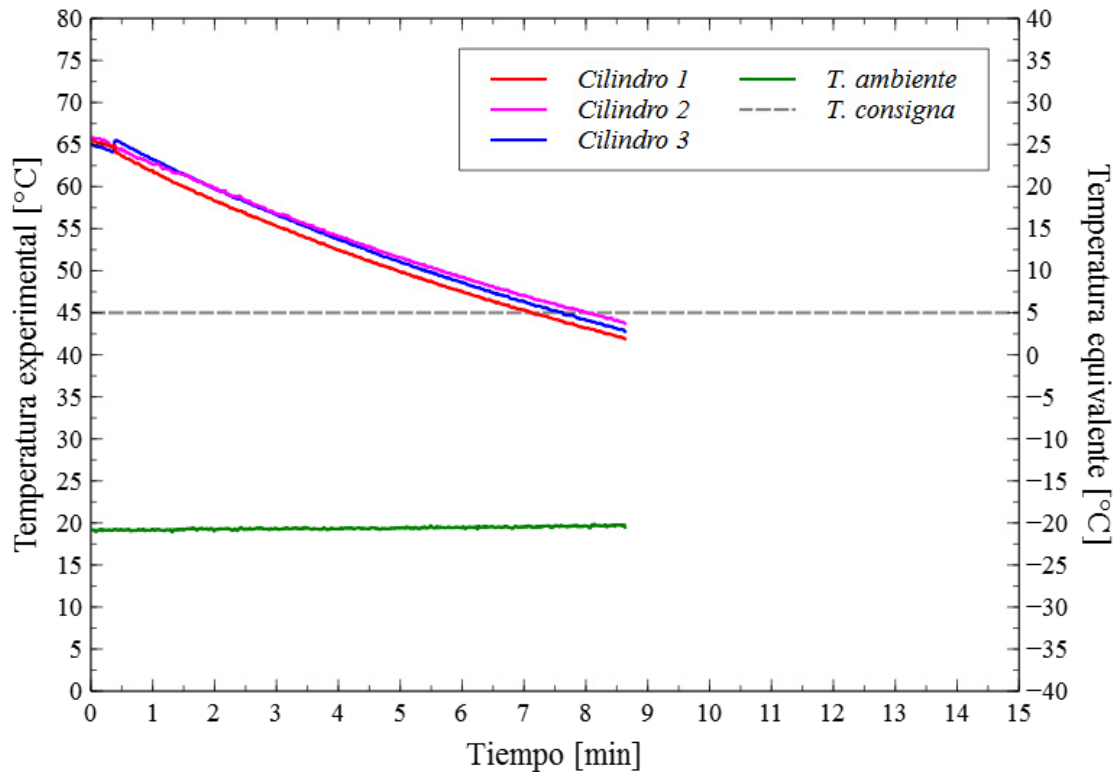


Figura 4.11: Ensayo 4, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_1$ ) de 4782.61 y a una velocidad angular ( $\omega_2$ ) de 4.08 rad/s.

## 4.3.3.5 ENSAYO 5

La figura 4.12, muestra la disminución que sufre la temperatura de tres cilindros colocados en el revólver cuando son expuestos a un flujo de aire con un número de Reynolds ( $Re_2$ ) de 7173.91 (1.5 m/s) y a una frecuencia angular ( $\omega_2$ ) de 4.08 rad/seg. En este caso la temperatura del aire en el túnel es de 21 °C, por lo que el ensayo inicia cuando la temperatura de los cilindros es de aproximadamente 66 °C, el ensayo termina cuando la temperatura alcanza 46 °C. De manera semejante, como se muestra en el eje de  $T_{equivalente}$ , si consideramos que el proceso inicia a los 25 °C (en el minuto 2.8) aproximadamente después de 10 minutos (minuto 13) se alcanza la temperatura de 5 °C.

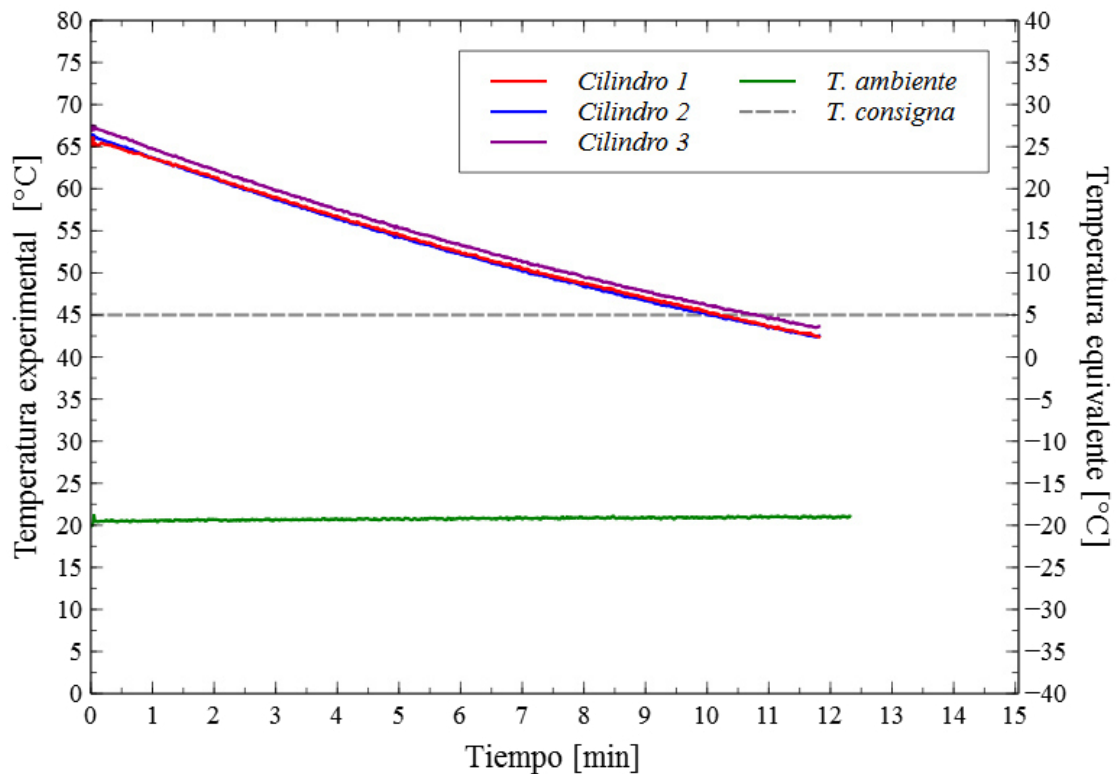


Figura 4.12: Ensayo 5, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_2$ ) de 7173.91 y a una velocidad angular ( $\omega_2$ ) de 8.16 rad/s.

## 4.3.3.6 ENSAYO 6

La figura 4.13, muestra la disminución que sufre la temperatura de tres latas colocadas en el revólver cuando son expuestas a un flujo de aire con un número de Reynolds ( $Re_3$ )= 9565.22 (2.0 m/s), y a una frecuencia angular ( $\omega_2$ ) de 4.08 rad/s. En este caso la temperatura del aire en el túnel es de 16 °C, por lo que el ensayo inicia cuando la temperatura de los cilindros es de aproximadamente 61 °C, el ensayo termina cuando la temperatura de los cilindros alcanza 41 °C. De manera semejante como se muestra en el eje de  $T_{equivalente}$ , si consideramos que el proceso inicia a los 25°C, aproximadamente después de 7.5 minutos se alcanza la temperatura de 5 °C.

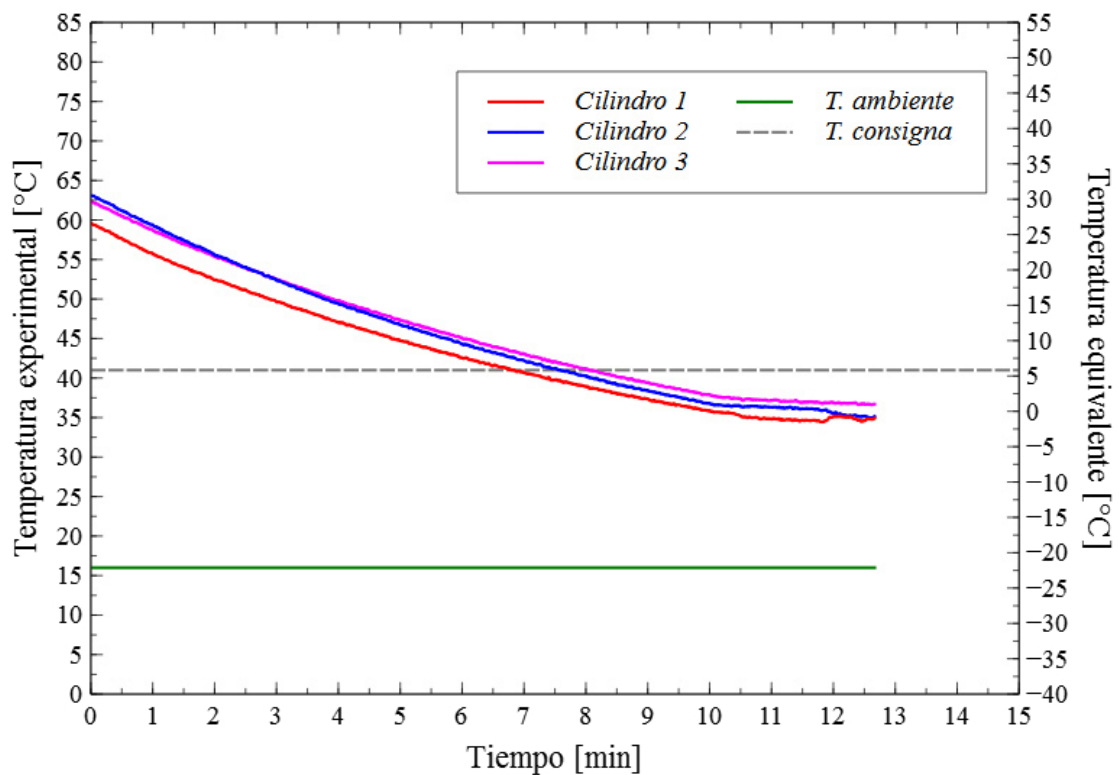


Figura 4.13: Ensayo 6, enfriamiento en túnel de viento a un número de Reynolds ( $Re_3$ ) de 9565.22 y a una velocidad angular ( $\omega_2$ ) de 4.08 rad/s

#### 4.3.4 CONCLUSIONES DEL EXPERIMENTO

Los resultados experimentales realizados para evaluar el proceso de enfriamiento de las cavidades cilíndricas sometidas a una corriente de aire a baja temperatura, demuestran que sí es factible lograr disminuir la temperatura de 25 °C hasta 5 °C en menos de 12 minutos, siempre que se aplique un flujo de aire con un número de Reynolds superior a 4782.61 y con una frecuencia angular de 3.14 rad/s.

Para comparar adecuadamente los distintos tratamientos realizados en la experimentación, se calculó un promedio de disminución de temperatura para cada una de las pruebas realizadas y compararlas, tal como se muestra en la figura 4.14. A partir de una temperatura de 21 °C, se puede observar que el tiempo de enfriamiento menor fue al utilizar un flujo de aire con un  $Re = 9565.22$  y una frecuencia angular de 3.14 rad/seg, por lo tanto, estos parámetros serán considerados en la experimentación del dispositivo que se busca implementar en el refrigerador.

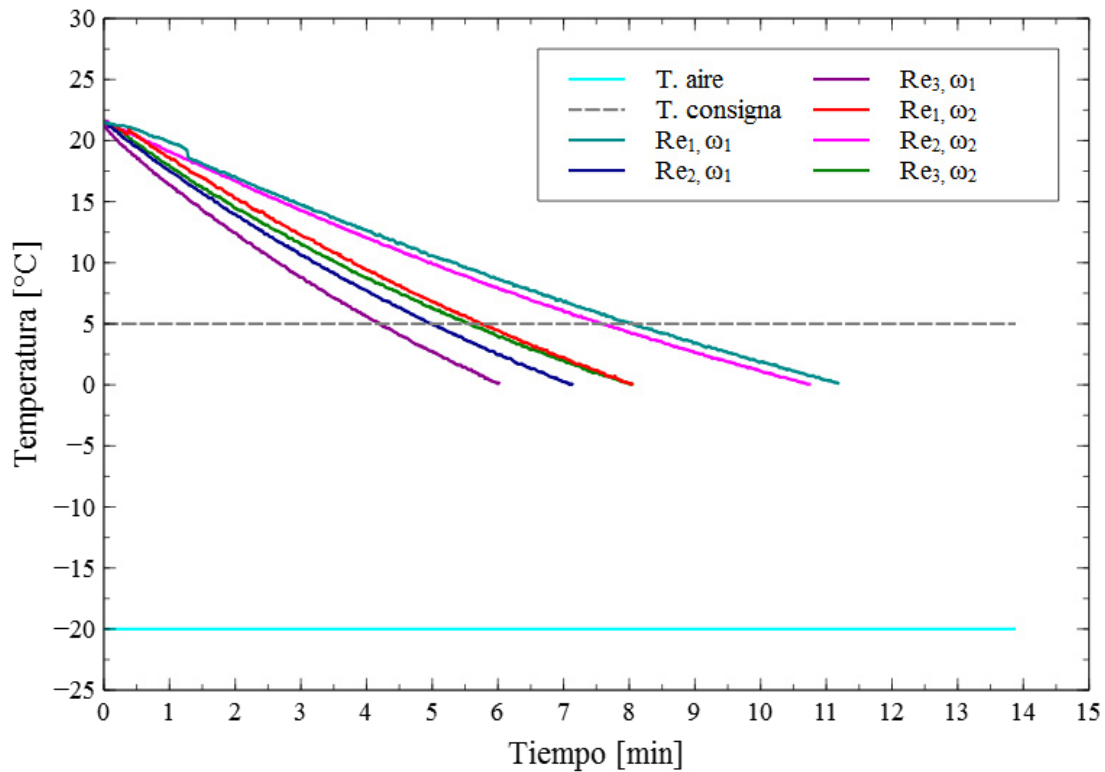


Figura 4.14: Análisis comparativo de las curvas de disminución de temperatura de los 6 ensayos

Se concluye que el movimiento ayuda a mantener la diferencia de temperatura entre el fluido incidente y la superficie de la cavidad cilíndrica en combinación con el régimen de flujo superior a  $Re = 4782$ , la transferencia de calor entre el fluido y la cavidad mejora mostrando un abatimiento de temperatura 7 veces más rápido que un refrigerador convencional y 2.6 veces más rápido que un congelador convencional (figura 4.15). Por otra parte, es claro que la ubicación de las latas en el revólver también tiene efecto sobre el tiempo necesario para el enfriamiento, sin embargo, éste representa aproximadamente un 10 % de variación en el tiempo de enfriamiento.

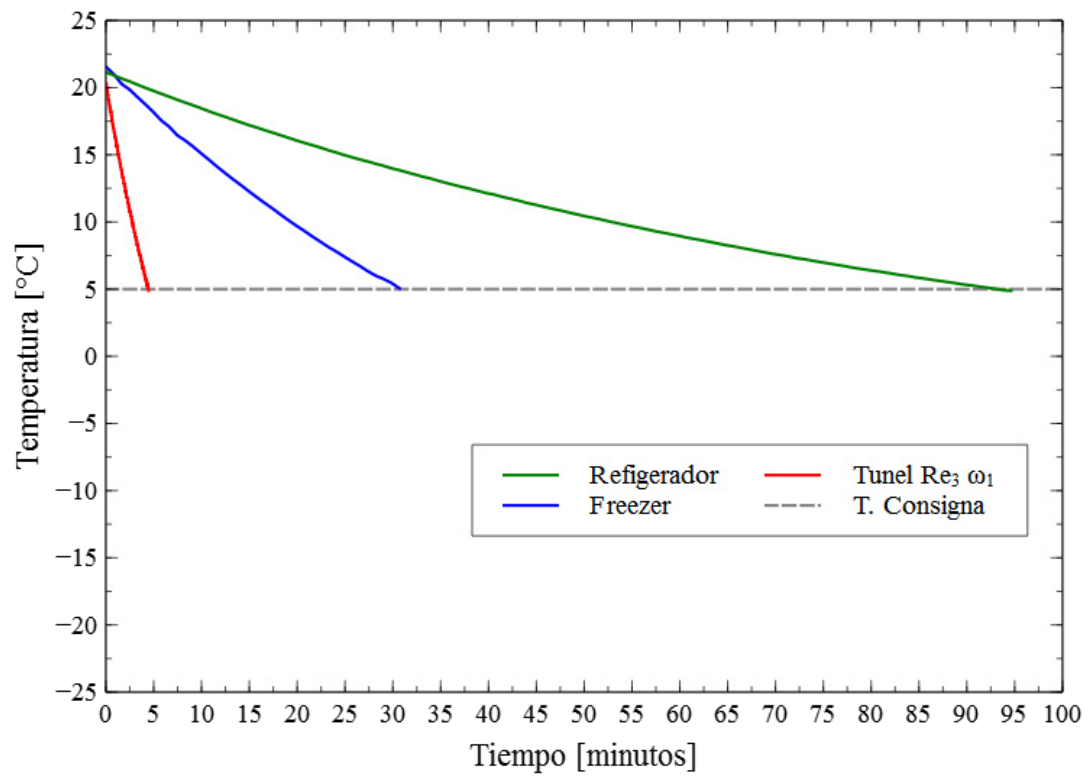


Figura 4.15: Análisis comparativo de las curvas de disminución de temperatura entre los ensayos realizados en: refrigerador, freezer y túnel de viento.

## CAPÍTULO 5

# DISEÑO DEL PROTOTIPO A INSTALAR EN EL REFRIGERADOR.

---

### 5.1 INTRODUCCIÓN

En la fase exploratoria del diseño conceptual del sistema de enfriamiento acelerado, se concluyó en el efecto de la velocidad de agitación y la velocidad del aire son factores primordiales para incrementar la transferencia de calor en las bebidas enlatadas, el cual se instaló dentro de un calorímetro tipo túnel de viento, accionado por un motor eléctrico a pasos. La aplicación de este motor eléctrico dentro de un refrigerador no es muy viable, debido principalmente al costo del motor y su tamaño, por lo cual, para reproducir el movimiento realizado por el motor eléctrico a pasos se buscará un mecanismo que logrará el mismo efecto que el motor, por lo cual, esta parte del trabajo ha sido enfocada al diseño de este mecanismo.

El objetivo principal de esta investigación es desarrollar un sistema de enfriamiento acelerado, con el cual se busca disminuir los tiempos de enfriamiento en cavidades cilíndricas por debajo de los  $5^{\circ}\text{C}$ , aplicando este desarrollo a un refrigerador MOD.WRF560SEYM00, de la firma Whirlpool, (ver figura 5.1).



Figura 5.1: Refrigerador modelo WRF560SEYM00 de la firma Whirlpool

## 5.2 ANÁLISIS DE LA POSICIÓN

El dispositivo se fundamenta en un mecanismo de 4 barras (manivela-biela-balancín), la función principal de este mecanismo consiste en generar un movimiento oscilatorio y repetitivo de un desplazamiento angular [15].

En el mecanismo manivela-balancín, la manivela (elemento  $L_2$ ) gira completamente respecto a un punto  $O_1$  y mediante la biela (elemento  $L_3$ ) transmite el movimiento al balancín (elemento  $L_4$ ), el cual gira respecto al punto  $O_2$  con cierto ángulo de desplazamiento, tal y como describe el diagrama cinemático de la figura 5.2.

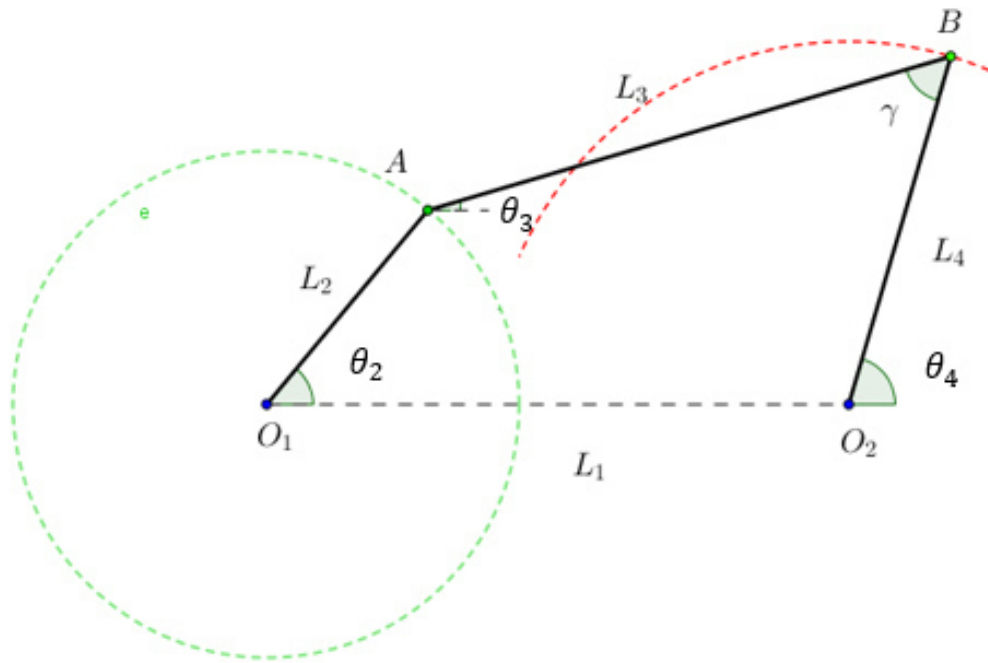


Figura 5.2: Diagrama cinemático y mecanismo de 4 barras

Donde  $\theta_2$  es el ángulo de la manivela ( $L_2$ ) respecto a la horizontal,  $\theta_3$  es el ángulo del seguidor o biela ( $L_3$ ) respecto a la horizontal,  $\gamma$  es el ángulo interno entre el seguidor y el balancín ( $L_4$ ),  $\theta_4$  es el ángulo del balancín con respecto a la horizontal.

Para este mecanismo se asignaron las longitudes adecuadas de los eslabones [16] para lograr que el desplazamiento angular del balancín fuera a  $90^\circ$ , en base a los resultados mostrados en los ensayos experimentales.

Tabla 5.1: Dimensiones de los elementos.

Elemento	Longitud [cm]
Manivela	6.5
Seguidor o biela	14
Balancín	9.4
Separación $O_1$ y $O_2$	15

Una vez definidos las longitudes, se pueden determinar las posiciones de cada uno de los eslabones mediante los ángulos  $\theta_2, \theta_3, \gamma, \theta_4$ , que se muestran en la figura 5.3.

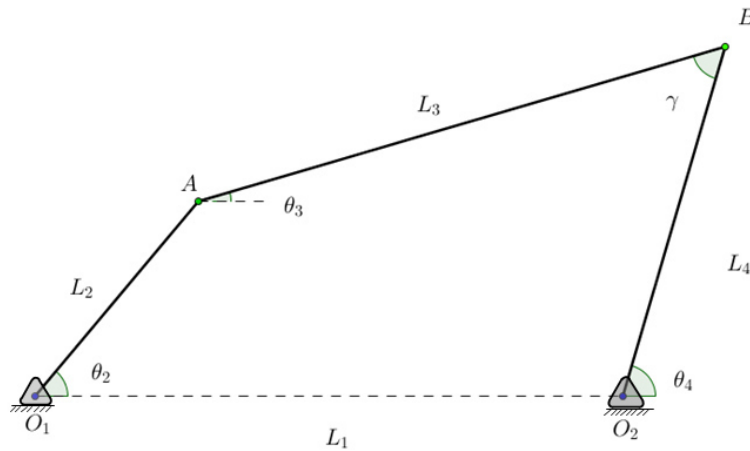


Figura 5.3: Ángulos de posición del mecanismo

La distancia del punto  $A$  al punto  $O_2$  y los ángulos  $\beta, \gamma, \delta$  están en función del ángulo  $\theta$ , mediante las ecuaciones siguientes:

$$0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ \tag{5.1}$$

$$AO_2 = \sqrt{L_1^2 + L_2^2 - 2(L_1)(L_2) \cos \theta_2} \tag{5.2}$$

$$\gamma = \cos^{-1} \left[ \frac{(L_3)^2 + (L_4)^2 - (AO_2)^2}{2(L_3)(L_4)} \right] \quad (5.3)$$

$$\theta_3 = 2 \tan^{-1} \left[ \frac{-L_2 \sin \theta_2 + L_4 \sin \gamma}{L_1 + L_3 - L_2 \cos \theta_2 - L_4 \cos \gamma} \right] \quad (5.4)$$

$$\theta_4 = 2 \tan^{-1} \left[ \frac{L_2 \sin \theta_2 - L_3 \sin \gamma}{L_2 \cos \theta_2 + L_4 - L_1 - L_3 \cos \gamma} \right] \quad (5.5)$$

Un aspecto importante a determinar es el ángulo de desplazamiento que requiere el balancín. Para el diseño se requiere un ángulo de desplazamiento de  $90^\circ$  por lo tanto hay que determinar los ángulos límite a los que opera el mecanismo. Para esto se utilizaron las ecuaciones siguientes:

$$\phi_1 = \cos^{-1} \left[ \frac{(L_2 + L_3)^2 - L_1^2 - L_4^2}{2L_4L_1} \right] \quad (5.6)$$

$$\phi_2 = \cos^{-1} \left[ \frac{(L_3 - L_2)^2 - L_1^2 - L_4^2}{2L_4L_1} \right] \quad (5.7)$$

Y al restar los ángulos se obtuvo el desplazamiento del eslabón 4:

$$\phi_R = \phi_2 - \phi_1 \quad (5.8)$$

Para conocer la posición de cada uno de los elementos del mecanismo se realizó un programa en base a las ecuaciones anteriormente descritas, los resultados se muestran en la tabla 5.2

Tabla 5.2: Posición de cada uno de los elementos del mecanismo en un ciclo.

$\theta_2$ [°]	$AO_2$ [cm]	$\theta_3$ [°]	$\gamma$ [°]	$\delta$ [°]
0	8.5000	40.2087	36.1599	76.3687
30.0000	9.9184	22.4072	45.0049	117.1685
60.0000	13.0288	14.4504	64.3451	119.5225
90.0000	16.3478	11.1759	86.6448	102.7888
120.0000	19.0984	10.3750	108.4151	129.0806
150.0000	20.8836	12.1201	126.1567	158.2162
180.0000	21.5000	18.2375	133.6556	161.2252
210.0000	20.8836	30.0261	126.1567	139.2482
240.0000	19.0984	44.6595	108.4151	115.2264
270.0000	16.3478	58.0333	86.6448	133.3519
300.0000	13.0288	65.6465	64.3451	132.0036
330.0000	9.9184	60.6624	45.0049	94.3721
360.0000	8.5000	40.2087	36.1599	21.8528

Una vez conocidas las dimensiones y el desplazamiento de los elementos que conforman el mecanismo de 4 barras, es importante determinar cada uno de las velocidades, aceleraciones y fuerzas a las que estarán sometidos éstos elementos, por lo cual, a continuación se describe el proceso de análisis mecánico para realizar el diseño del prototipo.

### 5.3 ANÁLISIS DE VELOCIDAD

El análisis de velocidad implica calcular que tan rápido viajan ciertos puntos de interés sobre los eslabones de un mecanismo, además de asociar el movimiento de un punto sobre el mecanismo sobre el tiempo para tener una sincronización de la máquina [15]. La velocidad en distintos puntos del sistema mecánico será útil para determinar ciertos parámetros que permitirá analizar las fuerzas que actúan sobre

los elementos que componen nuestro mecanismo. En las pruebas de experimentación se utilizó un motor a pasos en el cual se le establecieron 2 velocidades 1 RPS y 1.3 RPS, las cuales equivalen a 60 RPM y 78 RPM, por lo tanto, para nuestro análisis de velocidad se utilizaron estos valores.

### 5.3.1 ANÁLISIS DE VELOCIDAD: MÉTODO GRÁFICO

Primeramente se determinó la velocidad angular del eslabón 2, el cual en el diagrama cinemático está representado como el segmento de recta  $O_1A$ . El valor de la velocidad del eslabón 2 está definido por el valor de velocidad de giro del motor a pasos, utilizado en los ensayos experimentales realizados anteriormente.

$$\omega_2 = 1RPS = 60RPM = 6.28 \frac{rad}{s}$$

Para determinar la velocidad tangencial del elemento se utilizó:

$$V = \omega * r \quad (5.9)$$

Aplicando la ecuación (5.9) se obtiene:

$$V_A = (6.28 \frac{rad}{s})(6.5cm) = 40.82 \frac{cm}{seg} @ 140^\circ$$

Usando la escala 1:10, la velocidad será  $V_A = 4.082 \frac{cm}{s}$ . Esta velocidad es tangente a la trayectoria de giro del punto A y se representa vectorialmente en el diagrama cinemático, posteriormente se traza una línea que pase por el punto en el que termina el vector de velocidad  $V_A$  y que sea perpendicular a la biela (segmento AB) y otra línea que pase por el punto A y sea perpendicular al balancín (segmento

$O_2B$ ) y el punto de intersección servirá como referencia para suponer el sentido de las velocidades  $V_B$  y  $V_{B/A}$ .

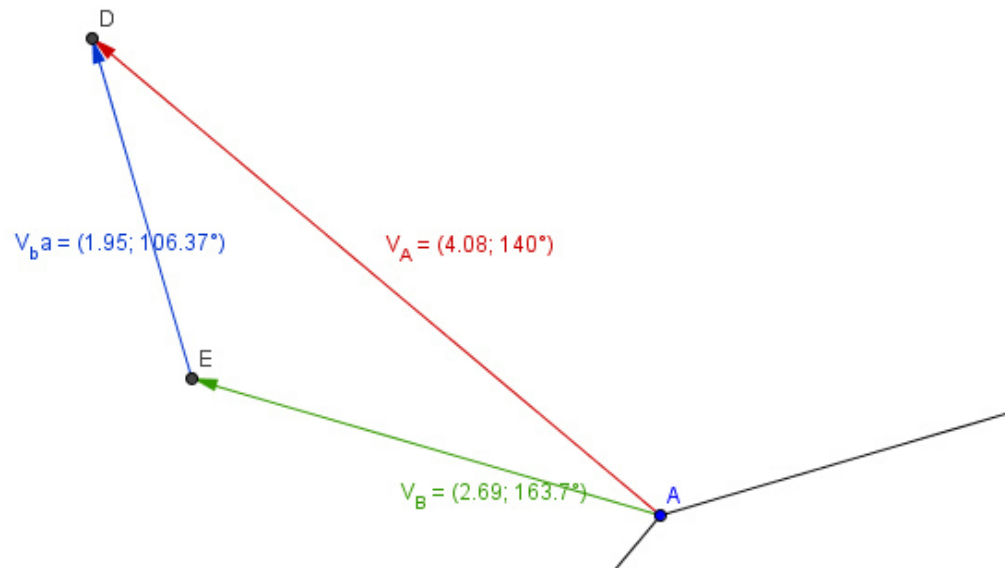


Figura 5.4: Polígono de Velocidades a 1 RPS.

A partir del polígono su magnitud queda:

$$V_B = 2.69 @ 163.7^\circ$$

$$V_{B/A} = 1.95 @ 286.37^\circ$$

Como se ha utilizado una escala 1:10 en el polígono de velocidades, el valor real de las velocidades son:

$$V_B = 26.9 \frac{cm}{s} @ 163.7^\circ$$

$$V_{B/A} = 19.5 \frac{cm}{s} @ 286.37^\circ$$

Ya conocidas las velocidades se determinan las velocidades angulares los eslabones 3 y 4, despejando la ecuación (5.9) da por resultado:

Para el eslabón 3 (biela):

$$\omega_3 = \frac{V_{B/A}}{r_{AB}} = \frac{(19.5 \frac{cm}{s})}{(14cm)} = 1.39 \frac{rad}{s}.$$

Para el eslabón 4 (balancín):

$$\omega_4 = \frac{V_B}{r_{OB}} = \frac{(26.9 \frac{cm}{s})}{(9.3cm)} = 2.89 \frac{rad}{s}.$$

Tabla 5.3: Resultados del polígono de velocidades a 1 RPS

Velocidad [ $\frac{cm}{s}$ ]	Dirección [°]	$\omega$ [ $\frac{rad}{s}$ ]
$V_A = 40.82$	140	6.28
$V_{B/A} = 19.5$	286.37	1.39
$V_B = 26.9$	163.7	2.89

## 5.4 ANÁLISIS DE ACELERACIÓN.

El análisis de aceleración incluye determinar la manera en que ciertos puntos sobre los eslabones de un mecanismo se aceleran o desaceleran, ya que la aceleración está asociada a las fuerzas inerciales. La importancia de este análisis radica en garantizar que la resistencia de los eslabones y las uniones sea suficiente para soportar las fuerzas a las que se someten.

### 5.4.1 ANÁLISIS DE ACELERACIÓN: MÉTODO GRÁFICO

Primeramente calculamos la aceleración normal en el eslabón 2 con la ecuación (5.10) a partir de los datos obtenidos en el análisis de velocidades a 1 RPS:

$$a_x^N = \omega^2 * r \quad (5.10)$$

$$a_A^N = (6.28 \frac{rad}{s})^2 (6.5cm) = 256.34 \frac{cm}{s^2} @ 230^\circ$$

Aplicando escala 1:100 para la representación del polígono de velocidades resulta:

$$a_A^N = 2.5634 \frac{cm}{s^2} @ 230^\circ$$

Este valor será utilizado para determinar el vector de aceleración normal del punto A en el diagrama cinemático. Después de colocado en vector de aceleración normal ( $a_A^N$ ) en el punto A, se calcula la magnitud del vector de aceleración  $a_{B/A}^N$  nuevamente con la ecuación (5.10), utilizando la velocidad angular del eslabón 3 ( $\omega_3$ ):

$$a_{B/A}^N = (1.39 \frac{rad}{s})^2 (14cm) = 27.04 \frac{cm}{s^2} @ 196.37^\circ$$

Aplicando escala 1:100 para la representación del polígono de velocidades resulta:

$$a_{B/A}^N = 0.2704 \frac{cm}{s^2} @ 196.37^\circ$$

Este vector es colocado en el punto donde termino el vector anterior.

El vector de aceleración normal de B ( $a_B^N$ ), se determina en base al eslabón 4 y su punto de inicio se coloca en el origen (0,0).

$$a_B^N = (2.89 \frac{rad}{s})^2 (9.3cm) = 77.64 \frac{cm}{s^2} @ 253.7^\circ$$

Aplicando escala 1:100 para la representación del polígono de velocidades resulta:

$$a_B^N = 0.7764 \frac{cm}{s^2} @ 253.7^\circ$$

Se sabe que la aceleración tangencial en el punto A no existe debido a que la velocidad angular es constante, por lo tanto, sólo quedan las aceleraciones tangenciales  $a_B^T$  y  $a_{B/A}^T$ , las cuales son perpendiculares a los eslabones OB y AB, por lo cual, es posible formar un polígono y suponer las direcciones de dichas aceleraciones en base al movimiento, como se muestra en la figura 5.5.

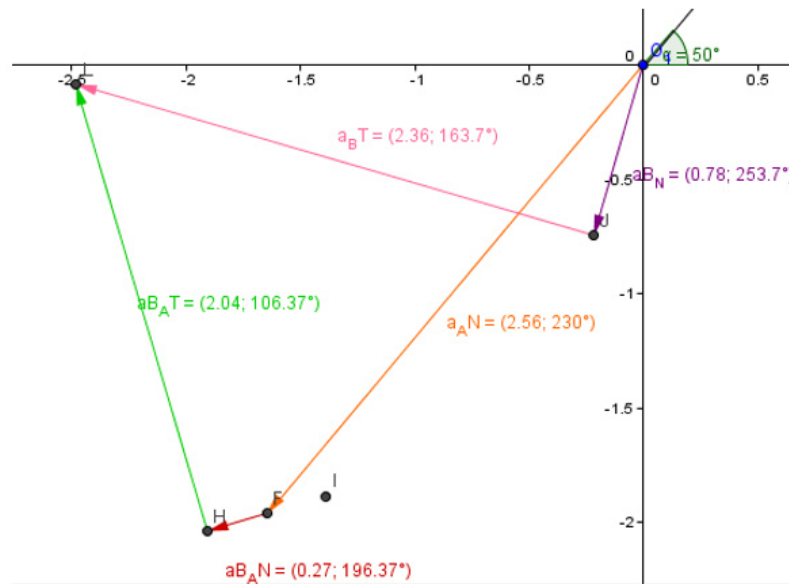


Figura 5.5: Polígono de Aceleraciones a 1 RPS.

Ya obtenidos los valores es posible determinar la aceleración tangencial de los eslabones 3 y 4 mediante la ecuación:

$$a_x^T = \alpha * r \tag{5.11}$$

Despejando la ecuación (5.5) para el eslabón 3 la aceleración angular resulta:

$$\alpha_3 = \frac{a_{B/A}^T}{r_{AB}} = \frac{(204 \frac{cm}{s^2})}{(14cm)} = 14.57 \frac{rad}{s^2}$$

Para el eslabón 4 la aceleración angular resulta:

$$\alpha_4 = \frac{a_B^T}{r_{O_2B}} = \frac{(236 \frac{cm}{s^2})}{(9.3cm)} = 25.37 \frac{rad}{s^2}$$

Tabla 5.4: Resultados del polígono de aceleraciones a 1 RPS

$a^N [\frac{cm}{s^2}]$	dirección [°]	$a^T$	Dirección [°]	$\alpha [\frac{cm}{s^2}]$
$a_A^N = 256.34$	230	$a_A^T = 0$	NA	$\alpha_2 = cte$
$a_{B/A}^N = 27.04$	196.37	$a_{B/A}^T = 204$	106.37	$\alpha_3 = 14.57$
$a_B^N = 77.64$	253.7	$a_B^T = 236$	163.7	$\alpha_4 = 25.37$

## 5.5 ELEMENTOS DEL MECANISMO

El modelo del mecanismo fue diseñado en SolidWorks© [17], cada componente del mecanismo se describe de manera detallada a continuación:

- Manivela.

Este elemento (ver figura 5.6) se acopla a la flecha del motor y tiene la función de ser el elemento que transmite el movimiento del motor a la biela ( $L_3$ ). La manivela tiene una longitud de 65 mm, con dos orificios uno de 5.56 mm y otro de 9.52 mm de diámetro, además de un orificio para un tornillo opresor de 7.35 mm de diámetro. Esta pieza tiene un grosor de 10 mm y está fabricada en Nylamid.

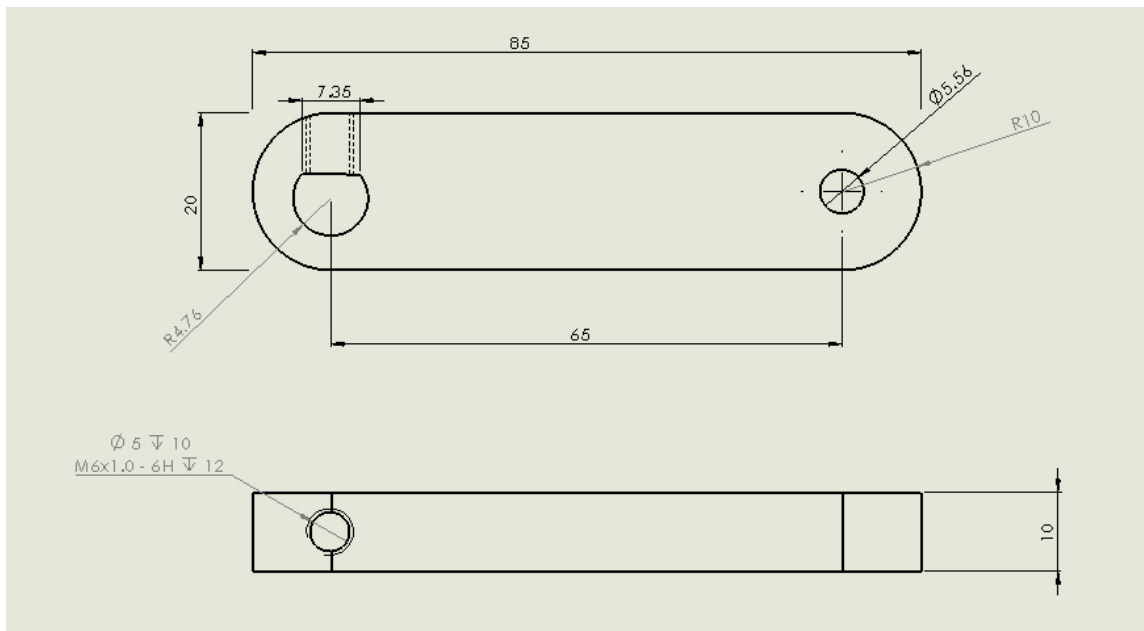


Figura 5.6: Dimensiones manivela

- Biela o seguidor

Este elemento va unido a la manivela mediante un perno y candados de seguridad. Este elemento (ver figura 5.7) transmite el movimiento producido por la manivela y es el enlace al balancín. La biela en gran parte determina el ángulo de oscilación del balancín. Esta pieza tiene dos orificios de 5.56 mm y 160 mm de longitud, además de un espesor de 10 mm.

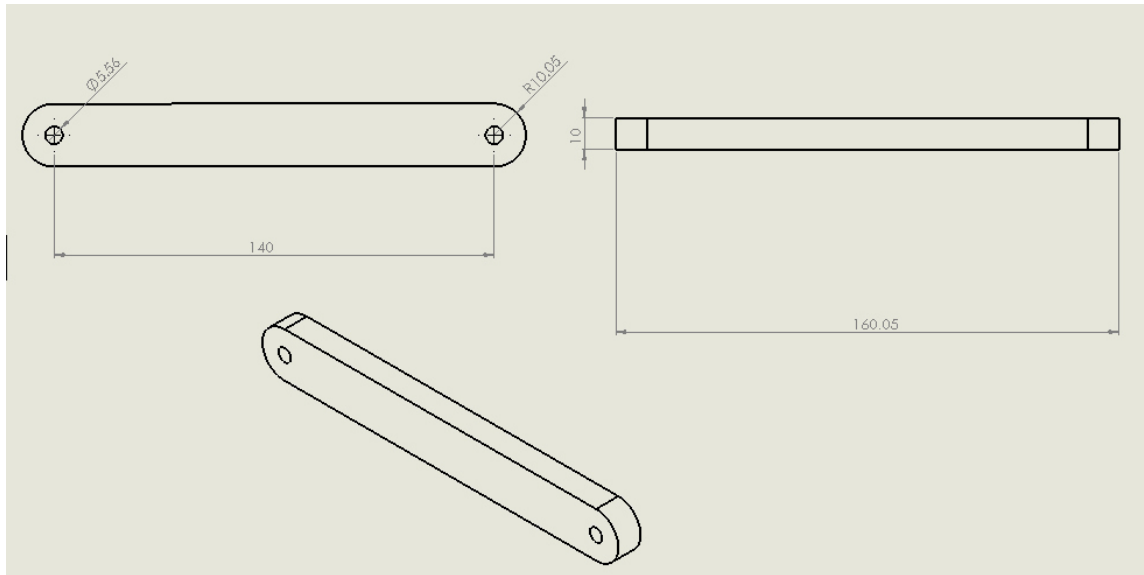


Figura 5.7: Dimensiones de la biela

- Balancín

El balancín de este sistema de 4 barras va implícito en el disco revolver, en el cual se colocan las latas, ya que los orificios del disco están referenciados a la longitud del balancín y su punto de unión con el acoplador (ver figura 5.8).

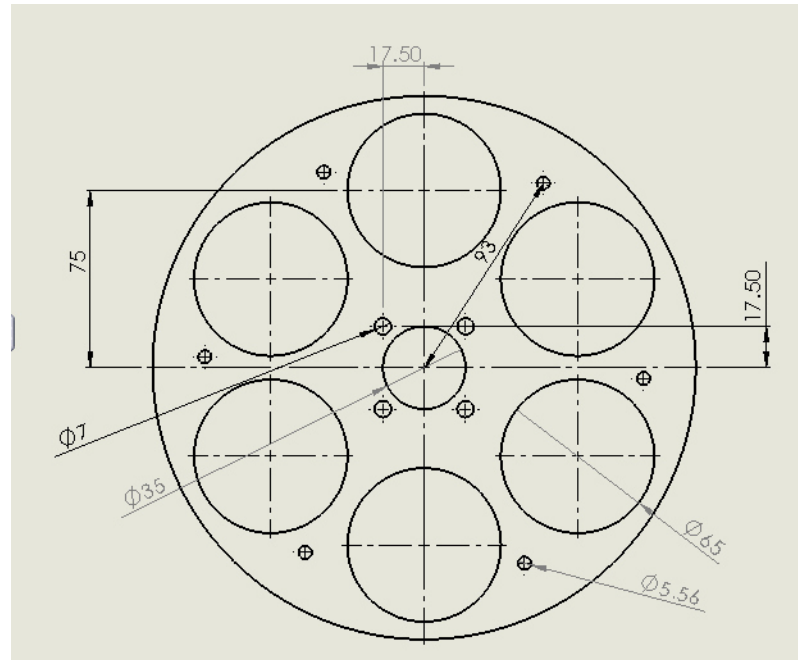


Figura 5.8: Dimensiones del balancín

- Soportes de los discos

Este elemento tiene la función de unir los discos al eje, dando un soporte esencial para el alojamiento de las cavidades cilíndricas (ver figura 5.13). Estos elementos están fabricados de nylonid y se unen al eje con dos tornillos opresores.

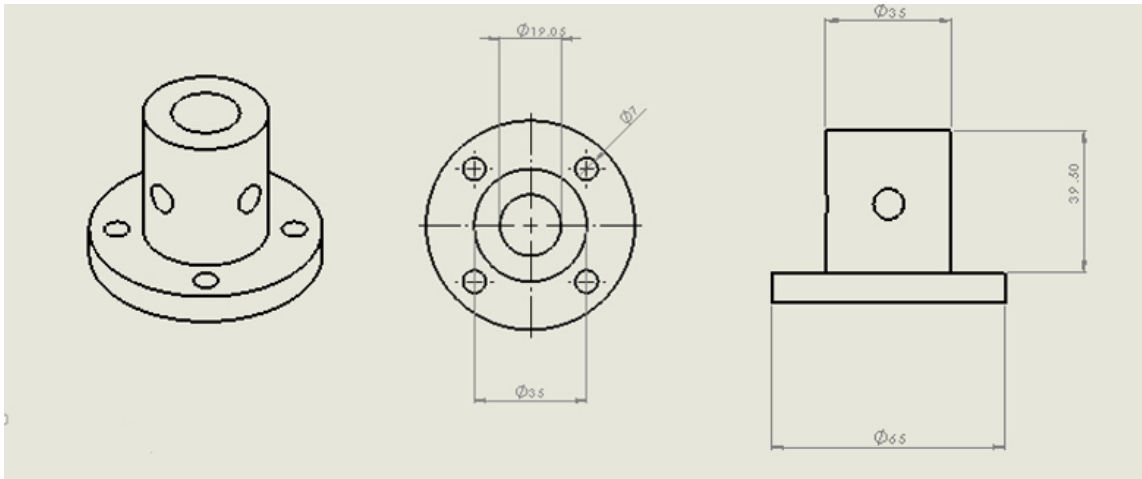


Figura 5.9: Dimensiones de los soportes de los discos

- Revólver

Este elemento se compone de dos discos separados aproximadamente 68 mm y su función es alojar entre los discos, las cavidades cilíndricas instrumentadas (ver figura 5.10), su movimiento es producido mediante una conexión con la biela, además, los discos están unidos con un eje y piezas conectoras para su soporte.

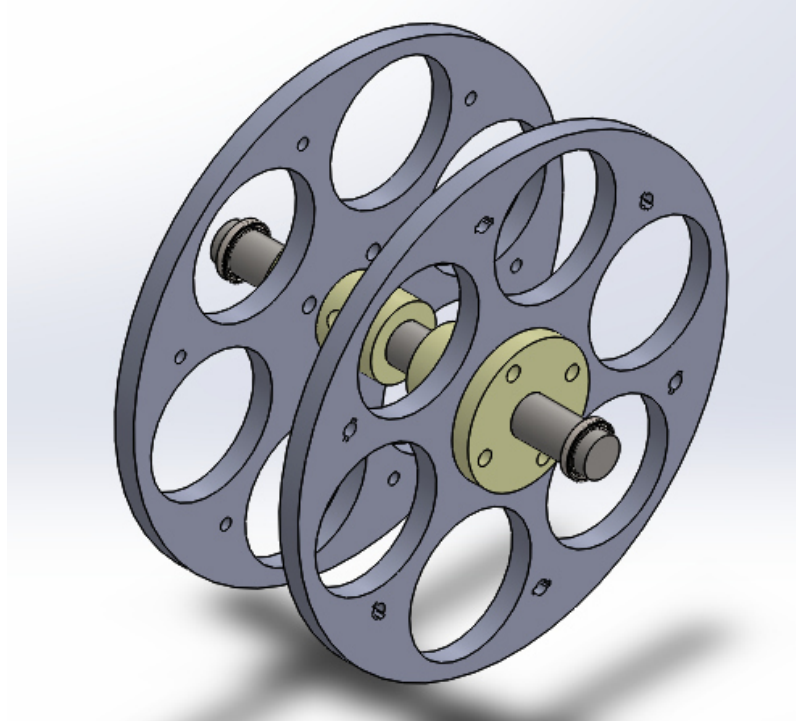


Figura 5.10: Revolver donde se colocan las cavidades cilíndricas de prueba.

- Compartimento del mecanismo

Está formado por paredes laterales y tapas superior e inferior, estas piezas alojaran el mecanismo y las cavidades cilíndricas de prueba. Las dimensiones de estas piezas se describen a continuación:

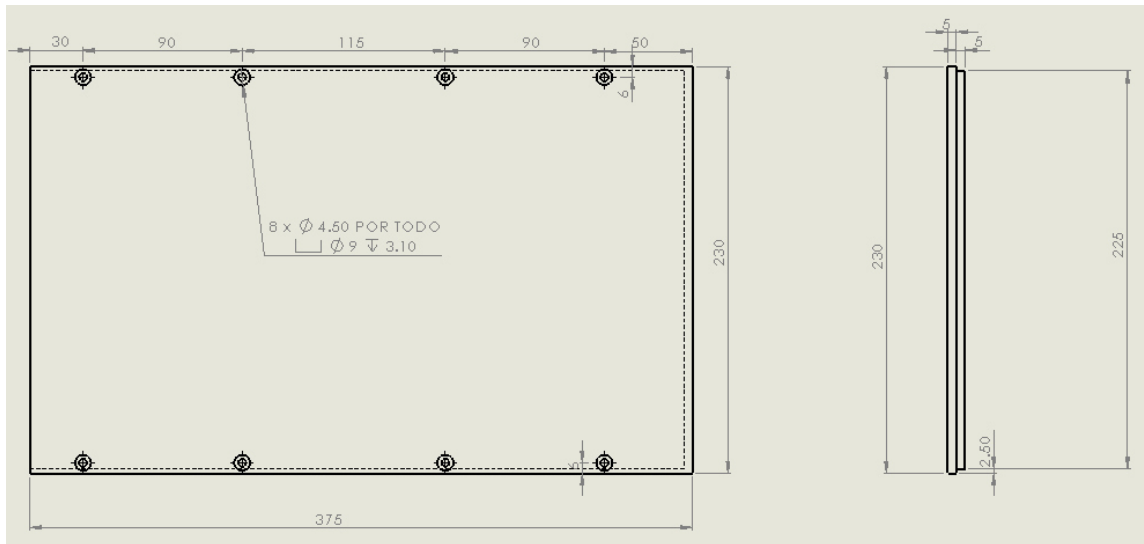


Figura 5.11: Dimensiones de la tapa superior

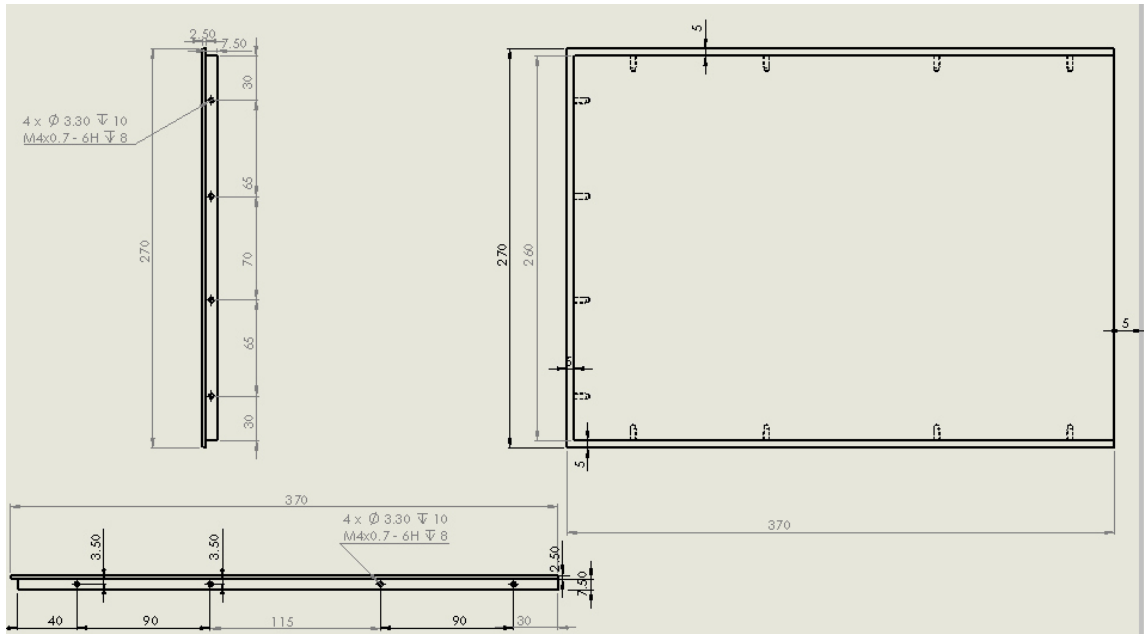


Figura 5.12: Dimensiones de la pared derecha

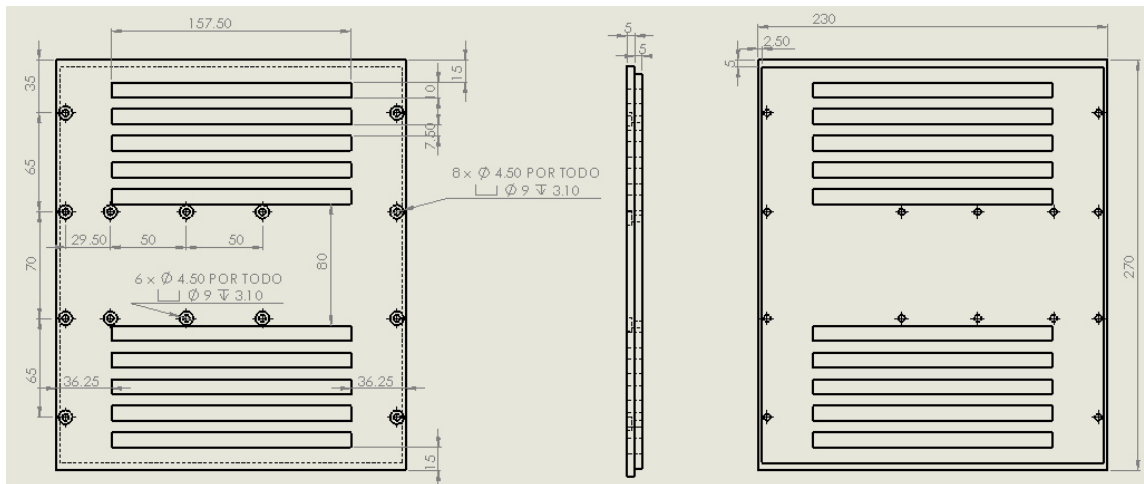


Figura 5.13: Dimensiones de la pared posterior

- Housing

En este elemento se inserta el «cartucho» donde se encuentra alojado el mecanismo y las cavidades cilíndricas de prueba.

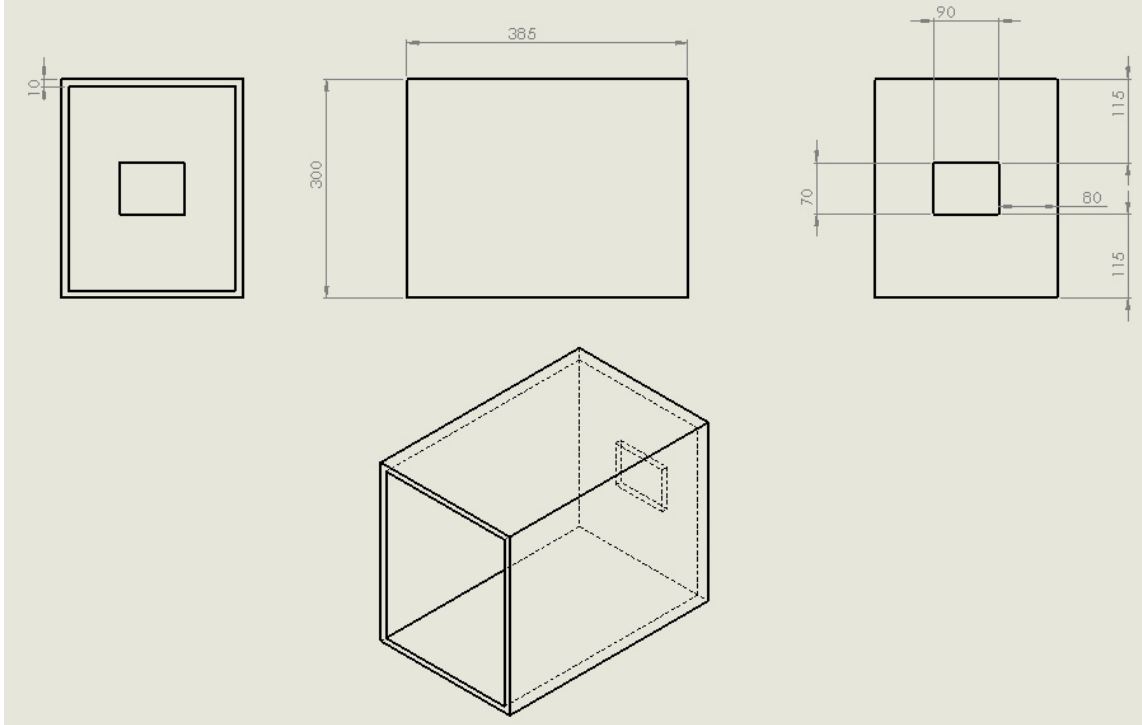


Figura 5.14: Dimensiones del housing

## 5.6 ANÁLISIS DE FUERZAS

Una de las tareas esenciales del diseño de máquinas es el garantizar la resistencia de los eslabones y las uniones, para soportar las fuerzas ejercidas por ellas. En la mayoría de las máquinas existen fuerzas inerciales generadas a partir del movimiento de las máquinas, por lo cual, en esta sección se realizara un análisis de fuerzas estáticas y fuerzas dinámicas para lograr conocer todas las fuerzas involucradas en el diseño de este mecanismo. [15]

Después del análisis cinemático de posición, velocidad y aceleración, es conveniente realizar un análisis de cargas dinámicas, el cual, servirá para determinar las fuerzas en los eslabones y el par de torsión requerido para impulsar el mecanismo. [18]

Inicialmente, se parte de los datos obtenidos del análisis cinemático realizado anteriormente, tal y como se muestra en la tabla 5.5

Tabla 5.5: Información obtenida a partir del estudio cinemático

Elemento \ datos	masa [g]	Icg[g-cm <sup>2</sup> ]	$\theta$ [°]	$\omega$ [rad/s]	$\alpha$ [rad/s <sup>2</sup> ]	$a_{cg}$ [cm/s <sup>2</sup> ]
Manivela: L2	17.39	79.73	50	6.28	0	128.18 @ 230°
Biela: L3	35.51	37.79	16.37	1.39	14.57	102.88 @ 113.93°
Balancín: L4	3068	155,846.48	73.7	25.37	2.89	124 @ 181.92°

### 5.6.1 MANIVELA

Este elemento se encuentra a una posición de 50° con respecto a la horizontal, para el análisis de fuerzas de este elemento se determinan 3 ecuaciones en base al diagrama de cuerpo libre:

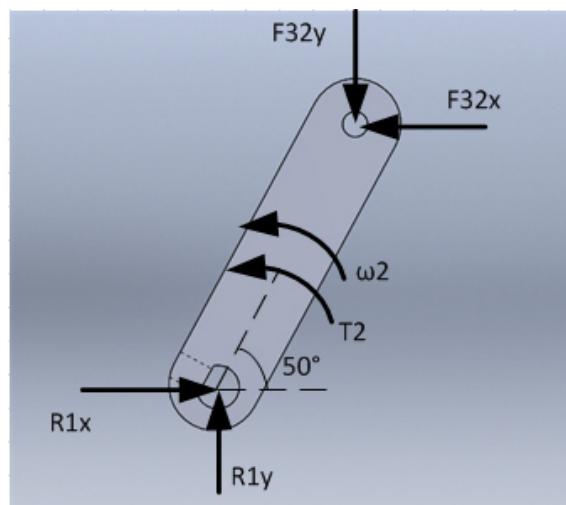


Figura 5.15: Diagrama cuerpo libre manivela

Para fuerzas en  $x$ :

$$\Sigma F_x = m_2 * a_{G2x}$$

$$R_{1x} - F_{32x} = (17.39g)(-82.39cm/s^2) \quad (5.12)$$

Para fuerzas en  $y$ :

$$\Sigma F_y = m_2 * a_{G2y}$$

$$R_{1y} - F_{32y} = (17.39g)(-98.19cm/s^2) \quad (5.13)$$

Para Momento en  $G$ :

$$\Sigma M_G = I_{G2} * \alpha_2$$

$$T_2 + F_{32x}(2.48cm) - F_{32y}(2.09cm) + R_{1x}(2.48) - R_{1y}(2.09) = (79.73gr - cm^2)(0rad/s^2) \quad (5.14)$$

### 5.6.2 BIELA

En este elemento se encuentra a una posición de  $14.57^\circ$  con respecto a la horizontal, para el análisis de fuerzas en este elemento se determinan 3 ecuaciones:



Figura 5.16: Diagrama cuerpo libre manivela

Para fuerzas en  $x$ :

$$\Sigma F_x = m_3 * a_{G3x}$$

$$F_{23x} - F_{43x} = (35.91g)(-41.73cm/s^2) \quad (5.15)$$

Para fuerzas en  $y$ :

$$\Sigma F_y = m_3 * a_{G3y}$$

$$F_{23y} - F_{43y} = (35.91g)(94.03cm/s^2) \quad (5.16)$$

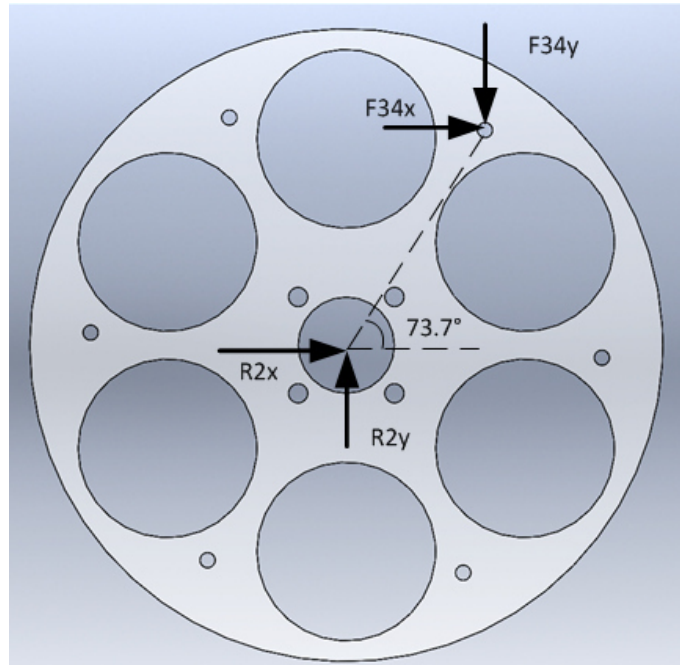
Para Momento en  $G$ :

$$\Sigma M_G = I_{G3} * \alpha_3$$

$$F_{23x}(1.97cm) - F_{23y}(6.71cm) + F_{43x}(1.97cm) - F_{43y}(6.71cm) = (37.79gr - cm^2)(14.57rad/s^2) \quad (5.17)$$

### 5.6.3 BALANCÍN

Este elemento se encuentra a una posición de  $73.7^\circ$  con respecto a la horizontal, para el análisis de fuerzas de este elemento se determinan 3 ecuaciones:



*Figura 5.17: Diagrama cuerpo libre manivela*

Para fuerzas en  $x$ :

$$\Sigma F_x = m_4 * a_{G4x}$$

$$R_{2x} + F_{34x} = (3068g)(-124.13\text{cm}/\text{s}^2) \quad (5.18)$$

Para fuerzas en  $y$ :

$$\Sigma F_y = m_4 * a_{G4y}$$

$$R_{2y} + F_{34y} = (3068g)(-4.16cm/s^2) \quad (5.19)$$

Para Momento en  $G$ :

$$\Sigma M_G = I_{G4} * \alpha_4$$

$$R_{2x}(4.46cm) - R_{2y}(1.305cm) - F_{34x}(4.46cm) - F_{34y}(1.305cm) = (155,846.48gr - cm^2)(25.37rad/s^2) \quad (5.20)$$

#### 5.6.4 FUERZAS EN LAS UNIONES

Las fuerzas que actúan sobre las uniones de los eslabones son pares de fuerzas acción-reacción, por lo tanto, las ecuaciones para estas fuerzas son:

$$F_{32x} = -F_{23x} \quad (5.21)$$

$$F_{32y} = -F_{23y} \quad (5.22)$$

$$F_{34x} = -F_{43x} \quad (5.23)$$

$$F_{34y} = -F_{43y} \quad (5.24)$$

#### 5.6.5 DETERMINACIÓN DEL TORQUE Y LAS FUERZAS APLICADAS AL MECANISMO

Una vez obtenidas las 13 ecuaciones para los elementos del mecanismo se procede a resolver las ecuaciones mediante la aplicación de matrices:

$$\begin{array}{c}
 \text{Matriz A} \\
 \left[ \begin{array}{cccccccccccc}
 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 2.48 & 2.48 & -2.09 & -2.09 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.97 & 1.97 & -6.71 & -6.71 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 4.46 & -4.46 & -1.305 & -1.305 \\
 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1
 \end{array} \right]
 \end{array}$$

Matriz B

$$\begin{bmatrix} -1432.76 \\ -1707.52 \\ 0 \\ -1498.52 \\ 3376.61 \\ 550.66 \\ -380830.84 \\ -12762.88 \\ 3230582.058 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Mediante el método de matriz inversa se obtienen los valores de cada una de las fuerzas presentes en los eslabones quedando como resultado lo mostrado en la tabla 5.6:

Tabla 5.6: Resultados del análisis de fuerzas

$\theta_2 [^\circ]$	$R_1 [N]$	$F_{32X} [N]$	$R_{1Y} [N]$	$F_{32Y} [N]$	$F_{32X} [N]$	$F_{43X} [N]$	$F_{23Y} [N]$	$F_{43Y} [N]$	$R_{2X} [N]$	$F_{34} [N]$	$R_{2Y} [N]$	$F_{34Y} [N]$
0	-0.43	-0.43	-0.36	-0.36	-0.43	-0.42	-0.36	-0.36	1.22	-0.42	-0.89	0.36
30	-1.04	-1.04	-0.42	-0.42	-1.04	-1.03	-0.42	-0.43	0.43	-1.03	-0.19	0.43
60	-0.48	-0.48	-0.13	-0.12	-0.48	-0.48	-0.13	-0.13	0.13	-0.48	-0.23	30.13
90	-0.12	-0.12	-0.02	-0.02	-0.12	-0.12	-0.02	-0.02	0.07	-0.12	-0.3	0.02
120	0.23	0.23	0.04	0.04	0.23	0.23	0.04	0.04	0.02	0.23	-0.13	-0.04
150	0.75	0.75	0.16	0.16	0.75	0.75	0.16	0.16	-0.38	0.75	0.29	-0.16
180	1.12	1.12	0.37	0.37	1.12	1.12	0.37	0.37	-0.9	1.12	0.66	-0.37
210	0.62	0.62	0.36	0.36	0.62	0.62	0.36	0.36	-0.55	0.62	0.52	-0.36
240	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	0.14	-0.19	0.14	0.01	-0.14
270	0.17	0.17	0.28	0.27	0.17	0.17	0.28	0.27	-0.23	0.17	0.05	-0.27
300	0.14	0.14	0.33	0.32	0.14	0.14	0.33	0.32	-0.2	0.14	-0.01	-0.32
330	-0.05	-0.05	-0.1	-0.1	-0.05	-0.05	-0.1	-0.1	0.33	-0.05	-0.59	0.1
360	-0.43	-0.43	-0.36	-0.36	-0.42	-0.42	-0.36	-0.36	1.22	-0.42	-0.89	0.36

En los resultados se muestran los valores de las fuerzas aplicadas en distintas partes del mecanismo para la posición a analizar. Para lograr conocer los valores de cada una de las fuerzas y el torque en el mecanismo a lo largo de una vuelta es

necesario realizar el cálculo anterior para cada una de las posiciones de interés, por lo tanto mediante un código de programación en Matlab se calcularon las fuerzas, momentos de inercia y el torque para todas las posiciones. El código utilizado se encuentra en el apéndice «A» de este trabajo, [19], [20]. El torque requerido para el accionamiento del mecanismo y su variación en función de su desplazamiento tal y como se muestra en la tabla 5.7 y su gráfica correspondiente en la figura 5.18

Tabla 5.7: Torque en el mecanismo

$\theta_2$ [°]	$T_2[N - m]$
0	0.14
30	0.32
60	0.14
90	0.02
120	0.00
150	0.14
180	0.36
210	0.16
240	-0.02
270	-0.12
300	-0.17
330	0.04
360	0.14

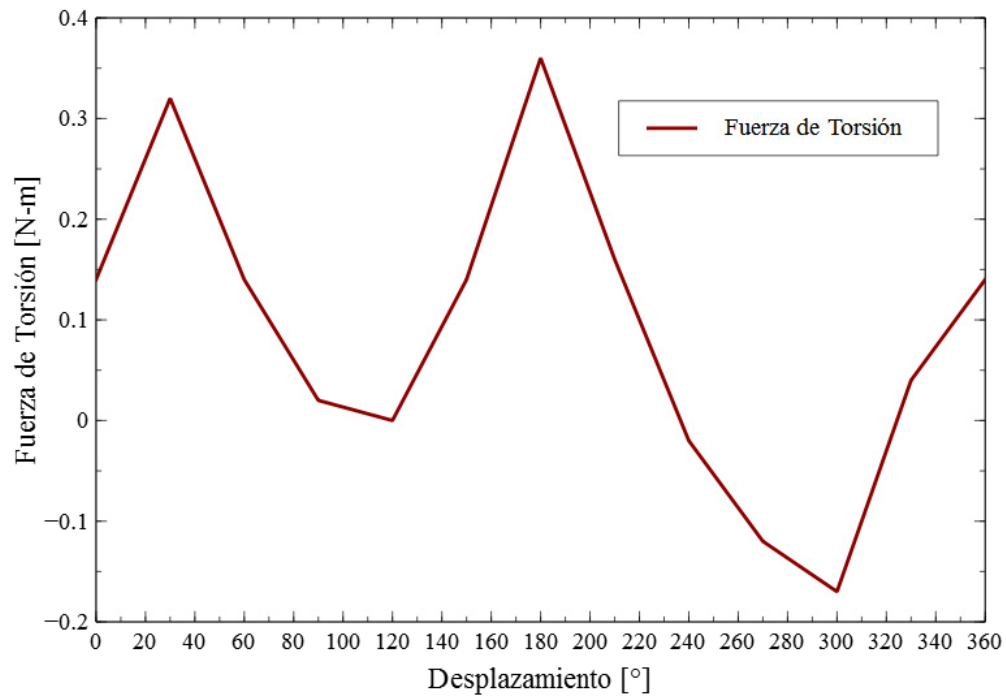


Figura 5.18: Fuerza de torsión vs desplazamiento

Una vez conocida la curva de torsión podemos sugerir el uso de determinado motor que desarrolle la torsión necesaria para el accionamiento del mecanismo. En la figura 5.19 se muestra la ficha técnica del motor a utilizar, el cual es un motor de 8 W con rango de torque de 0.14 a 9.55 N-m (ver figura 5.19) [11].



**Tianye Motors**

**Parameter Sheet**

Name	Parameter					
Rated Voltage	220V/110V					
Rated Frequency	50HZ/60HZ					
Product Model	<b>60KTYZ</b>		<b>3BKTYZ</b>		<b>68KTYZ</b>	
Product Size	60mm*60mm*60mm		60mm*60mm*67mm		68mm*68mm*70mm	
Input Power	8W	14W	20W	25W	40W	55W
Output Power	1.5W	3.4W	5W	5.8W	8W	10.8W
Input Current	36mA	63mA	91mA	114mA	182mA	250mA
Speed (RPM)	1.5rpm-99rpm(Customized)					
Torque (N*M)	0.14-9.55	0.33-21.65	0.48-31.83	0.56-36.92	0.77-50.93	1.04-68.75
Capacitor	0.27µf	0.53µf	0.75µf	1µf	1.2µf	2µf
Shaft Diameter	6-7mm-12mm(Customized)					
Shaft Length	10mm-50mm(Customized)					
Shaft Position	Centric Shaft/Eccentric Shaft					
Direction of Rotation	CW/CCW(Bi-directional)					
Environment	Temp: -15 Celsius-40 Celsius(5 Fahrenheit-104 Fahrenheit)			Humidity ≤90%		
Temperature Rise	E(105 Celsius)/B(130 Celsius)					
Noise Level	≤35dB					
Insulation Class	Class E					
Authentication	CCC					

Figura 5.19: Motor de imanes permanentes, de la firma Tianye Motors [11].

## CAPÍTULO 6

# ENSAYOS EXPERIMENTALES AL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

---

### 6.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se describirá el comportamiento de temperaturas en un refrigerador de la firma Whirlpool modelo WRF560SEYM00, con la intención de llevar a cabo un análisis comparativo de su funcionamiento estándar de operación y su funcionamiento con el dispositivo de enfriamiento acelerado instalado. Lo cual nos dará un panorama de las temperaturas en el interior del refrigerador y como se ven afectados durante su operación.

Para evaluar el funcionamiento del sistema de enfriamiento se requiere conocer las temperaturas dentro de la cavidad del refrigerador y del congelador, con lo cual se deben utilizar termopares tipo "T" para la adquisición de datos. Además, existen normas, las cuales establecen el protocolo de realización de las pruebas comunes a refrigeradores según su tamaño, distribución de los espacios y eficiencia energética los cuales se plasman en la NORMA Oficial Mexicana NOM-015-ENER-2012, Eficiencia energética de refrigeradores y congeladores electrodomésticos. Límites, métodos de prueba y etiquetado, de la Secretaría de Energía de los Estados Unidos Mexicanos.

Esta Norma Oficial Mexicana fija los límites máximos de consumo de energía de los refrigeradores y congeladores electrodomésticos operados por motocompresor hermético, la cual establece los métodos de prueba para determinar dicho consumo de energía, cálculo del volumen refrigerado total, así mismo especifica la etiqueta de consumo de energía y su contenido. Además, aplica a los refrigeradores electrodomésticos, refrigeradores-congeladores electrodomésticos de hasta  $1104dm^3(39pies^3)$  y congeladores electrodomésticos de hasta  $850dm^3(30pies^3)$  operados por motocompresor hermético comercializados en los Estados Unidos Mexicanos.

## 6.2 DESCRIPCIÓN DE LAS INSTALACIONES EXPERIMENTALES

### 6.2.1 CÁMARA DE AMBIENTE CONTROLADO

La cámara de ambiente controlado (ver figura 6.1) permite tener un control de la temperatura para la realización de ensayos al refrigerador -congelador (R/C). La cámara de ambiente controlado tiene capacidad para instalar 4 refrigeradores y su rango de operación es de 0 a  $50^{\circ}C$ , y tiene una capacidad de refrigeración de 3.5 toneladas.

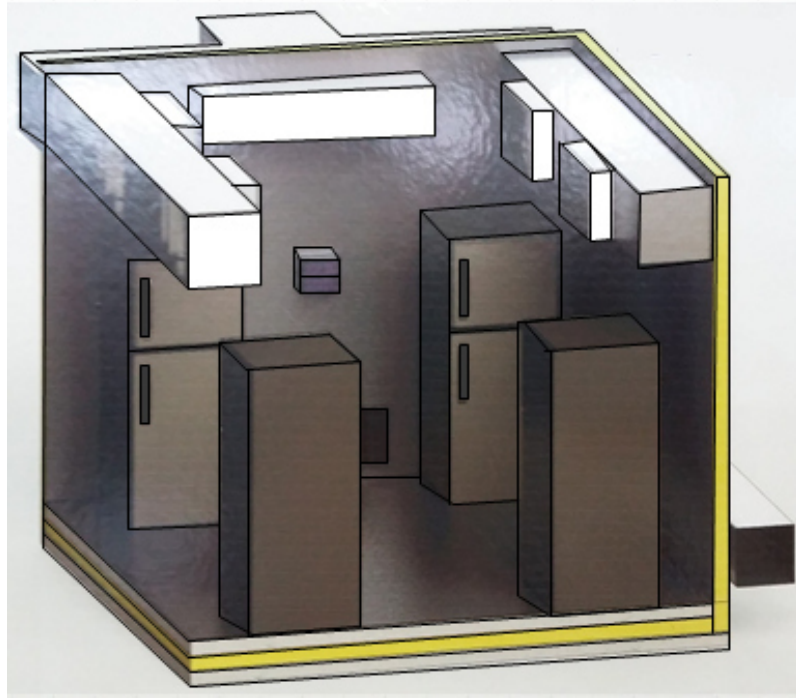


Figura 6.1: Diagrama de la cámara de ambiente controlado

### 6.2.2 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN WHIRLPOOL MODELO WRF560SEYM00

Este dispositivo es un refrigerador - congelador (R/C) de la firma Whirlpool del tipo «bottom mount» de 20 ft<sup>3</sup> y dimensiones de 173.8 cm de alto, 76.6 cm ancho y 87.3 cm de fondo, el cual cuenta un compresor de la firma Embraco, modelo EM3Z60HLT, con capacidad de refrigeración de 635 BTU/hr (186 W), el fluido de trabajo utilizado es un refrigerante R-134a.

En base a la ficha técnica del compresor, es calculado el calor que debe extraerse de las cavidades cilíndricas y con ello disminuir su temperatura de 21°C a 5°C, esto a partir de las propiedades termofísicas que se muestran en la tabla 6.1

Tabla 6.1: Datos del caso de estudio

Masa total [Kg]	$C_p H_2O$ [ $\frac{kJ}{kg-K}$ ]	$\Delta T$ [°C]
2.130	4.18	16

$$Q = mC_p\Delta T = (2.13kg)(4.18\frac{kJ}{kg-K})(16K) = 142.5kJ \quad (6.1)$$

$$Potencia = \frac{Q}{t} = \frac{142.5kJ}{900s} = 0.158kW = 158W \quad (6.2)$$

La potencia requerida para disminuir la temperatura de las cavidades cilíndricas ( $\Delta T = 16^\circ C$ ) es de 158 W por lo tanto el compresor tiene la capacidad de refrigeración adecuada para realizar el proceso de enfriamiento.

#### 6.2.2.1 INSTRUMENTACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

La instrumentación del refrigerador - congelador (R/C), se lleva a cabo mediante la instalación de termopares tipo «T» y un sistema de adquisición de datos Compaq DAQ de National Instruments. La posición en la colocación de termopares fue conforme a la NOM-015 de la Secretaría de Energía, tal como se muestra en la figura 6.2

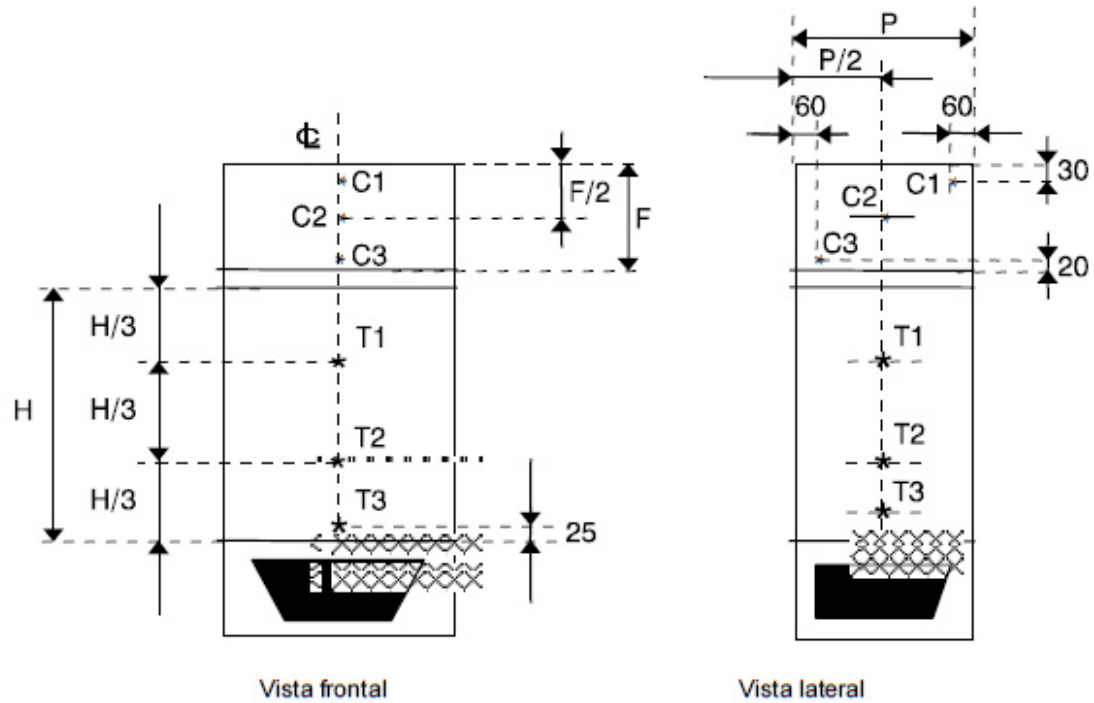


Figura 6.2: Instalación de los termopares

La NOM-015 SENER, especifica las posiciones donde deben instalarse cada uno de los termopares, colocando tres en la cavidad del refrigerador y tres en la cavidad del congelador. Cada termopar utilizado debe estar unido a una masa metálica (bronce o cobre) para elevar la capacidad de calor de un sensor de temperatura, debe tener dimensiones de diámetro y altura de  $2.9 \text{ cm} \pm 0.6 \text{ cm}$ , con capacidad térmica total no mayor a la que contengan 20 g de agua (ver figura 6.3).



Figura 6.3: Termopar unido a una masa de bronce

### 6.3 METODOLOGÍA PARA EL MONITOREO DE LA TEMPERATURA EN EL INTERIOR DEL SISTEMA

Una vez instrumentado el refrigerador-congelador se procedió con la siguiente metodología:

- La norma NOM-015 especifica la ubicación adecuada del refrigerador, considerando una separación del orden de 250 mm con respecto a las paredes laterales y 50 mm de separación entre parte posterior del equipo y la pared de la cámara de ambiente controlado, tal como se muestra en la figura 6.4, esto se establece con el fin de promover una adecuada ventilación alrededor del equipo para su desempeño sea el óptimo.

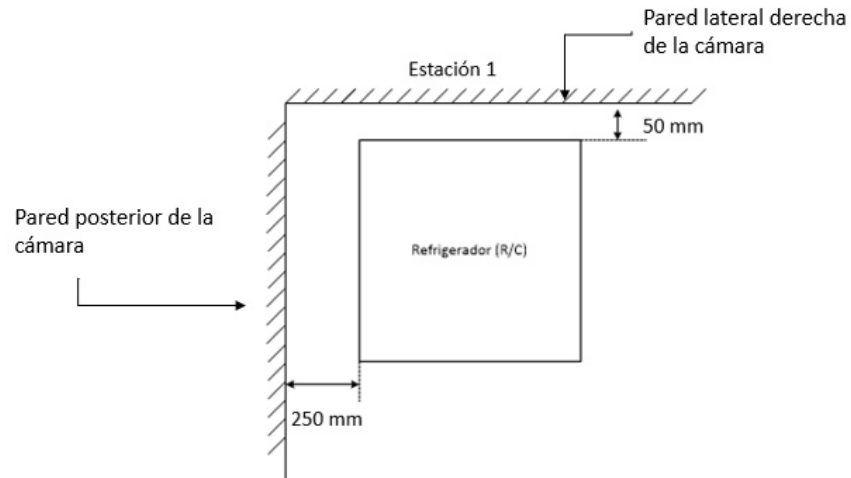


Figura 6.4: Ubicación del sistema de refrigeración dentro de la cámara de ambiente controlado.

- Una vez colocado el refrigerador dentro de la cámara de ambiente controlado, se procede a definir una temperatura consigna de  $21.1^{\circ}\text{C}$ , esta temperatura es controlada mediante un sistema de control PID en Labview

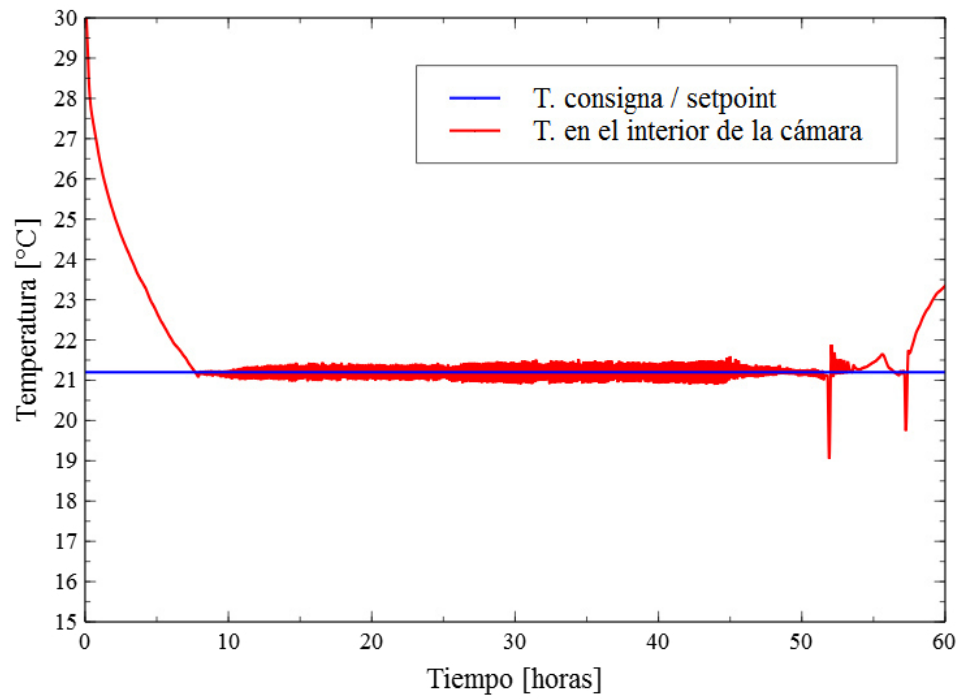


Figura 6.5: Proceso de estabilización de temperatura en la cámara climática

- Mediante el CompaqDaq con modulo 9241 de NI y LabView se realiza la adquisición de datos de temperaturas durante un tiempo de prueba de 48 horas.

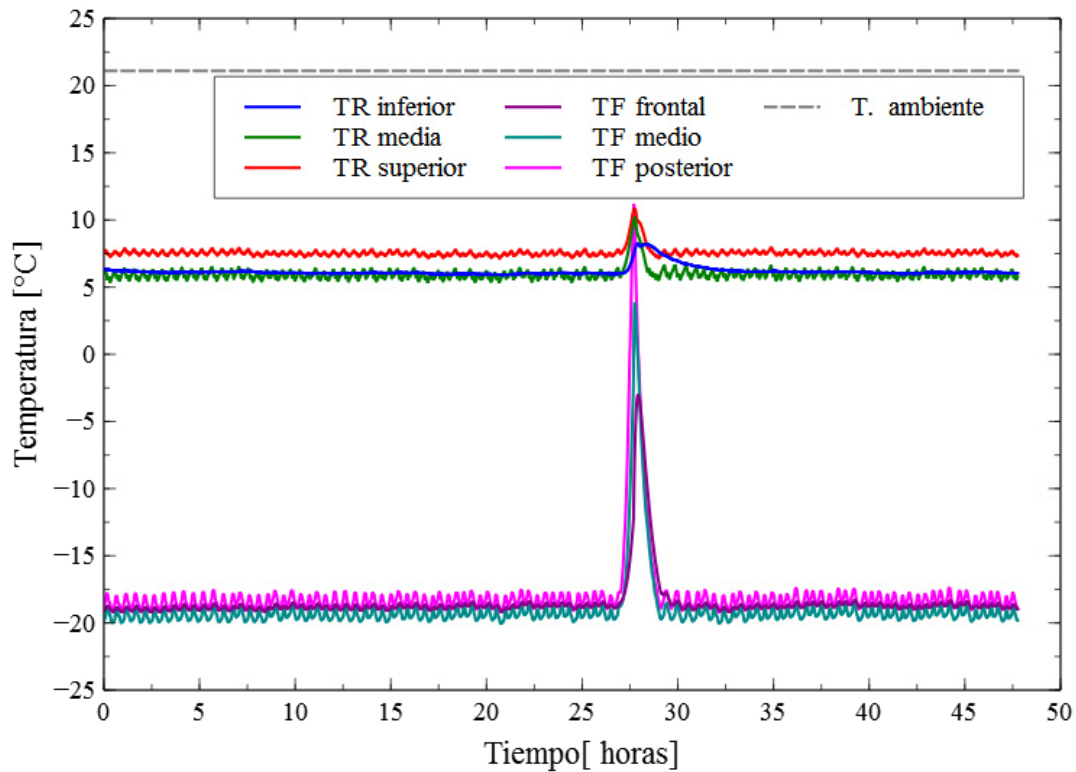


Figura 6.6: Prueba de monitoreo de temperatura durante 48 horas.

Durante los ensayos, las temperaturas en la zona del refrigerador se mantuvieron entre 5 y 8 °C, mientras que en la zona del congelador la temperatura osciló entre los 17 y 20 °C. Aproximadamente a las 27 horas de iniciada la prueba el refrigerador entra en la etapa de **período de deshielo**, en la cual una resistencia evita la formación de hielo en el evaporador. Este ensayo se realizó en la posición «media» del equipo.

Una vez realizado el monitoreo de temperaturas en las zonas del refrigerador y congelador, se procedió a la adaptación del dispositivo para posteriormente monitorear de nuevo las temperaturas en las zonas del refrigerador y ver si existen cambios en el funcionamiento del equipo.

## 6.4 ADAPTACIÓN DEL DISPOSITIVO AL REFRIGERADOR - CONGELADOR (R/C)

Una vez conocido el comportamiento del refrigerador en operación ordinaria, se realizaron modificaciones al refrigerador-congelador para la inclusión del sistema de enfriamiento acelerado diseñado. En esta sección se describe las modificaciones realizadas al equipo.

### 6.4.1 SELECCIÓN DEL VENTILADOR

Para lograr adaptar adecuadamente el dispositivo de enfriamiento acelerado, se requiere por lo menos, un flujo axial de aire a una velocidad de 1 a 2 m/s, tal como quedo demostrado en la etapa de experimentación en el calorímetro tipo túnel de viento. Por lo tanto, se hicieron modificaciones para colocar un ventilador que proporcionará este flujo a través de la espacio donde se encuentran las cavidades cilíndricas. Para determinar el ventilador más adecuado para el sistema, se realizó un estudio experimental en el cual, el objetivo ha sido determinar la curva de caída de presión existente en el espacio donde están contenidas las cavidades de prueba. Este estudio fue realizado en base a la norma « Air Movement and Control Association » AMCA 210: Laboratory Methods of Testing Fans for Ratings.

El objetivo es obtener una curva de caída de presión del espacio donde están contenidas las cavidades de prueba, por lo cual, se utilizo un túnel de viento, tal y como se muestra en la figura 6.7.



Figura 6.7: Túnel de viento para ensayos de ventiladores y cavidades (cortesía de Whirlpool, México)

El arreglo experimental para determinar la curva de caída de presión en la cavidad fue el siguiente:

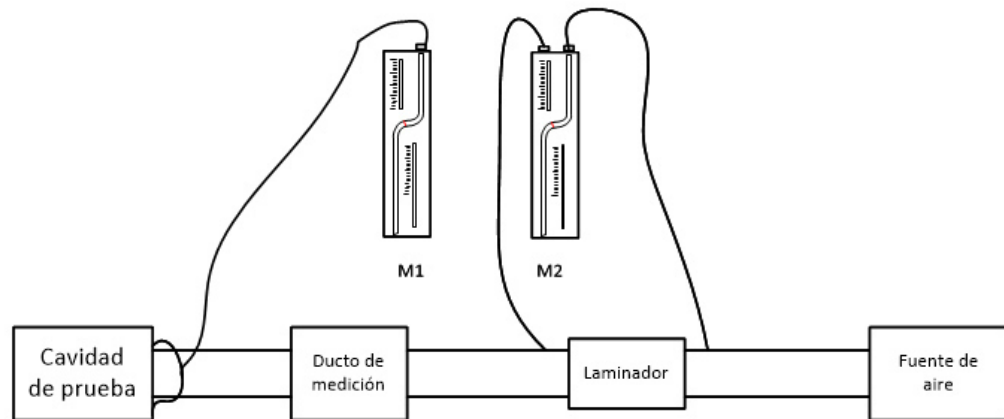


Figura 6.8: Arreglo experimental para determinar la curva de resistencia al flujo de la cavidad.

El arreglo experimental para determinar la curva de funcionamiento del ventilador fue la siguiente:

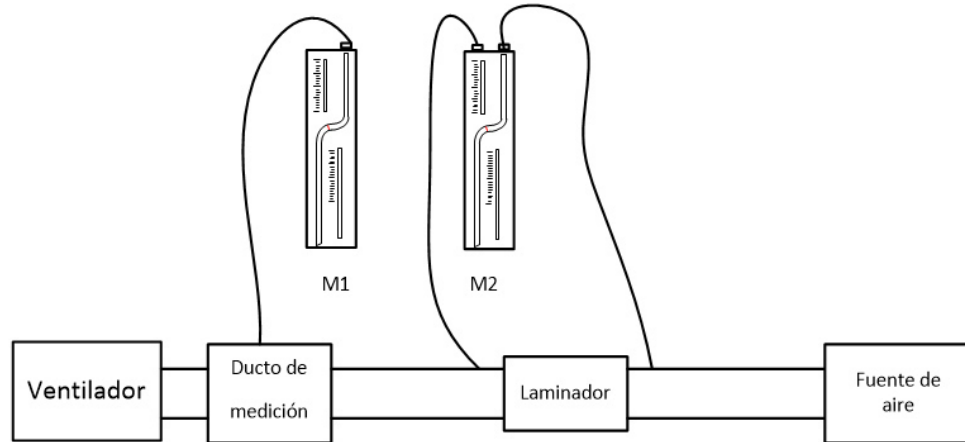


Figura 6.9: Arreglo experimental para determinar la curva de rendimiento del ventilador.

#### 6.4.1.1 METODOLOGÍA PARA LA RECOLECCIÓN DE DATOS

Para el ensayo se tienen dos manómetros diferenciales ( $M_1$  y  $M_2$ ) en los cuales se realizan la lectura de las caída de presión en el dispositivo a evaluar, el procedimiento fue el siguiente :

1. Instalar el dispositivo a evaluar.
2. Calibrar los  $M_1$  y  $M_2$  en cero, y el líquido al nivel indicado por la línea de color roja.
3. Mover la perilla del  $M_1$  al valor 10 (valor en centésimas que equivale a 0.01), al hacer esto el nivel del  $M_1$  disminuye.
4. Arrancar el ventilador del túnel e incrementar la velocidad hasta que el nivel del  $M_1$  regrese a su medición inicial (línea roja). Una vez verificado esto se pasa al  $M_2$  y por medio de la perilla se disminuye a nivel indicado (línea roja), se verifica la diferencia y se adquiere la lectura.

5. Se incrementa 10 centésimas más la perilla del  $M_1$ , se repete a partir del paso 2.

En los ensayos, adicionalmente se considero reducir el área de salida para ver la respuesta en la curva de caída de presión, por lo cual, en la tabla 6.2 se muestran las lecturas con un área del 100 %, mientras que en la tabla 6.3 se muestran las lecturas con un área de salida del 50 %.

Tabla 6.2: Datos de la sección de prueba con área de salida al 100 %

$\Delta P, M_1[inH_2O]$	$\Delta P1, M_2[inH_2O]$	$\Delta P2, M_2[inH_2O]$	$\Delta P3, M_2[inH_2O]$	$\Delta P4, M_2[inH_2O]$	$\Delta P_{Ave}, M_2[inH_2O]$
0.01	1.025	1.05	0.985	1.045	1.02625
0.02	1.335	1.405	1.4	1.305	1.36125
0.03	1.655	1.73	1.74	1.685	1.7025
0.04	1.97	1.935	1.9	1.917	1.9305
0.05	2.285	2.293	2.17	2.285	2.25825
0.06	2.54	2.594	2.51	2.546	2.5475
0.07	2.733	2.6	2.815	2.773	2.73025
0.08	2.89	2.745	2.784	2.785	2.801
0.09	2.935	3.015	3.017	3.05	3.00425
0.1	3.217	3.302	3.282	3.275	3.269

Tabla 6.3: Datos de la sección de prueba con área de salida al 50 %

$\Delta P, M_1[inH_2O]$	$\Delta P1, M_2[inH_2O]$	$\Delta P2, M_2[inH_2O]$	$\Delta P3, M_2[inH_2O]$	$\Delta P4, M_2[inH_2O]$	$\Delta P_{Ave}, M_2[inH_2O]$
0.01	0.691	0.558	0.7	0.879	0.707
0.02	1.185	1.52	1.085	1.1	1.2225
0.03	1.468	1.454	1.42	1.38	1.4305
0.04	1.747	1.735	1.69	1.725	1.72425
0.05	2.065	2.07	2.063	2.056	2.0635
0.06	2.2	2.195	2.107	2.047	2.13725
0.07	2.31	2.255	2.246	2.26	2.26775
0.08	2.534	2.53	2.545	2.51	2.52975
0.09	2.7	2.725	2.73	2.727	2.7205
0.1	2.942	2.8	2.905	2.9	2.88675

## 6.4.1.2 RESULTADOS DE LA PRUEBA

Una vez recolectados los datos de la prueba se utilizó el siguiente modelo matemático:

$$Q = (B * \Delta p_B) + (C * \Delta p_B^2) \quad (6.3)$$

donde:  $B= 20.606$ ; y  $C=-0.105$ .

Con este modelo podemos calcular el flujo que pasa a través de la sección de prueba y obtener una curva de caída de presión de la cavidad, para un área de salida de 50 % y del 100 %, tal y como se muestra en la figura 6.10.

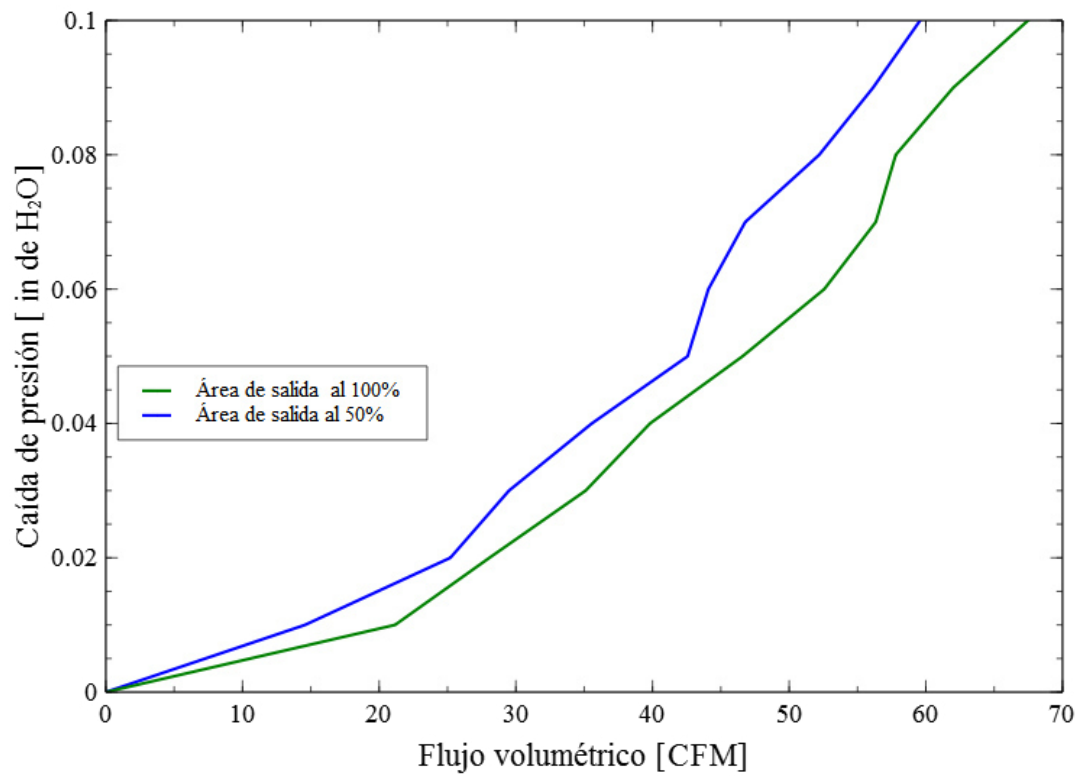


Figura 6.10: Curvas de caída de presión por cada área de prueba.

Posteriormente, se realizan ensayos a un ventilador para determinar su punto de operación en función de las caídas de presión de la sección de prueba, por lo cual, se realizó una metodología similar a los ensayos de caída de presión obteniendo los valores mostrados en la tabla 6.4.

Tabla 6.4: Datos de la curva característica del ventilador

$\Delta P[in\ de\ H_2O]$	Flujo volumétrico [CFM]	Velocidad [ $\frac{m}{s}$ ]
0	56.9937042	3.426501016
0.01	46.6371095	2.803855361
0.02	43.7570731	2.630705576
0.03	41.599272	2.500977078
0.04	39.7218471	2.388104991
0.05	35.1924215	2.115792783
0.06	31.1596735	1.873341177
0.07	27.7486687	1.668269203
0.08	25.9799261	1.561931172
0.09	23.2525464	1.397959213
0.1	21.4186074	1.287701529

A partir de los datos obtenidos de la tabla 6.4, se obtiene la curva de operación del ventilador, por lo cual, en la figura 6.11 se puede observar el punto de cruce de las curvas de impedancia o resistencia a flujo de la sección de prueba, en relación a la curva de operación del ventilador, dando como resultado, el punto de operación del ventilador. Posteriormente, conociendo el punto de operación del ventilador se presenta la problemática de conocer las velocidades a las que se encuentran expuestas las cavidades de prueba, y así, garantizar reproducir las condiciones que se presentaron en el calorímetro tipo túnel de viento, para lo cual, se desarrollará el modelado computacional para determinar la distribución de velocidades en dicha sección.

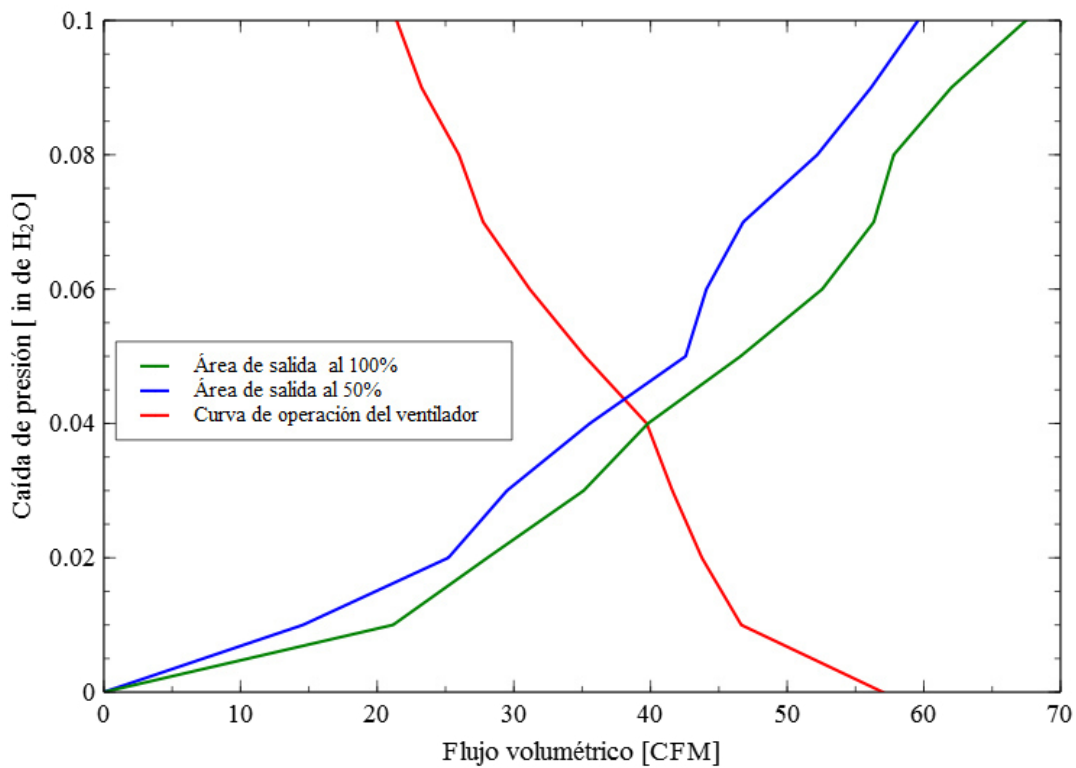


Figura 6.11: Curvas de caída de presión y determinación del punto de operación del ventilador.

#### 6.4.1.3 ESTUDIO MEDIANTE DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL (CFD) DE LA CAVIDAD DE PRUEBA

El objetivo del estudio mediante CFD, es visualizar la distribución del flujo de aire incidente sobre las cavidades cilíndricas de prueba y conocer las velocidades que hay dentro de la cavidad, para así determinar, si el flujo de aire proporcionado por el ventilador es el adecuado para tener velocidades aproximadas a las velocidades desarrolladas en la primera fase de la experimentación (1 m/s a 2 m/s).

El modelo de la cavidad de la sección de prueba fue desarrollado mediante un

software comercial ( SolidWorks), cuyas dimensiones internas son: ancho de 21 cm, largo de 37 cm, altura:26 cm y espesor de pared de 1 cm.

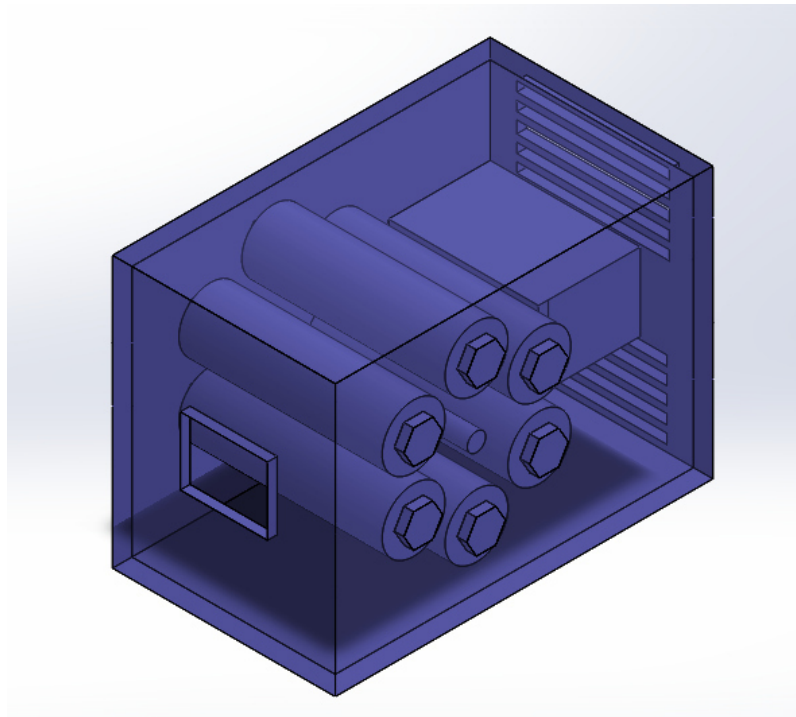


Figura 6.12: Cavity desarrollada para la simulación mediante CFD

El modelo de la cavidad se importó al código Ansys Fluent para el proceso de corte, y para definir la geometría que se estableció para el caso de estudio.

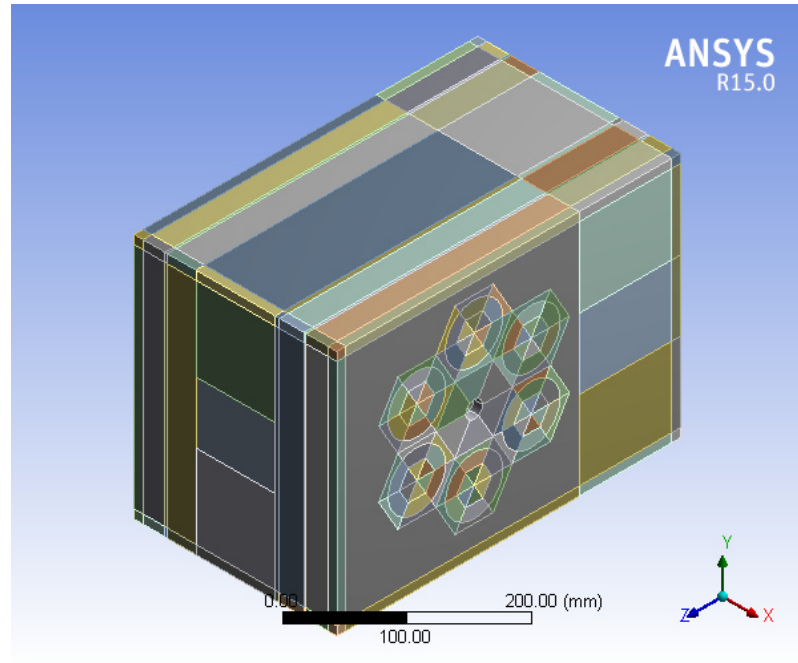


Figura 6.13: Cortes de la cavidad.

Después de los cortes, se procede a mallar las geometrías (ver figura 6.14), la cual tiene las siguientes características.

- Nodos: 5 628 838
- Elementos: 5 524 876

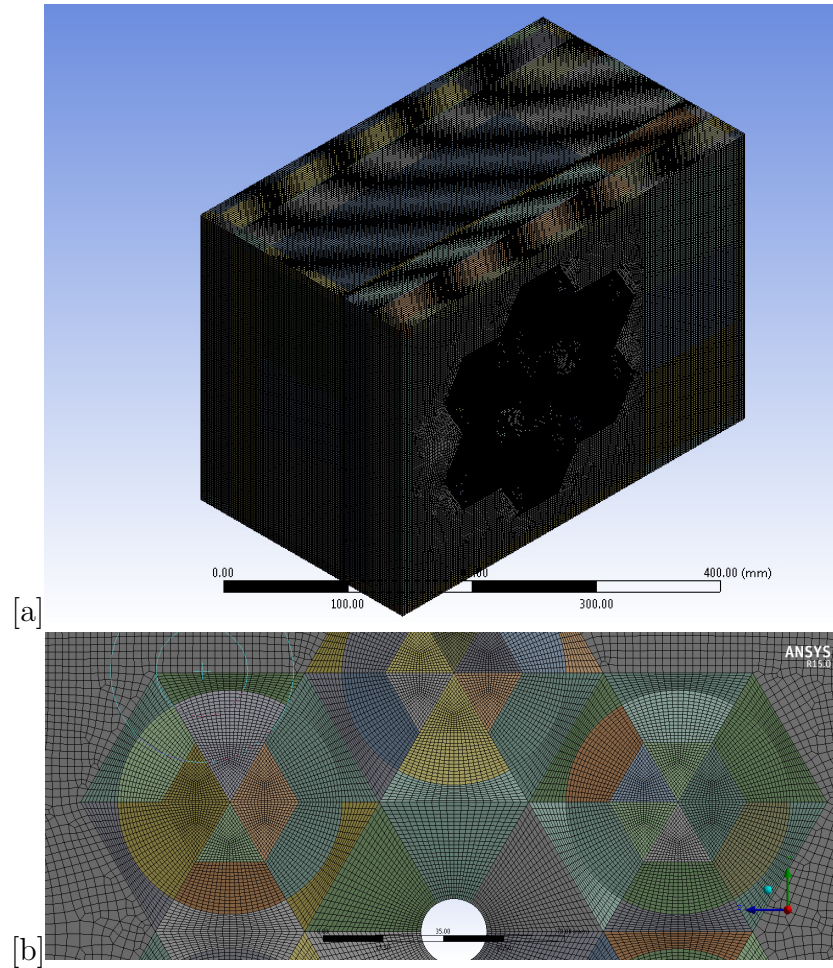


Figura 6.14: Mallado de la cavidad Modelada

Los parámetros utilizados en esta simulación se definieron en base a las condiciones dentro de la cavidad, el fluido es aire a  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  y el cual tiene las siguientes propiedades termofísicas (ver tabla 6.5).

Tabla 6.5: Propiedades del aire a  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$

$\rho$ [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	$\mu$ [ $\frac{Ns}{m^2}$ ]	$\nu$ [ $\frac{m^2}{s}$ ]
1.3100121	$1.68675 \times 10^{-05}$	$1.30553 \times 10^{-5}$

En la tabla 6.6, se muestra el punto de operación del ventilador obtenido a partir de la gráfica de la figura 6.11, éstos valores fueron seleccionados debido a que en ese punto, es donde existe la intersección de la curva del ventilador y la curva de resistencia del aire en la cavidad.

Tabla 6.6: Punto de operación del ventilador.

$\Delta P$ (in de $H_2O$ )	Flujo volumétrico (CFM)	Velocidad ( $\frac{m}{s}$ )
0.04	39.7218471	2.388104991

Para determinar el tipo de flujo dentro de la cavidad, se calcula el número de Reynolds en base a la geometría de la entrada de la cavidad, la cual es de una geometría rectangular.

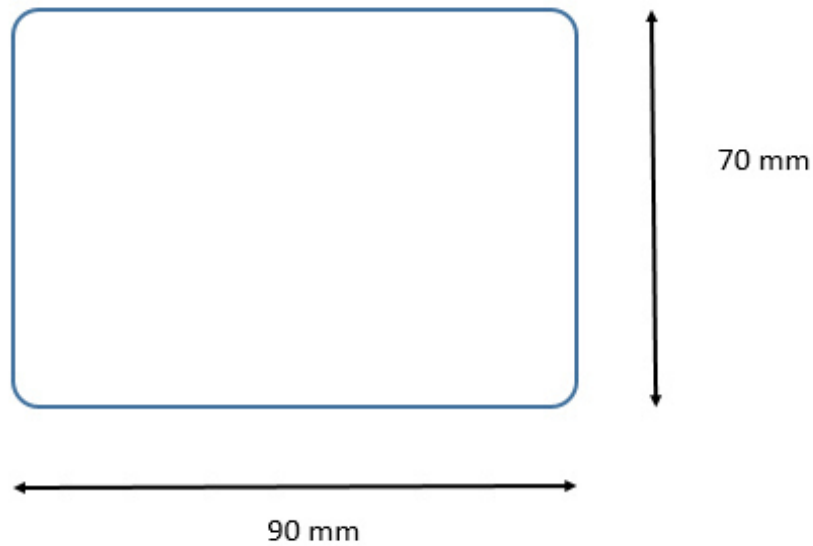


Figura 6.15: Geometría de entrada.

En base a la geometría se calcula el diámetro hidráulico de la sección:

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4(6.3 \times 10^{-3})}{0.230m} = 0.7875m$$

$$Re = \frac{(2.38 \frac{m}{s})(0.7885m)}{1.30553 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s}}$$

$$Re = 14,356.23$$

Por lo tanto el régimen en el que se encuentra el flujo de entrada tiene características de flujo turbulento. Posteriormente la metodología a seguir para llevar a cabo las simulaciones es a siguiente:

- Primeramente, se procede a definir las condiciones en la cual se realizará el experimento, en este caso, a partir de los datos obtenidos de la curva característica del ventilador y las propiedades del fluido a la temperatura indicada.
- Ya conocidos las propiedades, se define realizar un modelo 3D y el modelo a utilizar en este caso ha sido el modelo de turbulencia  $k-\varepsilon$ .
- Se define la temperatura del flujo del aire y la condición de no deslizamiento en las paredes.
- En la salida de la cavidad se define una caída de presión de 0 Pa.

#### 6.4.1.4 RESULTADOS

**Simulación 1: Velocidad 2.38 m/s** En este proceso de simulación (ver figura 6.16) se muestra la distribución de velocidades del flujo de entrada, el cual, comienza a trasladarse a través de las cavidades cilíndricas de prueba, mostrando una pequeña zona donde la velocidad es casi nula, la cual es conocida como punto de estancamiento. También se muestra un incremento de velocidad a través del espacio entre cavidades, lo cual, en base a una ardua labor de estudio del estado del arte se

establece que es un factor importante para el mejoramiento de la transferencia de calor. Es importante destacar que en base al modelado computacional realizado, se define que los patrones de velocidad, en la zona mas alejada de la entrada, oscilan entre 0 y 1.5 m/s, por lo cual, es posible establecer que la transferencia de calor en esta zona será distinta a la de la zona mas próxima a la entrada de la cavidad.

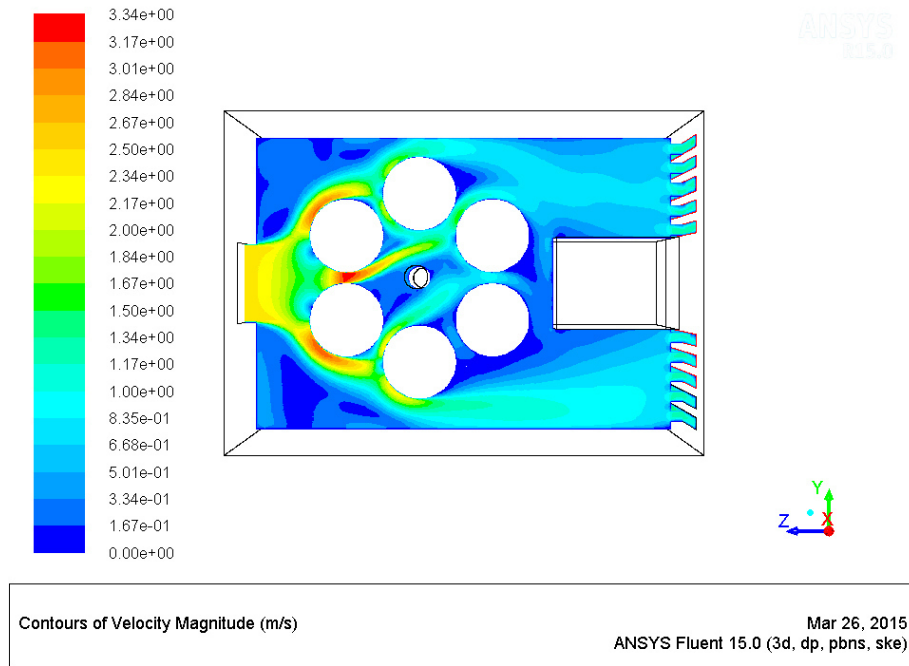


Figura 6.16: Contorno de velocidad en eje X medio,  $V_{in} = 2.38\text{m/s}$

**Simulación 2: Velocidad 3.57 m/s** en este proceso de simulación (ver figura 6.17) se realizó una variación en la velocidad de entrada, incrementando un 50 % más ésta, con el fin de visualizar su efecto en la zona de prueba. En la figura 6.17 se muestra una distribución de velocidades con valores alrededor del orden de 3.5 m/s, las cuales comienzan a incrementarse a través de los cavidades cilíndricas más cercanas a la entrada, alcanzando velocidades de hasta 5 m/s, mientras que en las cavidades más alejadas el flujo de aire incide a una velocidad del orden de 1.5 m/s.

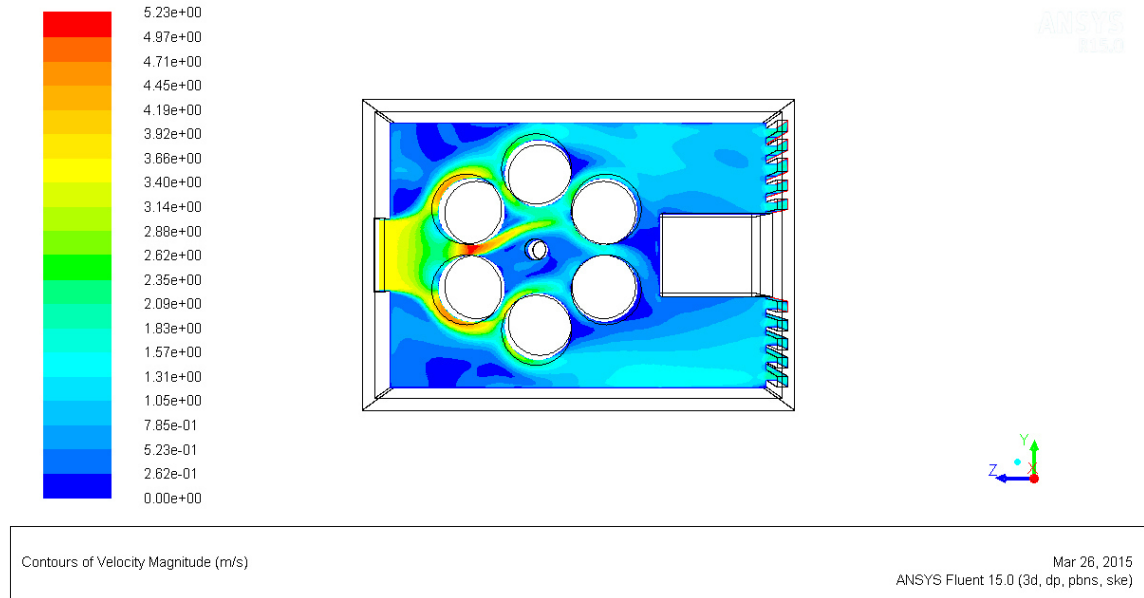


Figura 6.17: Contorno de velocidad en eje X medio;  $V_{in} = 3.57\text{m/s}$

### Simulación 3: Velocidad 4.77 m/s

En este proceso de simulación se duplicó la velocidad de entrada definida en la primera simulación, obteniendo un perfil de velocidades (ver figura 6.18), en el cual, entre la separación entre las cavidades, se muestran velocidades del orden de 5 y 7 m/s, mientras que en la parte mas alejada su velocidad es del orden de 1.5 y 2 m/s.

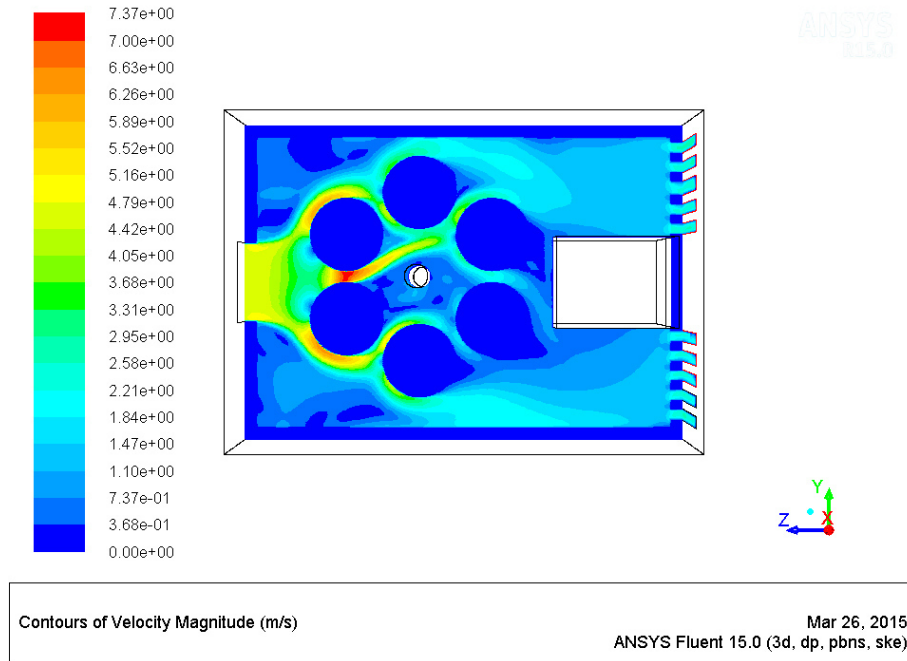


Figura 6.18: Contorno de velocidad en eje X medio;  $V_{in} = 4.77m/s$

Una vez desarrollados los ensayos en el túnel de viento y las simulaciones de la distribución de velocidades en la sección de prueba, se concluye que el ventilador que utilizamos en los ensayos en el túnel, es capaz de generar la velocidad requerida en la sección de prueba y se tiene una premisa de lo que podría suceder en el ensayo experimental del dispositivo, dentro del sistema de enfriamiento (refrigerador - congelador).

#### 6.4.2 DESCRIPCIÓN DE LA ADAPTACIÓN DEL DISPOSITIVO

El dispositivo se adapta en la parte central de la zona del refrigerador, para aprovechar el ducto central del aparato, el cual está conectado a la zona del congelador, y mediante el ventilador, trasladar el aire con menor energía hacia la cavidad, tal y como se muestra en la figura 6.19

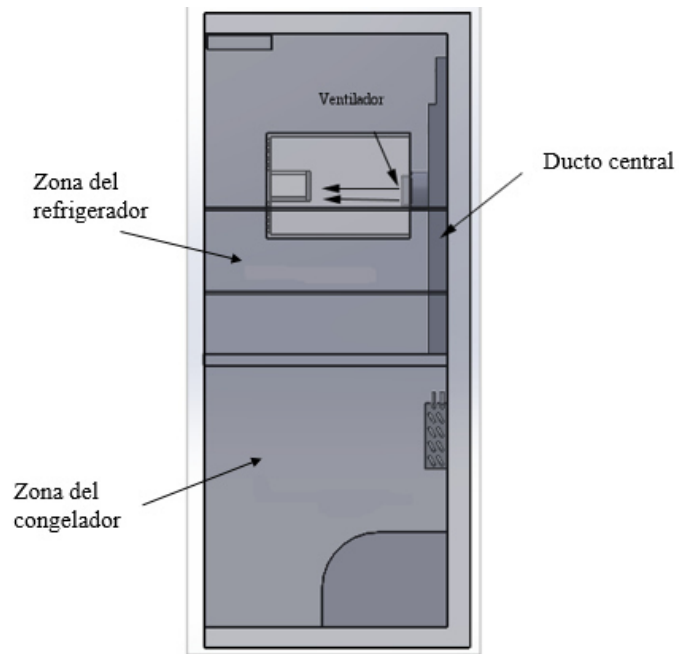


Figura 6.19: Diagrama esquemático de adaptación del dispositivo de enfriamiento

EL ducto fue modificado (figura 6.20) con la intención de instalar el ventilador que será utilizado en el dispositivo, para así dirigir el flujo de aire a través del área de prueba.



Figura 6.20: Zona de modificación del ducto

## 6.5 ENSAYOS EXPERIMENTALES AL DISPOSITIVO DE ENFRIAMIENTO ACELERADO DENTRO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

A partir del análisis realizado anteriormente, se procede a la realización de los ensayos experimentales del refrigerador-congelador dentro de la cámara climática, cuya metodología se basa en lo siguiente:

- Verificar el funcionamiento del equipo de adquisición de datos(Compaq DAQ) de la cámara de ambiente controlado y la estabilización de la temperatura de la cámara climática, a una temperatura consigna de 21.1°C.
- Iniciar el programa en Lab view y esperar que el refrigerador se encuentre en una condición térmica estable, en la cual, la temperatura del aire dentro de la zona del congelador debe estar a -20°C.
- Verificar el funcionamiento del programa de adquisición de datos de las cavidades cilíndricas de prueba.
- Colocar el dispositivo con las cavidades cilíndricas dentro de la zona del refrigerador, activar el dispositivo de enfriamiento acelerado y monitorear el tiempo que tarda en disminuir por debajo de los 5 °C.
- Una vez obtenidos los datos se post-procesan para representar gráficamente el comportamiento (disminución) de la temperatura en el interior de las cavidades cilíndricas.

## 6.6 RESULTADOS

Los resultados obtenidos de los ensayos realizados fueron los siguientes:

### 6.6.1 PRIMERA FASE DE ENSAYOS EXPERIMENTALES DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ACELERADO

Durante la primera fase de pruebas se observó un comportamiento muy similar en los cilindros, al inicio, la temperatura monitoreada indicaba un valor de  $21^{\circ}\text{C}$  aproximadamente, y al transcurrir un tiempo del orden de 30 a 35 minutos, la temperatura de los cilindros era del orden de los  $15^{\circ}\text{C}$  (ver figura 6.21). Además, se logra apreciar el incremento de la temperatura de la zona del congelador conforme la temperatura de los cilindros comienza a disminuir, aún así, no se alcanza el objetivo de disminuir la temperatura por debajo de los  $5^{\circ}\text{C}$ , por lo cual, se procedió a investigar la causa por lo cual no funcionaba el dispositivo tal y como en las pruebas realizadas en el calorímetro tipo túnel de viento. Asimismo se utilizó un ventilador con mayor potencia, sin lograr enfriar los cilindros por debajo de los  $15^{\circ}\text{C}$ .

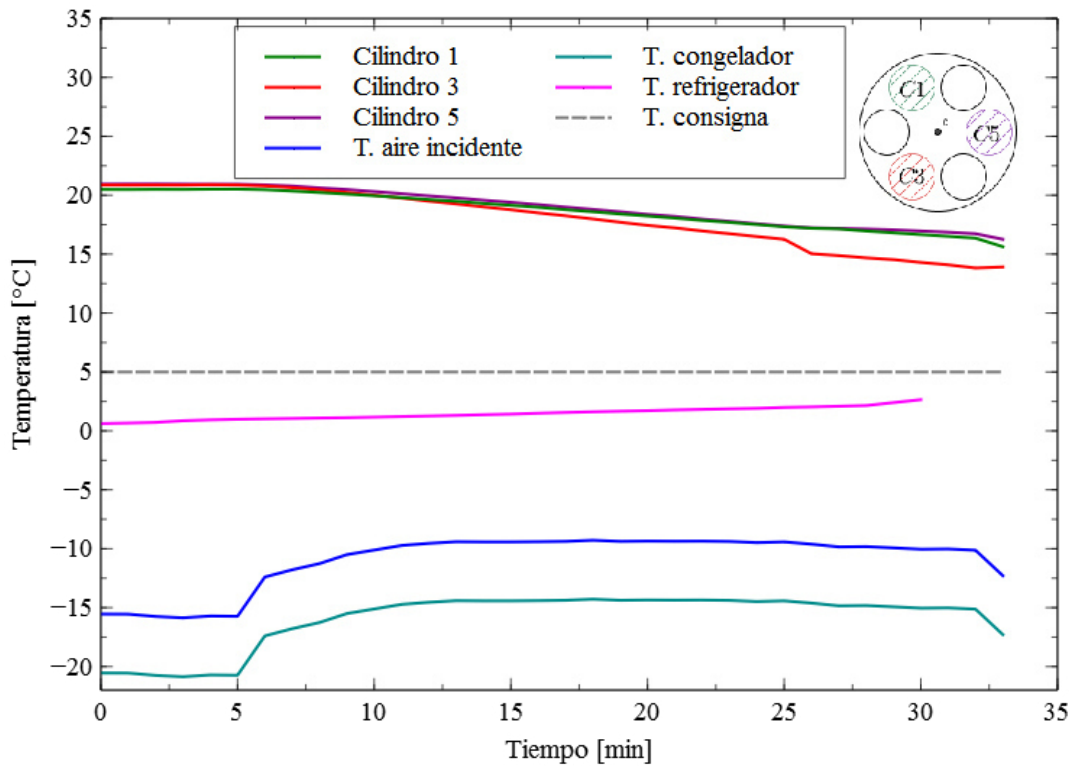


Figura 6.21: Temperatura de los cilindros en el dispositivo de enfriamiento acelerado / fase 1

Dentro de las posibles soluciones al problema, se enumeran las siguientes:

- El flujo dentro del dispositivo no es el adecuado debido a las dimensiones internas del ducto de ventilación central, ya que su área es aproximadamente de  $15 \text{ cm}^2$  (largo x ancho /  $10 \text{ cm} \times 1.5 \text{ cm}$ ), por lo tanto, incrementar las dimensiones ayudará a promover un mejor flujo de aire.
- Incrementar el área de entrada al ducto principal para favorecer el flujo (ver figura 6.22a).

- Utilizar el ventilador de mayor potencia, para evitar las caídas de presión a lo largo del ducto (ver figura 6.22b).

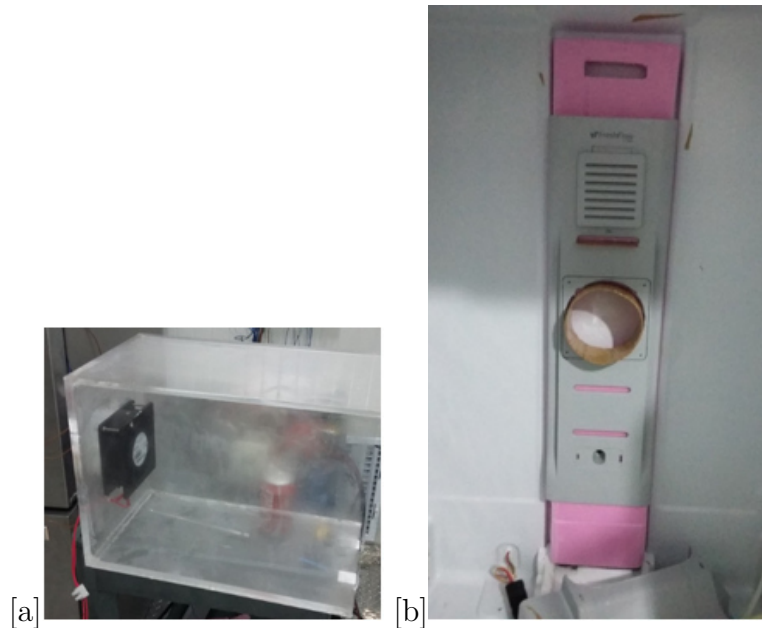


Figura 6.22: Modificaciones para la segunda fase de ensayos: a) Ventilador VN6-117M firma Steren, b)Modificación del ducto

### 6.6.2 SEGUNDA FASE DE ENSAYOS EXPERIMENTALES PARA EL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO ACELERADO

Durante esta fase se realizaron las modificaciones anteriormente descritas, los resultados obtenidos fueron los siguientes:

Durante estos ensayos se realizó un monitoreo previo del comportamiento de las temperaturas del refrigerador durante un tiempo de 48 horas antes del ensayo, con el objetivo de observar si existían cambios en las temperaturas de las cavidades (ver figura 6.23).

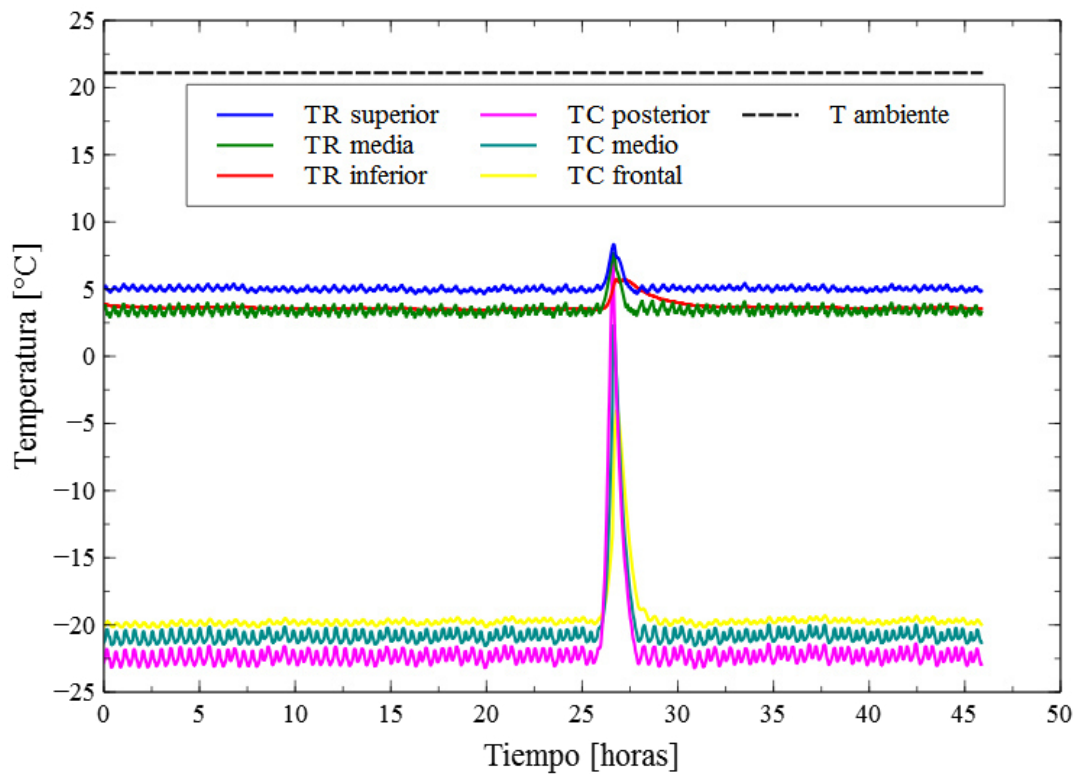


Figura 6.23: Comportamiento de las temperaturas en el interior del refrigerador previo al ensayo.

### Ensayo experimental

Al inicio del ensayo, según se muestra en la figura 6.24 la temperatura inicial de las cilindros es de  $21.1^{\circ}\text{C}$ , se observa una disminución de la temperatura de los cilindros hasta alcanzar la temperatura objetivo de la prueba. El primer cilindro en alcanzar la temperatura es el cilindro 3, el cual se encuentra en la parte más cercana a la entrada de la cavidad, por lo cual, su disminución de temperatura se debe a que la velocidad del aire es mucho mayor en esta área tal y como se predijo en base a la simulación realizada anteriormente, por otro lado los cilindros más alejados de la zona de entrada del aire incidente presentan una curva de disminución de

temperatura distinta, tardando más tiempo en disminuir su temperatura. Se concluye que el enfriamiento de los cilindros es diferente, tal como se vio anteriormente en la teoría de convección forzada en cilindros, la velocidad del aire, es factor importante para la transferencia de calor, sin embargo, a pesar de haber mejorado el proceso de enfriamiento, el tiempo que tardan los cilindros en alcanzar la temperatura por debajo de los  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  es del orden de 35 a 40 minutos, muy por encima de lo esperado. La temperatura en la cavidad del refrigerador inicio aproximadamente entre  $2.5$  y  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$  y al transcurrir el desarrollo del ensayo alcanzó los  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$  aproximadamente, lo cual se debe principalmente al calor transferido de los cilindros a los alrededores.

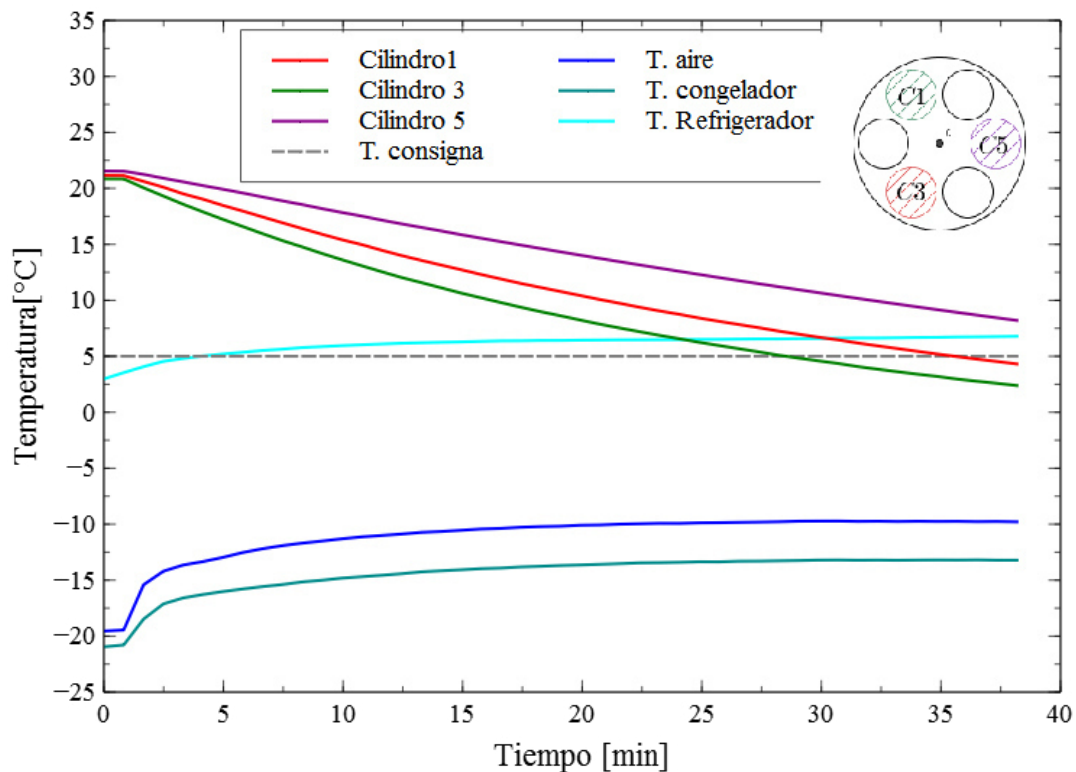


Figura 6.24: Temperatura de los cilindros en el dispositivo de enfriamiento / fase 2.

A pesar de utilizar el compresor del refrigerador-congelador a su máxima capacidad de enfriamiento, y haber realizado las modificaciones al ducto principal, el

tiempo de enfriamiento de las cavidades cilíndricas de prueba es muy similar a la curva de enfriamiento resultante del proceso de enfriamiento del cilindro realizado dentro de la zona del congelador, tal y como se muestra en la figura 6.25, donde el objetivo de las pruebas del dispositivo es obtener una curva de disminución de temperatura similar a la curva obtenida en las pruebas con el calorímetro tipo túnel de viento.

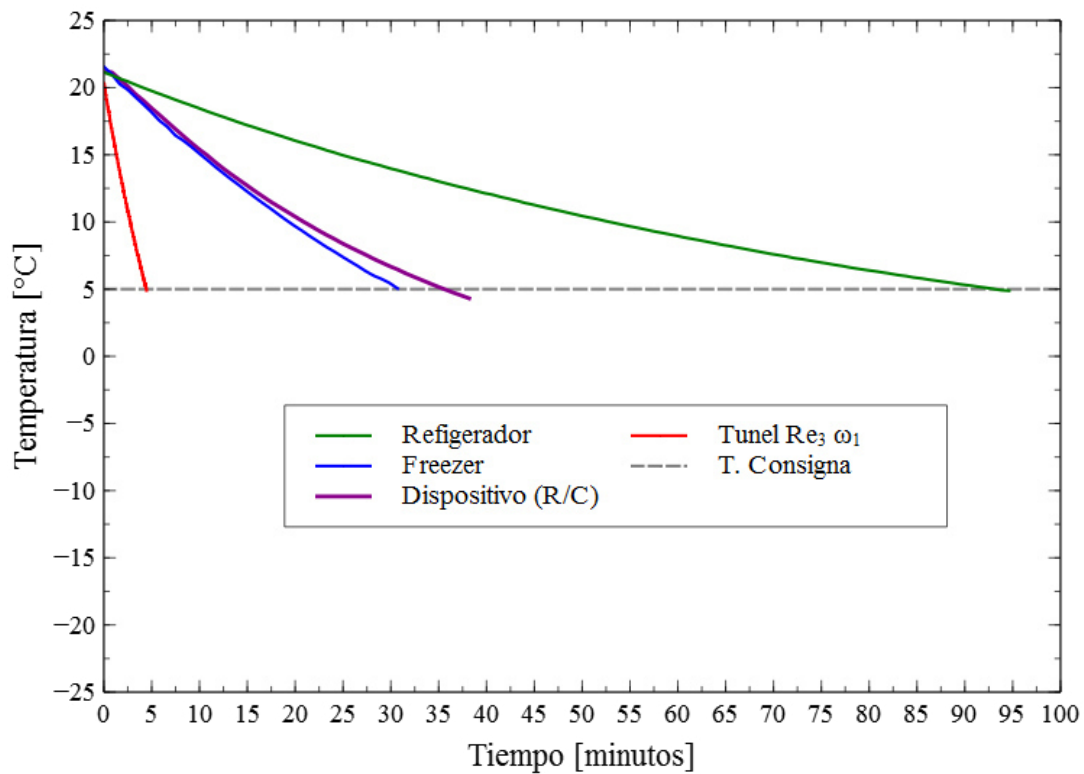


Figura 6.25: Análisis comparativo de las curvas de disminución de temperatura de las cavidades cilíndricas.

Una de las principales causas que afectan el funcionamiento del dispositivo es, la inadecuada re-circulación del aire al dispositivo, ya que a pesar que el refrigerador cuenta con ductos de retorno al congelador, estos fueron diseñados con el fin de regresar flujos pequeños de aire, debido a que hay diversos obstáculos (tanque de

almacenamiento del dispensador del agua, caja para los vegetales, entre otros), que provocan mínima movilidad del aire hacia el congelador, por lo cual, se genera una gran caída importante de presión, lo cual genera que las revoluciones del ventilador disminuyan y por ende el flujo incidente de aire sobre los cilindros contenga una menor velocidad a la esperada, disminuyendo la transferencia de calor por convección y que el tiempo de enfriamiento sea mayor al esperado.

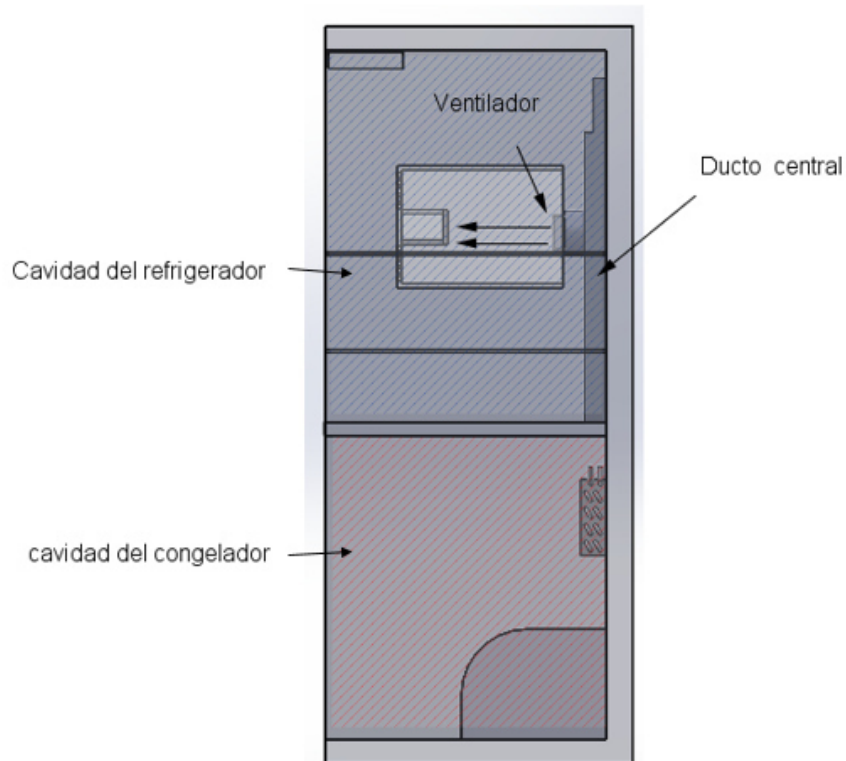


Figura 6.26: Diagrama esquemático de la zona de caída de presión.

Debido a que no es posible realizar grandes modificaciones al refrigerador-congelador, se propuso utilizar un congelador de la firma Whirlpool, mod. WC22014Q (ver figura 6.27), para evaluar el funcionamiento del dispositivo de enfriamiento acelerado en condiciones de cero obstáculos y las caídas de presión consideradas inicialmente en la parte interna del dispositivo.



Figura 6.27: Congelador horizontal mod. WC22014Q

## 6.7 PRUEBAS REALIZADAS EN EL CONGELADOR MOD.WC22014Q

El congelador de la firma Whirlpool modelo WC22014Q, es un congelador horizontal de 22 pies cúbicos, con capacidad de 609.97 L y tiene termostato ajustable de temperatura con rango de  $-12.5$  a  $-31^{\circ}\text{C}$ , en el cual, se pretende instalar el dispositivo de enfriamiento acelerado, tal y como se muestra en la figura 6.28, dentro del congelador para la realización de los ensayos experimentales.

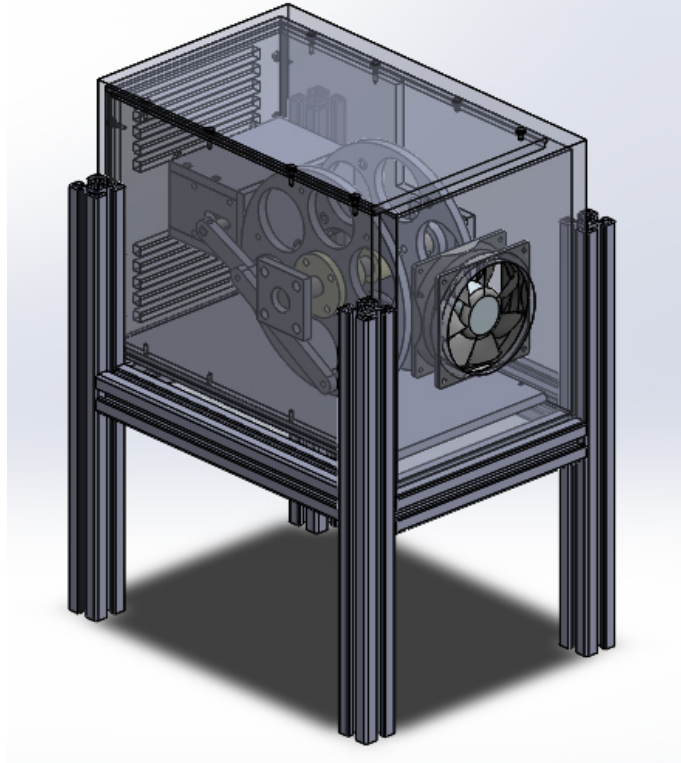


Figura 6.28: Diagrama esquemático del arreglo experimental que se colocará en el congelador horizontal

### 6.7.1 METODOLOGÍA DEL ENSAYO EXPERIMENTAL

La metodología del ensayo experimental fue muy similar a la planteada en los experimentos realizados anteriormente, la única diferencia fue que en este ensayo se instrumentaron las seis cavidades cilíndricas, por lo que se propuso la siguiente metodología:

- Verificar el funcionamiento del Compaq DAQ para la adquisición de datos de temperatura dentro del refrigerador-congelador, así como el funcionamiento de la cámara climática a una temperatura consigna de  $21.1^{\circ}\text{C}$ .
- Iniciar el programa en Lab view y esperar que el congelador se encuentre en

una condición térmica estable, en la cual la temperatura del aire dentro de la zona del congelador fue previamente establecida a  $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

- Verificar el funcionamiento del programa de adquisición de datos en las cavidades cilíndricas de prueba.
- Colocar el dispositivo con las cavidades cilíndricas dentro del congelador y activar el dispositivo, así como monitorear el tiempo que lleva el disminuir la temperatura por debajo de los  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ .
- Una vez obtenidos los datos se post-procesan para representarlos gráficamente y evaluar la disminución de la temperatura en el interior de las cavidades cilíndricas.

### 6.7.2 RESULTADOS DE LOS ENSAYOS EXPERIMENTALES

Una vez adquiridos los datos de la prueba, se realizó el post-procesamiento de ellos y se mostraron los resultados siguientes:

Al inicio del ensayo, la temperatura de las cavidades cilíndricas se encontraba a  $21^{\circ}\text{C}$  y conforme la transición del ensayo fue notoria la disminución de la temperatura con una rapidez mucho mayor al de los ensayos experimentales anteriormente realizados, tal y como se muestra en la figura 6.29, en la cual, se muestra el tiempo transcurrido en el que la temperatura de las cavidades cilíndricas más cercanas al área de entrada de prueba, alcanzaron una temperatura inferior a los  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ésto sucedió aproximadamente a los 10 minutos de iniciado el ensayo, mientras que el resto de los cilindros alcanzaron esta temperatura a un tiempo de 15 a 18 minutos, la ganancia de temperatura dentro del congelador, se refleja en la temperatura del aire incidente, la cual incrementa de  $-23$  a  $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ , lo cual representa un factor importante a considerar, ya que logrando tener un control de esta temperatura se podría disminuir aún más el tiempo de enfriamiento. Esta prueba demuestra que el tiempo en

los procesos de enfriamiento puede llegar a disminuirse mediante convección forzada y un patrón de agitación adecuado.

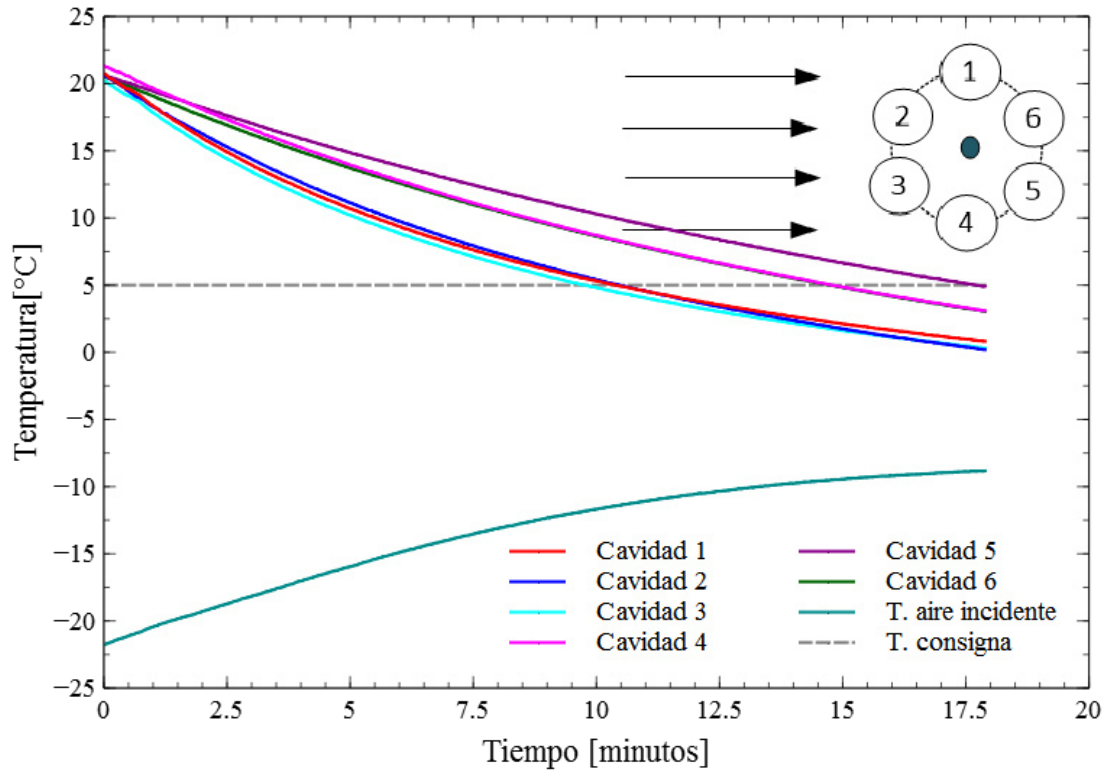


Figura 6.29: Temperatura en el ensayo experimental realizado dentro del congelador horizontal

Se ha demostrado que el dispositivo de enfriamiento funciona adecuadamente en el congelador horizontal modelo WC22014Q, mostrando un tiempo menor para la disminución de temperatura en comparación con los resultados obtenidos durante los ensayos con el refrigerador-congelador modelo WRF560SEYM00. Se puede comparar el funcionamiento del dispositivo en las diferentes etapas de experimentación de este trabajo, tal como se muestra en la figura 6.30.

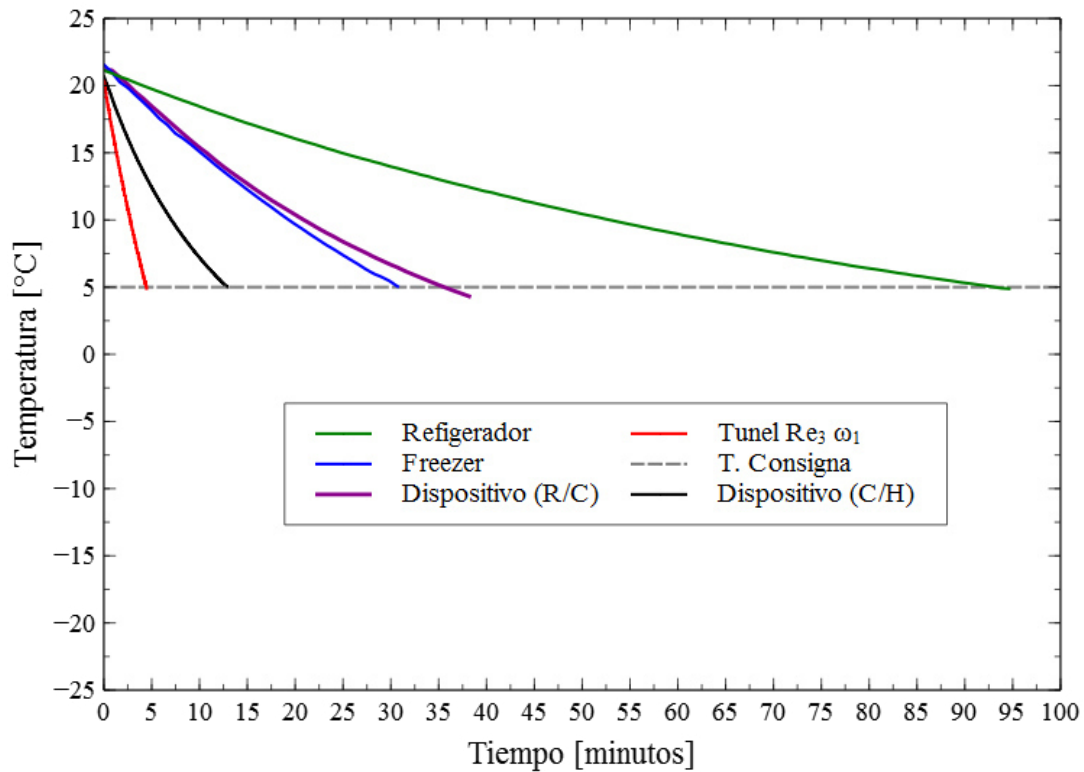


Figura 6.30: Análisis comparativo de temperaturas en las diferentes etapas de experimentación.

En la gráfica se muestra que el tiempo de enfriamiento requerido en los ensayos experimentales del dispositivo de enfriamiento acelerado en el congelador horizontal, es casi 2 veces más rápido en comparación a el tiempo de enfriamiento en el congelador, así como en los ensayos del dispositivo efectuados en sistema de refrigeración (R/C), mientras que al comparar el tiempo de enfriamiento del cilindro en la zona del refrigerador, el dispositivo de enfriamiento acelerado logra enfriar 6.3 veces más rápido. La diferencia entre el tiempo de enfriamiento en el calorímetro tipo túnel de viento y el dispositivo dentro del congelador horizontal radica en que en el túnel, la temperatura del aire incidente mantiene sin cambio, mientras que dentro del congelador la ganancia de energía se ve reflejada en el aire incidente, debido a que la

prueba en el túnel se utilizó una masa de aire mucho mayor y por lo tanto, se tiene una mayor inercia térmica al cambio de temperatura.

## CAPÍTULO 7

# CONCLUSIONES

---

Se logró desarrollar un dispositivo que permite la disminución en los tiempos de enfriamiento para fluidos dentro de cavidades cilíndricas expuestas a un flujo cruzado a baja temperatura, mediante convección forzada y un patrón de agitación oscilatorio, el cual produce un flujo inercial en el fluido dentro de la cavidad, manteniendo una diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido. En la búsqueda de la adaptación de este dispositivo a un refrigerador – congelador, no se logró tener un rendimiento óptimo en cuanto a los tiempos requeridos para la disminución de la temperatura, debido a que la recirculación a través del refrigerador requería modificaciones de los ductos de retorno, lo cual conlleva a grandes modificaciones en el proceso de producción en serie del refrigerador. Sin embargo, al colocar el dispositivo en un congelador horizontal, donde la recirculación del aire incidente en las cavidades cilíndricas era la adecuada, se demostró que el dispositivo lograba disminuir los tiempos de enfriamiento de 6 cilindros aproximadamente 15 a 17.5 minutos, 6.5 veces más rápido que en un refrigerador y 2.3 veces más rápido que en un congelador.

Se propuso una metodología de ensayo para desarrollar un modelo físico experimental, el cual mediante la utilización de un calorímetro tipo túnel de viento, se logró identificar los principales parámetros que incrementan la rapidez de transferencia de calor en cuerpos cilíndricos, que principalmente son la velocidad de flujo

del aire incidente con un número de Reynolds del orden de 9565, el cual al combinarlo con un patrón de agitación a una velocidad angular de 1 revolución por minuto (6.28 rad/s) y un desplazamiento oscilatorio de 90 °C permitieron una disminución de temperatura en un tiempo aproximado de 7 minutos, siempre que la temperatura del aire incidente permanezca constante.

Se logró diseñar un prototipo experimental, el cual se adaptó a un mecanismo de cuatro barras, el cual se diseñó para reproducir el movimiento oscilatorio más adecuado el cual se estableció durante la etapa de experimentación del modelo físico, y considerando las fuerzas, velocidades y aceleraciones desarrolladas en el mecanismo, así como los momentos de inercia y el torque requerido por el motor accionador del mecanismo en distintas posiciones de funcionamiento, a partir de un código en Matlab.

Se recolectaron datos del comportamiento de las temperaturas internas del refrigerador – congelador (R/C), antes y durante el ensayo de sistema de enfriamiento acelerado para observar su comportamiento, el cual demuestra un incremento de temperatura de 2.5 a 7 °C, al finalizar el ensayo en la posición «cold» a máxima capacidad del compresor.

## CAPÍTULO 8

# TRABAJO FUTURO

---

Con el fin de enriquecer el trabajo realizado en la presente tesis, así como acrecentar sus alcances, se propone la optimización del mecanismo, utilizando técnicas de re-diseño para la reducción del material, utilizando estudios de análisis de cargas, resistencia y fatiga, garantizando la resistencia de cada uno de los elementos, además de la disminución del momento de inercia lo cual conlleva un menor consumo de energía por parte del motor eléctrico.

Otro punto para enriquecer este trabajo incluye un estudio de las velocidades desarrolladas dentro de la cavidad del dispositivo que ayude a medir la transferencia de calor por convección de una manera más adecuada, ya sea mediante anemometría láser o colocación de anemómetros en distintos puntos de la cavidad, entre otros.

Desarrollar un modelo matemático que describa el fenómeno de la convección forzada en cilindros con un movimiento oscilatorio circular a partir de un eje y expuestos a un flujo cruzado, ya que en la literatura no existe una información de flujo cruzado en cilindros con este tipo de movimiento.

## APÉNDICE A

# INFORMACIÓN ADICIONAL

---

### A.1 CÓDIGO EN MATLAB PARA SOLUCIÓN DEL MECANISMO

En este apéndice se describe el código en Matlab utilizado para la obtención de posición, velocidades, aceleraciones normales, aceleraciones tangenciales, aceleraciones del centro de gravedad y el torque necesario para el accionamiento del mecanismo.

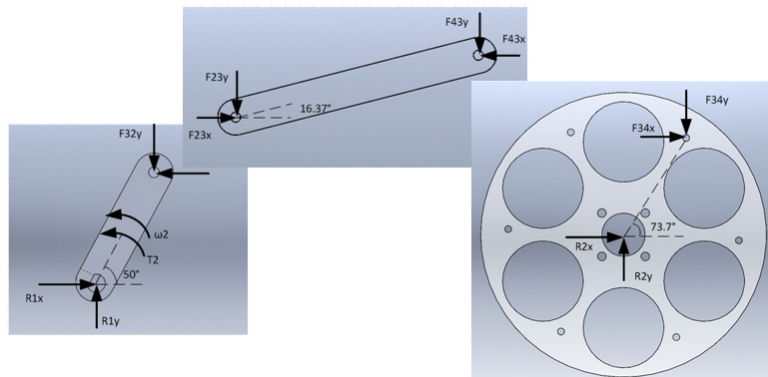


Figura A.1: Esquema de la solución de fuerzas mediante el código en Matlab

```
L1= 15;
L2= 6.5;
L3= 14;
L4= 9.3;
```

```
omega2= input('Velocidad angular en rad/s = ');
alpha2=0;
theta2=0;
```

```
for theta2= 0:30:360
BD=sqrt((L1.^2)+(L2.^2)-2*L1*L2*cosd(theta2));
% ángulo de transmisión
gamma= acosd((L3.^2 +L4.^2-BD.^2)/(2*L3*L4));
% ángulo exterior eslabon 4 y la horizontal
theta4= 2*atand((L2*sind(theta2)-L3*sind(gamma))/(L2*cosd(theta2)+L4-
L1-L3*cosd(gamma)));
% ángulo entre el eslabón 2 y 3
theta3= 2*atand((-L2*sind(theta2)+L4*sind(gamma))/(L1+L3-
L2*cosd(theta2)-L4*cosd(gamma)));
%velocidad angular 3
omega3= -omega2*((L2*sind(theta4-theta2))/(L3*sind(gamma)));
%velocidad angular 4
omega4= -omega2*((L2*sind(theta3-theta2))/(L4*sind(gamma)));
%aceleración angular 3
alpha3= ((alpha2*L2*sind(theta2-theta4)+(omega2.^2)*L2*cosd(theta2-
theta4)-(omega4.^2)*L4+(omega3.^2)*L3*cosd(theta4-
theta3))/(L3*sind(theta4-theta3)));
% aceleración angular 4
alpha4=((alpha2*L2*sind(theta2-theta3)+(omega2.^2)*L2*cosd(theta2-
theta3)-(omega3.^2)*L4*cosd(theta4-
theta3)+(omega3.^2)*L3)/(L4*sind(theta4-theta3)));
```

```
%+++++
+++++
```

```
%VELOCIDADES
%VELOCIDAD TANGENCIAL
Va=(omega2)*L2;
%DVa=theta2 +90;
DVa1=theta2 +90;
```

```
if DVa1>360
    DVa= DVa1-360;
else

    DVa=DVa1;
end
```

```
%-----
%VELOCIDAD B desde A
Vba= (omega3)*L3;
if Vba<0
    DVba= theta3 +270;
else
    DVba= theta3 +90;

end
```

```

%-----
%VELOCIDAD B
    Vb= (omega4)*L4;
    if Vb<0
DVb= theta4 -90;
    else
DVb= theta4 +90;
    end

%++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++++
++++++++++++++++++++++++++++++++++++
    %Aceleraciones PUNTOA
    %normal PuntoA
    aNa= (omega2.^2)*L2;

    DaNa1=theta2+180;
    if DaNa1>360
        DaNa=DaNa1-360;
    else
        DaNa=DaNa1;
    end

    %tangencial PuntoA
    aTa= alpha2*L2;

    %aceleracion total Punto A
    Aa=sqrt((aNa.^2)+(aTa.^2));
    DAa=DaNa;

%-----
%ACELERACIONES PUNTO B desde A
%NORMAL
aNba= (omega3.^2)*L3;
DaNba1=theta3+180;
    if DaNba1>360
        DaNba=DaNba1-360;
    else
        DaNba=DaNba1;
    end
%-----
%TANGENCIAL
    aTba= alpha3*L3;
    if aTba<0
DaTba1= theta3 +90;
    else
        DaTba1= theta3 +270;
    end

    if DaTba1>360
        DaTba= DaTba1 -360;
    else
        DaTba=DaTba1;
    end
end

```

```

Aba=sqrt((aNba.^2)+(aTba.^2));
DAba= atand(aTba/aNba);
%-----
% ACELERACIONES B

aNb= (omega4.^2)*L4;
DaNb1= theta4 +180;
if DaNb1>360;
    DaNb= DaNb1 -360;
else
    DaNb=DaNb1;
end
aTb= alpha4*L4;

if aTb<0
    DaTb1= theta4 +270;
else
    DaTb1= theta4 +90;
end

if DaTb1>360
    DaTb= DaTb1 -360;
else
    DaTb=DaTb1;
end

%+++++
++++
%Aceleraciones al centro de gravedad
%Eslabón 2
aNaG2= (omega2.^2)*(L2/2);
aTaG2= alpha2*(L2/2);

aG2=sqrt((aNaG2.^2)+(aTaG2.^2));
DaG2=DaNa;

%Componentes
aG2x=aG2*cosd(DaNa);
aG2y=aG2*sind(DaNa);

%-----
%Eslabón 3
aNbaG3= (omega3.^2)*(L3/2);
aTbaG3= alpha3*(L3/2);

aG3=sqrt((aNbaG3.^2)+(aTbaG3.^2));
DbaG31= atand(aTbaG3/aNbaG3);
if omega3<0
    DaG3=DaNba-DbaG31;
else
    DaG3=DaNba+DbaG31;
end

```

```

%Componentes
aG3x=aG3*cosd(DaG3);
aG3y=aG3*sind(DaG3);

%-----
%Eslabón 4
aNbG4= (omega4.^2)*(L4/2);
aTbG4= alpha4*(L4/2);

aG4=sqrt((aNbG4.^2)+(aTbG4.^2));
DaG41= atand(aTbG4/aNbG4);
if omega4<0
DaG4=DaNb+DaG41;
else
DaG4=DaNb-DaG41;
end

%Componentes
aG4x=aG4*cosd(DaG4);
aG4y=aG4*sind(DaG4);

%*****
%*****
%resultados
% disp([ ])%theta2 theta3 theta4 gamma Va Vba Vb omega2 omega3
omega4 DVa DVba DVb
%alpha2 alpha3 alpha4 aNa aNba aNb aTa aTba aTb DaNa
DaNba DaNb DaTa DaTba DaTb DaNa DaNba DaNb DaTa DaTba DaTb

%////////////////////////////////////
%CARGAS DINAMICAS

deltax2= (L2/2)*cosd(theta2);
deltay2=(L2/2)*sind(theta2);

deltax3=(L3/2)*cosd(theta3);
deltay3=(L3/2)*sind(theta3);

deltax4=(L4/2)*cosd(theta4);
deltay4=(L4/2)*sind(theta4);

m2=17.39; % gr
Icg2=79.9298; %gr-cm2

m3=35.51; %gr
Icg3=37.7944; %gr-cm2

m4= 3068; %gr
Icg4= 127338.67;%gr-cm2

```

```
%R1X,F32X,R1Y,F32Y,T2,F23X,F43X,F23Y,F43Y,R2X,F34X,R2Y,F34Y
```

```
Coeff = [1 -1 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0;...  
 0 0 1 -1 0 0 0 0 0 0 0 0 0;...  
 deltax2 deltax2 -deltax2 -deltax2 1 0 0 0 0 0 0 0;...  
 0 0 0 0 0 1 -1 0 0 0 0 0 0;...  
 0 0 0 0 0 0 0 1 -1 0 0 0 0;...  
 0 0 0 0 0 deltax3 deltax3 -deltax3 -deltax3 0 0 0 0;...  
 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 1 0 0;...  
 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 1 1;...  
 0 0 0 0 0 0 0 0 0 deltax4 -deltax4 -deltax4 -deltax4;...  
 0 1 0 0 0 -1 0 0 0 0 0 0 0;...  
 0 0 0 1 0 0 0 -1 0 0 0 0 0;...  
 0 0 0 0 0 0 -1 0 0 0 1 0 0;...  
 0 0 0 0 0 0 0 0 1 0 0 0 1;];  
RES=[(m2*aG2x); (m2*aG2y); (Icg2*alpha2); (m3*aG3x); (m3*aG3y);  
(Icg3*alpha3); (m4*aG4x); (m4*aG4y); (Icg4*alpha4); 0; 0; 0;0];
```

```
Soln = Coeff \ RES;
```

```
%resultados
```

```
R1X =Soln(1); %N  
F32X=Soln(2); %N  
R1Y= Soln(3); %N  
F32Y= Soln(4); %N  
T2= Soln(5); %N-m  
F23X=Soln(6); %N  
F43X=Soln(7); %N  
F23Y=Soln(8); %N  
F43Y=Soln(9); %N  
R2X=Soln(10); %N  
F34X=Soln(11); %N  
R2Y=Soln(12); %N  
F34Y=Soln(13); %N
```

```
%disp([theta2 R1X F32X R1Y F32Y T2 F23X F43X F23Y ]) %R1X F32X R1Y  
F32Y T2 F23X F43X F23Y F43Y R2X F34X R2Y F34Y
```

```
fprintf('%3.0f , %9.4f \n',theta2,T2)
```

```
end
```

## A.2 FICHA TÉCNICA DE LOS VENTILADORES

Ventilador firma Steren VN4-012P

- Alimentación: 12 Vcc - Corriente de consumo: 200 mA
  - Potencia: 2.84 W
  - Decibeles: 29.8 dBA
  - RPM: 2700
  - Dimensiones: 8 cm de largo x 8 cm de alto x 2.5 cm de espesor (4 pulgadas)
  - Consumo nominal: 57.6 Wh/día
  - Dimensiones: 8 cm x 8 cm x 2.5 cm
- Peso: 109.8 gr

Ventilador firma Steren VN6-117M

- Alimentación: 117 Vca
  - Corriente de consumo: 220 mA
  - Potencia: 18 W
  - Decibeles: 48 dBA
  - RPM: 2650/3000
  - Dimensiones: 12 cm de largo x 12 cm de alto x 3.8 cm de espesor (6 pulgadas)
  - Consumo nominal: 432 Wh/día
  - Dimensiones: 12 cm x 12 cm x 3.8 cm
- Peso: 556 gr



Figura A.2: a) Ventilador VN4-012P y b) Ventilador VN6-117M

# BIBLIOGRAFÍA

---

- [1] SENER. Secretaría de energía, consumo eléctrico en México 2014. recurso libre, disponible en <http://egob2.energia.gob.mx/portal/electricidad.html>, 2015.
- [2] F.P. Incropera and D.P. DeWitt. *Fundamentos de transferencia de calor*. Pearson Educación, 1999.
- [3] Ahmed KM Alshara. Forced convective heat transfer for a rotating horizontal cylinders in a laminar cross flow. *Basrah Journal for Engineering Science*, pages 20–34, 2012.
- [4] J Ghazanfarian and MRH Nobari. A numerical study of convective heat transfer from a rotating cylinder with cross-flow oscillation. *International journal of heat and mass transfer*, 52(23):5402–5411, 2009.
- [5] HS Yoon, JH Seo, and JH Kim. Laminar forced convection heat transfer around two rotating side-by-side circular cylinder. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(21):4525–4535, 2010.
- [6] G Stanescu, AJ Fowler, and A Bejan. The optimal spacing of cylinders in free-stream cross-flow forced convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39(2):311–317, 1996.
- [7] G. Gomez. Beverage bottle and can chilling device, August 4 2011. US Patent App. 12/696,874.
- [8] J.A. Bryant. Beverage container cooler, August 21 1979. US Patent 4,164,851.

- [9] J.T. Dieckmann. Method and apparatus for rapidly chilling or warming a fluid in a container, December 23 2010. US Patent App. 12/735,873.
- [10] Y. CHO, Y. KIM, and Y. LEE. Cooling apparatus and refrigerator having the same, January 19 2012. US Patent App. 13/181,993.
- [11] Tianye Motors. Ficha técnica del motor de imanes permanentes del motor 60kvtz series de la firma tianye motors. recurso libre, disponible en <http://nbtianye.en.china.cn/selling-leads/detail,1276781246,Laminator-Motor-60TYD.html>, 2015.
- [12] Y.A. Çengel and J.H. Pérez. *Transferencia de calor*. McGraw-Hill Interamericana, 2004.
- [13] James R Welty, Charles E Wicks, Robert E Wilson, Cristina Sanginés Franchini, and Griselda Zetina Vélez. *Fundamentos de transferencia de momento, calor y masa*, volume 7. Limusa, 1982.
- [14] SW Churchill and M Bernstein. A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow. *ASME, Transactions, Series C-Journal of Heat Transfer*, 99:300–306, 1977.
- [15] D.H. Myszka. *Máquinas y mecanismos*. Pearson Educación, 2012.
- [16] F.P. Beer, E.R. Johnston, and M. de los Ángeles Izquierdo Castañeda. *Mecánica vectorial para ingenieros: Dinámica*. Mecánica vectorial para ingenieros. McGraw-Hill, 2005.
- [17] S.G. González. *El Gran Libro de Solidworks: Office Profesional*. Colección: El gran libro de. Marcombo, 2007.
- [18] R.L. Norton. *Diseño de maquinaria*. McGraw-Hill Interamericana, 2012.
- [19] R.L. Norton. *DISEÑO DE MAQUINAS*. Pearson Educación de México, 2011.
- [20] A. Pytel, F.L. Singer, and R.G. Torrent. *Resistencia de materiales*. Alfaomega, 1994.