



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN

**DISEÑO DE UN CONGELADOR DIDÁCTICO CON FLUJO DE
AIRE VERTICAL PARA LA CONGELACIÓN DE ALIMENTOS**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERA EN ALIMENTOS**

PRESENTA

KARLA ESMERALDA GALVÁN RAMÍREZ

ASESORES:

I.A ALFREDO ÁLVAREZ CÁRDENAS

I.A JOSUÉ MENA DELGADO

CUAUTITLÁN IZCALLI, ESTADO DE MÉXICO, 2021



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

VOTOS APROBATORIOS



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN SECRETARÍA GENERAL DEPARTAMENTO DE TITULACIÓN

U.N.A.M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLÁN
ASUNTO: **VOTO APROBATORIO**

M. en C. JORGE ALFREDO CUÉLLAR ORDAZ
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN
PRESENTE

ATN: LA. LAURA MARGARITA CORTAZAR FIGUEROA

**Jefa del Departamento de Titulación
de la FES Cuautitlán.**



DEPARTAMENTO DE
TITULACIÓN DE
ESTUDIOS PROFESIONALES

Con base en el Reglamento General de Exámenes, y la Dirección de la Facultad, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el: Trabajo de Tesis y examen profesional

Diseño de un congelador didáctico con flujo de aire vertical para la congelación de alimentos.

Que presenta la pasante: **Karla Esmeralda Galván Ramírez**

Con número de cuenta: **313071807** para obtener el Título de: Ingeniera en Alimentos

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el **EXAMEN PROFESIONAL** correspondiente, otorgamos nuestro **VOTO APROBATORIO**.

ATENTAMENTE

"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 18 de agosto de 2021.

PROFESORES QUE INTEGRAN EL JURADO

	NOMBRE	FIRMA
PRESIDENTE	I.A. Alfredo Alvarez Cárdenas	
VOCAL	I.Q. María Elena Quiroz Macías	
SECRETARIO	I.A. Manuel Alarcón López	
1er. SUPLENTE	I.A. Francisco Javier López Martínez	
2do. SUPLENTE	I.Q. Carlos Orozco Hernández	

NOTA: los sinodales suplentes están obligados a presentarse el día y hora del Examen Profesional (art. 127).

LMCF/lmcf*



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
SECRETARÍA GENERAL
DEPARTAMENTO DE TITULACIÓN**

U.N.A.M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLÁN
ASUNTO: **VOTO APROBATORIO**

**M. en C. JORGE ALFREDO CUÉLLAR ORDAZ
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN
PRESENTE**

ATN: I.A. LAURA MARGARITA CORTÁZAR FIGUEROA
Jefa del Departamento de Titulación
de la FES Cuautitlán.



Con base en el Reglamento General de Exámenes, y la Dirección de la Facultad, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el: **Trabajo de Tesis y examen profesional**

Diseño de un congelador didáctico con flujo de aire vertical para la congelación de alimentos.

Que presenta la pasante: **Karla Esmeralda Galván Ramírez**
Con número de cuenta: **313071807** para obtener el Título de: **Ingeniera en Alimentos**

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el **EXAMEN PROFESIONAL** correspondiente, otorgamos nuestro **VOTO APROBATORIO**.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
Cuautitlán Izcalli, Méx. a 18 de agosto de 2021.

PROFESORES QUE INTEGRAN EL JURADO

	NOMBRE	FIRMA
PRESIDENTE	I.A. Alfredo Alvarez Cárdenas	
VOCAL	I.Q. María Elena Quiroz Macías	
SECRETARIO	I.A. Manuel Alarcón López	
1er. SUPLENTE	I.A. Francisco Javier López Martínez	
2do. SUPLENTE	I.Q. Carlos Orozco Hernández	

NOTA: los sinodales suplentes están obligados a presentarse el día y hora del Examen Profesional (art. 127).

LMCF/lmcf*



UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MÉXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
SECRETARIA GENERAL
DEPARTAMENTO DE TITULACIÓN**

U.N.A.M.
FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES CUAUTITLÁN
ASUNTO: **VOTO APROBATORIO**

**M. en C. JORGE ALFREDO CUÉLLAR ORDAZ
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN
PRESENTE**

**ATN: I.A. LAURA MARGARITA CORTAZAR FIGUEROA
Jefa del Departamento de Titulación
de la FES Cuautitlán.**



DEPARTAMENTO DE
EXÁMENES PROFESIONALES

Con base en el Reglamento General de Exámenes, y la Dirección de la Facultad, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el: **Trabajo de Tesis y examen profesional**

Diseño de un congelador didáctico con flujo de aire vertical para la congelación de alimentos.

Que presenta la pasante: **Karla Esmeralda Galván Ramírez**
Con número de cuenta: **313071807** para obtener el Título de: **Ingeniera en Alimentos**

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el **EXAMEN PROFESIONAL** correspondiente, otorgamos nuestro **VOTO APROBATORIO**.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
Cuautitlán Izcalli, Méx. a 18 de agosto de 2021.

PROFESORES QUE INTEGRAN EL JURADO

	NOMBRE	FIRMA
PRESIDENTE	I.A. Alfredo Alvarez Cárdenas	_____
VOCAL	I.Q. María Elena Quiroz Macías	_____
SECRETARIO	I.A. Manuel Alarcón López	
1er. SUPLENTE	I.A. Francisco Javier López Martínez	_____
2do. SUPLENTE	I.Q. Carlos Orozco Hernández	_____

NOTA: los sinodales suplentes están obligados a presentarse el día y hora del Examen Profesional (art. 127).

LMCF/lmcf*



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
SECRETARÍA GENERAL
DEPARTAMENTO DE TITULACIÓN**

U.N.A.M.
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
ASUNTO: VOTO APROBATORIO

**M. en C. JORGE ALFREDO CUÉLLAR ORDAZ
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN
PRESENTE**

**ATN: I.A. LAURA MARGARITA CORTAZAR FIGUEROA
Jefa del Departamento de Titulación
de la FES Cuautitlán.**



DEPARTAMENTO DE
TITULACIÓN DE
EXAMENES PROFESIONALES

Con base en el Reglamento General de Exámenes, y la Dirección de la Facultad, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el: **Trabajo de Tesis y examen profesional**

Diseño de un congelador didáctico con flujo de aire vertical para la congelación de alimentos.

Que presenta la pasante: **Karla Esmeralda Galván Ramírez**
Con número de cuenta: **313071807** para obtener el Título de: **Ingeniera en Alimentos**

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el **EXAMEN PROFESIONAL** correspondiente, otorgamos nuestro **VOTO APROBATORIO**.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
Cuautitlán Izcalli, Méx. a 18 de agosto de 2021.

PROFESORES QUE INTEGRAN EL JURADO

	NOMBRE	FIRMA
PRESIDENTE	I.A. Alfredo Alvarez Cárdenas	_____
VOCAL	I.Q. María Elena Quiroz Macías	_____
SECRETARIO	I.A. Manuel Alarcón López	_____
1er. SUPLENTE	I.A. Francisco Javier López Martínez	
2do. SUPLENTE	I.Q. Carlos Orozco Hernández	_____

NOTA: los sinodales suplentes están obligados a presentarse el día y hora del Examen Profesional (art. 127).

LMCF/lmcf*



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN
SECRETARÍA GENERAL
DEPARTAMENTO DE TITULACIÓN**

U.N.A.M.
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
ASUNTO: **VOTO APROBATORIO**

**M. en C. JORGE ALFREDO CUÉLLAR ORDAZ
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN
PRESENTE**

**ATN: LA. LAURA MARGARITA CORTAZAR FIGUEROA
Jefa del Departamento de Titulación
de la FES Cuautitlán.**



Con base en el Reglamento General de Exámenes, y la Dirección de la Facultad, nos permitimos comunicar a usted que revisamos el: **Trabajo de Tesis y examen profesional**

Diseño de un congelador didáctico con flujo de aire vertical para la congelación de alimentos.

Que presenta la pasante: **Karla Esmeralda Galván Ramírez**
Con número de cuenta: **313071807** para obtener el Título de: **Ingeniera en Alimentos**

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el **EXAMEN PROFESIONAL** correspondiente, otorgamos nuestro **VOTO APROBATORIO**.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
Cuautitlán Izcalli, Méx. a 18 de agosto de 2021.

PROFESORES QUE INTEGRAN EL JURADO

	NOMBRE	FIRMA
PRESIDENTE	I.A. Alfredo Alvarez Cárdenas	_____
VOCAL	I.Q. María Elena Quiroz Macías	_____
SECRETARIO	I.A. Manuel Alarcón López	_____
1er. SUPLENTE	I.A. Francisco Javier López Martínez	_____
2do. SUPLENTE	I.Q. Carlos Orozco Hernández	

NOTA: los sindocales suplentes están obligados a presentarse el día y hora del Examen Profesional (art. 127).

LMCF/lmcf*

AGRADECIMIENTOS

A **Dios**, por guiar mis pasos y brindarme la fortaleza ante cualquier situación, por impulsar mi fe y sabiduría en ser mejor persona día con día.

A mis padres **Teresa Ramírez** y **Luis Galván**, por brindarme su amor y apoyo durante toda mi vida. Gracias por siempre darme todas las herramientas para cumplir mis sueños y por acompañarme en cada uno de ellos, pero sobre todo por ayudarme y motivarme a cumplir esta meta. Les agradezco infinitamente por siempre cuidarme, educarme y enseñarme a ser una buena persona, sin ustedes no sería quien soy.

A mi hermana **Diana Galván**, por siempre estar a mi lado dándome tus sabios consejos y apoyo incondicional. Estaré agradecida toda la vida contigo por cada momento que me compartes. Gracias por siempre impulsarme a seguir superándome y por todo el amor, cariño y felicidad que me compartes.

A mi gran amiga **Vianey Herrera**, por acompañarme por muchos años y siempre impulsarme a ser mejor persona, te agradezco el cariño y los consejos que me has dado. Gracias por tu apoyo y motivación que me brindas en cualquier momento.

A mi tía **Martha Ramírez**, por todo el cariño que me has brindado durante toda mi vida, por escucharme y aconsejarme a hacer las cosas de la mejor forma, gracias por siempre recordarme en seguir con motivación para cumplir todos mis sueños.

A mi abuelito **Guadalupe Ramírez †**, por todo el amor y cariño que me brindó, me hubiera encantado compartirle esta meta, pero sé que desde el cielo está orgulloso de lo que estoy cumpliendo y lo llevo conmigo y en mi corazón todos los días.

A mi abuelita **Carmen Saucedo**, por ser la mujer más cariñosa y noble, le agradezco por toda la enseñanza y sabiduría que comparte conmigo. Gracias por siempre recibirme en casa con amor y por todos los momentos tan alegres que me brinda.

A mi mejor amiga **Vero Martínez**, por ser mi compañera y amiga durante toda la carrera. Gracias por siempre estar para mí en cualquier circunstancia, por el cariño incondicional y leal que me das. Gracias por cada momento único y especial que compartes conmigo.

A mis amigos **Marisela Trejo** y **Alexis Montoya**, gracias por su amistad durante todos estos años y por siempre impulsarme a cumplir mis sueños. Les agradezco todo su cariño, consejos, alegría e inspiración que aportan en mi vida, por estar conmigo en todo momento, gracias por llegar a mi vida y quedarse en ella.

A mi cuñado **Joel Vilchis**, por cuidarme como un hermano y siempre escucharme para darme un consejo, te agradezco todos los momentos tan divertidos y por la alegría que siempre contagias a toda mi familia.

A mi amiga **Zesyl Pérez**, gracias por tu amistad tan bonita y por siempre darme los mejores consejos. Te agradezco por el tiempo que me has escuchado, apoyado y por estar a mi lado en las buenas y malas. Gracias por tu amistad incondicional.

A mis amigos **Mariana Carrasco, Beatriz García, Eduardo Severiano, Melissa García, Mayra Contreras y Gladis Figueroa**, por su compañerismo y amistad, pero sobre todo por hacer de la universidad una etapa tan linda y divertida, por todas las risas que compartieron conmigo, y por estar en las buenas y malas. Gracias por todos los momentos, apoyo y cariño que me han brindado.

A la **Universidad Nacional Autónoma de México** y a la **FESC Cuautitlán**, por darme la oportunidad de tener una licenciatura, por todas las herramientas que aportaron y me dieron en mi desarrollo como estudiante desde el bachillerato hasta el día de hoy. Gracias por brindarme a profesores excelentes que me ayudaron a crecer en conocimiento, así como en mi persona, por darme la oportunidad de viajar al extranjero y sobre todo por sentirme muy orgullosa de formar parte de la máxima casa de estudios de México. Les agradezco eternamente por permitirme ser Ingeniera en Alimentos.

A los profesores de la carrera, les agradezco infinitamente por compartirme toda su sabiduría y conocimiento como profesionistas y como personas. Todo esto lo pude lograr con su ayuda y con la inspiración que me generan: **Alfredo Álvarez Cárdenas, Josué Mena Delgado, Antonio Trejo Lugo, Francisco Javier López Martínez, Laura Cortázar Figueroa y Manuel Alarcón López**.

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I. ANTECEDENTES

	1
1.1. Proceso de congelación en alimentos.	1
1.1.1. Efecto de la congelación en los alimentos	5
1.1.2. Velocidad de congelación.	8
1.1.3. Tiempo de congelación.	10
1.1.4. Ecuación de Planck.	11
1.2. Técnicas de congelación.	12
1.3. Equipos de congelación con flujo de aire.	14
1.4. Técnica de congelación por choque de aire.	19
1.5. Transferencia de calor durante la congelación.	20
1.5.1. Coeficiente convectivo.	22
1.5.2. Predicción del coeficiente convectivo: números adimensionales.	23
1.5.3. Coeficiente global de transferencia de calor.	25
1.6. Diseño de quipo.	26
1.6.1. Etapas y consideraciones de diseño.	27
1.6.2. Principio de similitud.	29
1.7. Mecánica de flujo de fluidos.	31
1.7.1. Pérdidas de presión.	33
1.7.2. Conductos de distribución del aire.	34
1.8. Producción de frío.	36
1.8.1. Producción de frío por compresión mecánica.	37
1.8.2. Componentes principales en la producción de frío.	39

CAPITULO II. METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL

2.1. Problema y justificación.	42
2.2. Objetivo general y particulares.	43
2.3. Cuadro Metodológico.	44
2.4. Actividades Preliminares	45
2.4.1. Identificación del congelador horizontal.	45
2.4.2. Identificación de temperaturas en paredes del congelador horizontal.	45
2.4.3. Escalamiento del equipo didáctico	45
2.4.4. Escalamiento en el diámetro de boquilla.	46
2.4.5. Selección de ventilador.	46

2.4.6. Cálculo de número de ductos.	47
2.5. Diseños de equipos didácticos desarrollados.	48
2.5.1. Velocidad de aire.	48
2.5.2. Operación del equipo didáctico.	49
2.5.3. Parámetros de transferencia de calor.	49
2.5.4. Coeficiente convectivo.	49
2.5.5. Coeficiente global de transferencia de calor.	50
2.5.6. Tiempo de congelación.	50
2.5.7. Pérdidas de presión.	50
2.6. Planteamiento de enfriamiento del aire.	51
2.7. Selección de diseño del equipo didáctico final.	51
CAPITULO III. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS	52
3.1. Congelador horizontal.	52
3.1.1. Dimensiones del congelador horizontal.	52
3.1.2. Temperaturas del congelador horizontal.	53
3.2. Evaluación de los diferentes equipos desarrollados.	54
3.3. Evaluación del escalamiento del equipo didáctico.	63
3.3.1. Evaluación de velocidad de aire.	64
3.3.2. Evaluación de los parámetros de transferencia de calor.	65
3.3.3. Evaluación del coeficiente convectivo.	69
3.3.4. Evaluación del coeficiente global de transferencia de calor.	71
3.3.5. Evaluación del tiempo de congelación.	72
3.3.6. Evaluación de las pérdidas de presión.	73
3.3.7. Evaluación del enfriamiento del aire.	74
3.3.8. Selección del congelador didáctico.	76
3.3.9. Diseño del congelador didáctico y funcionamiento	78
CONCLUSIONES	80
REFERENCIAS	81
ANEXO A	88
ANEXO B	93

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura		Página
1	Curva de congelación, temperatura-tiempo.	2
2	Sistema de congelación contacto indirecto.	3
3	Sistema de congelación contacto directo.	4
4	Esquema de la velocidad de congelación.	9
5	Congelador con flujo de aire por lotes.	15
6	Congelador de túnel con flujo de aire	16
7	Congelador de banda en espiral.	17
8	Congelador de túnel de lecho fluidizado.	17
9	Congelador por choque de aire.	18
10	Efecto del choque de aire sobre la partícula.	20
11	Similitud geométrica.	29
12	Régimen laminar y turbulento.	31
13	Ciclo básico de refrigeración por compresión mecánica	37
14	Diagrama entalpía-presión.	38
15	Cuadro Metodológico	44
16	Acomodo del extractor VOLKER® en el congelador horizontal.	47
17	Congelador horizontal CPC 15.	52
18	Esquema de medición de temperaturas.	53
19	Esquema del Diseño No.1.	54
20	Enfriamiento de aire por recirculación forzada.	55
21	Esquema del Diseño No.2.	56
22	Esquema del Diseño No.3.	57
23	Esquema del Diseño No.4.	58
24	Enfriamiento de aire por placa plana.	59
25	Esquema del Diseño No.5.	60
26	Esquema del Diseño No.6.	60
27	Esquema del Diseño No.7	61
28	Esquema del Diseño No.8	62
29	Velocidad del aire en los diferentes diseños.	65
30	Número de Reynolds en los diferentes diseños.	66
31	Número de Nusselt en los diferentes diseños.	67
32	Número de Biot en los diferentes diseños.	69
33	Coefficiente convectivo en los diferentes diseños.	70
34	Coefficiente global de transferencia de calor.	71
35	Tiempo de congelación en los diferentes diseños.	73
36	Pérdida de presión en los diferentes diseños.	74

37	Enfriamiento del aire en los diferentes diseños.	75
38	Esquema y características del congelador didáctico.	79
39	Congelador horizontal conectado al suministro de corriente eléctrica.	89
40	Termopar en la salida de la boquilla.	90
41	Acomodo del equipo didáctico.	90
42	Enfriamiento del aire.	91
43	Acomodo del alimento en el equipo.	91
44	Acomodo de termopares en el alimento.	92
45	Propiedades del aire.	93
46	Propiedades del aire 1 atm de presión.	99
47	Resumen curvas de congelación Calabacín (<i>Cucúrbita pepo</i>).	103
48	Diagrama de Moody.	104

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla		Página
1	Características de las técnicas de congelación.	13
2	Dimensiones congelador horizontal.	52
3	Resultados de medición de temperaturas.	53
4	Valor de Reynolds de los equipos didácticos 1,2,3 y 4.	98
5	Valor de Reynolds de los equipos didácticos 5,6,7 y 8.	99
6	Valor de Nusselt de los equipos didácticos.	100
7	Valor del coeficiente convectivo de los equipos didácticos.	100
8	Valor de Biot de los equipos didácticos.	101
9	Valor del coeficiente global de transferencia de calor de los equipos didácticos.	102
10	Tiempos de congelación teórica de los equipos didácticos.	103
11	Valores de ΔP de los equipos didácticos.	106
12	Flujo de calor 'q' de los equipos didácticos	106

NOMENCLATURA

A_p	Área de placa plana	m^2
A	Área del ducto	m^2
a'	$\frac{1}{2}$ Espesor placa finita	m
C_p	Calor específico del fluido	$W/kg \text{ s } ^\circ C$
λ_a	Calor latente de fusión	$W/kg \text{ s}$
Q_i	Caudal de aire-entrada	m^3/h
q_o	Caudal entrada a la nueva condición	m^3/h
h	Coefficiente convectivo	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$
h_r	Coefficiente de radiación	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$
K_{TA}	Conductividad térmica del alimento	$W/m \text{ } ^\circ C$
K_T	Conductividad térmica del fluido	$W/m \text{ } ^\circ C$
r_o	Densidad del aire a la nueva condición	kg/m^3
r	Densidad del aire	kg/m^3
ρ_a	Densidad del alimento	kg/m^3
ρ	Densidad del fluido	kg/m^3
D	Diámetro de tubería	m
D_H	Diámetro equivalente	m
L_t	Dimensión tubería	m
E_a	Espesor del alimento	m
f	Factor de fricción	
q	Flujo de calor	$W \text{ ó } J/s$
a	Lado "a" ducto	m
b	Lado "b" ducto	m
L	Longitud característica	m
D_u	Número de ductos	
Nu	Nusselt	
ΔP	Pérdida de presión	Pa
P_o	Potencia del motor a la nueva condición	W
P	Potencia del motor	W
Pr	Prandtl	
Re	Reynolds	
ϵ_a	Rugosidad absoluta	mm
ϵ	Rugosidad relativa	
T	Temperatura del aire	$^\circ C$
T_a	Temperatura del medio enfriador	$^\circ C$
T_{ia}	Temperatura inicial de congelación	$^\circ C$
t	Tiempo	s
U	Coefficiente global de transferencia de calor	$W/m^2 \text{ } ^\circ C$
V	Velocidad del aire	m/s
v	Velocidad del fluido	m/s
n_o	Velocidad rotacional a la nueva condición	$1/s$
n	Velocidad rotacional	$1/s$
μ	Viscosidad dinámica	$Pa \text{ s}$

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó el diseño de un congelador didáctico que opera mediante la técnica de choque de aire por flujo vertical a través de boquillas que brindan un flujo turbulento en el aire, esto permite obtener valores altos en el coeficiente convectivo de transferencia de calor, el cual ayuda a que el alimento se congele de forma rápida. El objetivo de este trabajo fue realizar un escalamiento geométrico y cinemático teniendo diversos acomodos y dimensiones en las boquillas, así como en el equipo que proporcionara un flujo turbulento. Por otra parte, en cada uno de los equipos diseñados que se fueron desarrollando se llevó a cabo el cálculo de los parámetros de transferencia involucrados siendo Reynolds y Nusselt, esto para la determinación del coeficiente convectivo y a su vez del coeficiente global de transferencia de calor; el número de Biot se calculó para el análisis de la transferencia de calor, así como el tiempo de congelación mediante la ecuación de Planck comparándolo con equipos de congelación similares presentados en trabajos anteriores (Amarante y Lanoisellé, 2005; Mulot *et al.*, 2019; Xanthopoulos, 2012). Los parámetros térmicos mencionados anteriormente fueron calculados conforme se desarrolló un nuevo diseño del equipo didáctico. Posteriormente se realizó una prueba de funcionamiento del equipo en el diseño número 8 debido a sus características obtenidas siendo, un valor de Re de 10108.64, una velocidad de 6 m/s y una temperatura de -20°C en el aire. El funcionamiento del equipo se llevó a cabo en la congelación de una placa finita de Calabacín (*Cucúrbita pepo*) obteniéndose valores en el coeficiente convectivo y global de transferencia de $37.72 \text{ W/m}^2\text{C}$ y $14.78 \text{ W/m}^2\text{C}$ respectivamente; se prosiguió a un estudio y análisis para la selección del equipo didáctico que llevará a cabo el proceso de congelación de forma adecuada. Finalmente se realizó el esquema del diseño del equipo didáctico seleccionado con su guía de operación, explicación de arranque, instalación, funcionamiento y aplicaciones del equipo didáctico para la congelación de alimentos en forma de placas finitas no envasados.

INTRODUCCIÓN

Los métodos más utilizados en la conservación de alimentos son el enfriamiento y la congelación, principalmente en productos de pretratamiento postcosecha (como se cita en Stebel *et al.*, 2020), ambos métodos se han desarrollado en gran medida durante décadas, prolongando eficazmente la vida útil de los alimentos y manteniéndolos frescos (Mahato *et al.*, 2019). Un método de conservación aplicado con frecuencia es la congelación, el cual preserva los alimentos y sistemas biológicos sin producir cambios importantes en su tamaño, forma, color, sabor, textura y valor nutritivo (Machado y Veléz, 2008). Se ha demostrado que la congelación rápida tiene un impacto favorable en la calidad de los alimentos debido a que genera cristales pequeños y uniformes (Marazini *et al.*, 2017), mientras que la congelación lenta proporciona cristales grandes, debido a que brinda más tiempo para que las moléculas de agua migren hacia los núcleos crecientes generando la formación de cristales con mayor tamaño (Muthukumarappan *et al.*, 2019). Sin embargo, la distribución y formación de los cristales se puede asegurar mediante el empleo de métodos novedosos de congelación de alimentos, uno de ellos es la congelación por choque de aire, caracterizado por una alta velocidad de congelación (Marazini *et al.*, 2017).

En el método de choque de aire se alcanzan altas velocidades de transferencia de calor utilizando un régimen de flujo turbulento en el aire, mientras que, en un congelador de flujo de aire convencional, hay una capa límite de aire estancada que rodea el producto, lo cual se conoce como una resistencia a la transferencia de calor. Sin embargo, en un congelador de choque de aire, el cual es un congelador de túnel con aire frío fluyendo a velocidades altas que incide sobre el alimento, desde la parte superior o inferior, brinda el choque que elimina la resistencia de la capa límite a la transferencia de calor (Muthukumarappan *et al.*, 2019).

Este método utiliza unas boquillas para transportar el flujo de aire, éstas tienen una gran influencia en el régimen de flujo de aire, donde puede manejarse una sola boquilla o varias con distintos arreglos (Muthukumarappan *et al.*, 2019). Por otra parte, la eficiencia del

choque de aire depende de varios factores, como son la forma y tamaño de la boquilla, el número de boquillas y la distancia entre ellas, la orientación del flujo de aire, número de Reynolds, la temperatura y velocidad del aire de congelación, la geometría y dimensiones del alimento a congelar, así como diversas propiedades del alimento como su contenido de agua, calor específico, conductividad térmica, densidad, temperatura de congelación inicial y final (como se cita en Sutariya y Sunkesula, 2021).

En trabajos anteriores, los investigadores han estudiado ampliamente el flujo y características de transferencia de calor en el choque de aire. Una de estas es la velocidad de transferencia de calor en la superficie del alimento, donde el choque del aire depende de los patrones de flujo que se relacionan directamente con la forma de la boquilla (como se cita en Wae-hayee *et al.*, 2019), la cual tiene un profundo efecto en la velocidad inicial y en los perfiles de turbulencia de los flujos de aire descargados (Wae-hayee *et al.*, 2019), donde el flujo de aire a una alta velocidad fluye a través de las boquillas golpeando en la superficie directamente, por lo tanto, el flujo turbulento intensifica el calor a transferir dentro de la capa límite (Dewan *et al.*, 2012).

Cabe mencionar que en el proceso del choque de aire se produce un cambio en los coeficientes de transferencia de calor por convección, esto debido a las variaciones de los patrones de flujo en las regiones del choque de aire (como se cita en Marazani *et al.*, 2017). En trabajos anteriores se menciona que esta variación causaba alteraciones en ciertos atributos de calidad en el producto alimenticio, por lo que ha sido una indicación útil para la necesidad de optimizar el choque de aire en la transferencia de calor sobre toda la superficie del alimento, es un tema que ha traído amplios estudios de los parámetros que rigen el desempeño de los sistemas de congelación rápida (Marazani *et al.*, 2017).

Otra característica en los congeladores de choque de aire es que el flujo de aire descargado se impulsa a las boquillas por medio de un ventilador, el cual proporciona un régimen turbulento en el flujo ocasionando a su vez tener una convección forzada en el aire, lo que

garantiza una temperatura en el aire casi uniforme en todo el congelador. La temperatura de evaporación del refrigerante en un sistema de refrigeración por choque de aire generalmente varía entre los $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ (Moerman y Fikiin, 2016).

Por otra parte, en la ingeniería es necesario la implementación de nuevas tecnologías de congelación debido a que con ellas se logra aumentar la eficiencia en la transferencia de calor para lograr una congelación rápida y a su vez controlar el proceso de la formación del cristal de hielo, esto principalmente para formar cristales pequeños que minimizan el daño al tejido del producto y mejorar la calidad (Sutariya y Sunkesula, 2021). Por lo tanto, la simulación del rendimiento de un sistema de congelación es necesaria para su diseño, adaptación y operación, donde el conocimiento preciso del coeficiente de transferencia es esencial para obtener una confiable predicción del proceso (Amarante y Lanoisellé, 2005).

Por lo anterior, en este proyecto se propone diseñar un equipo didáctico contemplando un choque de aire con flujo vertical que permita realizar estudios sobre los parámetros de transferencia (Re , Nu , Bi , coeficiente convectivo y coeficiente global de transferencia de calor) involucrados en el proceso de congelación de alimentos, ya que en el TMIA de Procesos y Sistemas Frigoríficos no se cuenta con un equipo didáctico que maneje esta nueva tecnología de congelación que permita estudiar posteriormente las problemáticas que se presentan durante la congelación de alimentos principalmente en los no envasados.

CAPÍTULO I. ANTECEDENTES

1.1. Proceso de congelación en alimentos.

Los productos alimenticios de origen natural son determinados perecederos por lo cual tienen una vida útil limitada debido al deterioro causado por el crecimiento microbiano, factores bioquímicos (reacciones enzimáticas) o factores físicos (efecto de deshidratación). Desde la antigüedad, la humanidad ha utilizado una serie de metodologías de conservación de alimentos empíricamente establecidas para retrasar dicho deterioro y mantener la frescura del producto. En el siglo XX, la congelación se convirtió en un método industrial fundamental para la conservación a largo plazo de los productos alimenticios, porque es un tratamiento físico que ayuda a disminuir la pérdida de nutrientes naturales, así como el valor biológico de los alimentos (Moerman y Fikiin, 2016).

Uno de los métodos más utilizados y antiguos para conservar los alimentos es mediante el proceso de congelación (Delgado y Sun, 2001). Cuando un producto alimenticio se expone a un medio de baja temperatura en el congelador, comienza a perder calor debido a la transferencia de calor del producto y el medio circundante. El proceso de congelación se puede explicar mediante una curva de congelación, como se muestra en la Figura 1, siendo los puntos 1-2-3-4-5-6 (para agua pura). A medida que se elimina el calor del agua (1-2), la temperatura comienza a descender y alcanza un valor por debajo del punto de congelación (3). La eliminación de calor posterior del producto da como resultado la cristalización del agua con cambio de fase formando cristales de hielo (4-5). Esto sucede a temperatura constante y el calor eliminado en esta etapa se conoce como calor latente. Una vez que toda el agua se convierte en hielo, al proseguir con una eliminación de calor se genera una disminución de la temperatura (6), (Muthukumarappan *et al.*, 2019).

Por otro lado, en la Figura 1, los puntos 1'-2'-3'-4'-5'-6', ejemplifica una curva de congelación para un producto alimenticio (solución acuosa) en el cual, durante la congelación de cualquier producto alimenticio, la temperatura inicial del mismo está por encima del punto de congelación. A medida que se elimina el calor, durante la primera etapa (1'- 2') la temperatura cae hasta el punto de congelación de los alimentos, la cual es inferior a los 0°C debido a la presencia de solutos en el alimento (Muthukumarappan *et al.*, 2019); de acuerdo con la concentración de solutos será el valor de la temperatura de congelación de forma particular (Delgado y Sun, 2001). Además, una mayor eliminación de calor lleva la temperatura del producto alrededor de 10°C (variando debido a la cantidad de solutos) por debajo de la temperatura de congelación (2'-3'). Esta temperatura se conoce como temperatura de subenfriamiento (Muthukumarappan *et al.*, 2019).

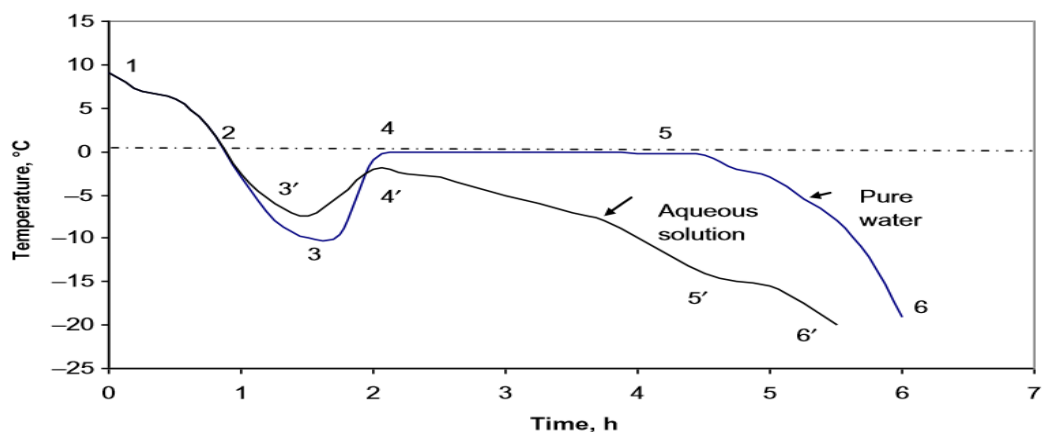


Figura 1. Curva de congelación, temperatura-tiempo (Muthukumarappan *et al.*, 2019).

Es necesario recalcar que esta temperatura de subenfriamiento es ligeramente más alta que la del agua pura debido a la presencia de solutos los cuales actúan como núcleos y, el calor eliminado durante este proceso se conoce como calor sensible. Durante la tercera etapa (3'- 4'), comienza la cristalización del agua y, debido a la liberación del calor latente de cristalización, la temperatura de toda la masa aumenta ligeramente hacia el punto de congelación. Este aumento de temperatura es siempre menor que el del agua pura, debido a la presencia de solutos que reducen el punto de congelación del producto (Muthukumarappan *et al.*, 2019).

En cuanto a la cuarta etapa (4'-5'), la temperatura de los alimentos comienza a disminuir a medida que se elimina cada vez más calor. Como los productos alimenticios contienen solutos, sus concentraciones continúan aumentando a medida que más moléculas de agua se convierte en cristales de hielo. Esta mayor concentración de solutos disminuye el punto de congelación del alimento y, por lo tanto, la curva no es horizontal, donde a una cierta temperatura conocida (temperatura eutéctica), el soluto cristaliza, la cual es diferente para cada tipo de alimento. Finalmente, en la quinta etapa (5'-6'), la temperatura del producto desciende hacia la temperatura del medio de congelación, (Muthukumarappan *et al.*, 2019).

Mencionado lo anterior, para lograr la congelación de un producto alimenticio debe estar expuesto a un medio de baja temperatura durante el tiempo suficiente para eliminar el calor sensible y calor latente de fusión del alimento. El proceso de congelación se logra mediante el uso de sistemas de contacto indirecto o directo, donde en un sistema por contacto indirecto el alimento y el refrigerante están separados por una barrera durante todo el proceso de congelación, como se ilustra en la Figura 2. Aunque muchos sistemas utilizan una barrera no permeable entre el alimento y el refrigerante, indirectamente los sistemas de congelación incluyen cualquier sistema sin contacto directo, incluyendo aquellos en los que el material del paquete se convierte en la barrera (Singh y Heldman, 2014a).

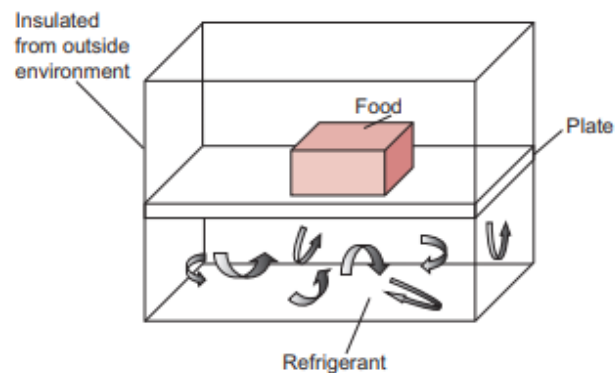


Figura 2. Sistema de congelación contacto indirecto (Singh y Heldman, 2014a).

Por otra parte, varios sistemas de congelación de alimentos funcionan mediante el contacto directo entre el refrigerante y el alimento, como se ilustra en la Figura 3. En la mayoría de las situaciones, estos sistemas funcionarán de manera más eficiente ya que no hay barreras a la transferencia de calor entre el refrigerante y el alimento. Los refrigerantes utilizados en estos sistemas pueden ser aire a baja temperatura con altas velocidades o refrigerantes líquidos con cambio de fase en contacto con la superficie del alimento. Muy a menudo, el tipo de sistema utilizado dependerá de las características deseadas en el alimento, tanto antes como después de que se complete la congelación (Singh y Heldman, 2014a).

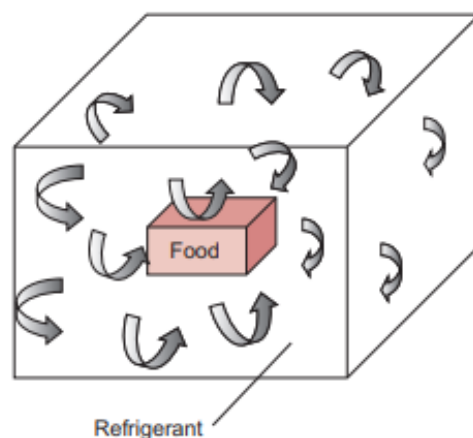


Figura 3. Sistema de congelación contacto directo (Singh y Heldman, 2014a).

Para ser adecuado un método de congelación debe preservar las características organolépticas del producto fresco (sabor, color, aroma, etc.) y también el valor nutricional, debido a que los cristales de hielo formados en el proceso pueden dañar severamente los tejidos, afectando la textura y causar una pérdida de nutrientes por goteo durante la descongelación. Además, estos cristales son responsables de las interrupciones celulares que puede acelerar el deterioro de los alimentos haciendo, por ejemplo, el contacto entre enzima y sustrato más fácil (como se cita en Sanz y Otero, 2014).

1.1.1. Efecto de la congelación en los alimentos.

La congelación produce diversos efectos sobre los alimentos ya que cualquier adición o eliminación de calor en el producto alimenticio provoca varios cambios en el, esto a causa de que las propiedades del hielo y el agua son bastante diferentes. A medida que el proceso de congelación convierte el agua en hielo, el alimento resultante está influenciado por las propiedades del hielo. Un efecto favorecedor de la congelación en el alimento es que el crecimiento de microorganismos y las actividades enzimáticas se ven limitados en gran medida por la reducción de la actividad del agua en alimentos congelados mientras que un efecto negativo es que el tamaño y número de núcleos de hielo formados tendrá una influencia sobre la calidad final del alimento, en términos del daño que se llegue a ocasionar en los tejidos del alimento (Fellows, 2000a).

Dentro de los efectos negativos se encuentran la pérdida de peso y el secado de la superficie del alimento ocasionado por la congelación, esto generalmente conduce a un alimento con una calidad inaceptable. Aunque las condiciones durante el almacenamiento y transporte, especialmente en las fluctuaciones de temperatura, influirán en la recrystalización y la calidad del producto. De forma general la congelación tendrá un efecto en el alimento sobre las propiedades físicas, térmicas y en sus componentes (como se cita en Muthukumarappan *et al.*, 2019).

En la cuestión de sus propiedades físicas del alimento, se puede explicar que cuando el agua se convierte en hielo, el volumen aumenta un 9% a 0 ° C y un 13% a -20 ° C. Del mismo modo, cuando los alimentos se congelan, su volumen aumentará. El contenido de humedad, la temperatura de congelación y la presencia de espacios intracelulares influyen en el grado de este aumento en volumen el cual genera un deterioro celular debido a la acción mecánica de los cristales de hielo (Muthukumarappan *et al.*, 2019)

El aumento de volumen se puede explicar de forma fisicoquímica, donde el alimento cuenta con agua al interior de sus células así como en el espacio intercelular, donde inicialmente la formación de cristales surge en el agua presente en los espacios intercelulares, esto genera una concentración de sales en el líquido remanente ocasionando una transferencia de masa de agua entre las soluciones salinas al interior de la célula y el espacio intercelular, ocasionando una migración de agua hacia los cristales ya formados incrementando su tamaño, esto causa una deshidratación proteica y un daño en los tejidos celulares por el efecto que ocasionan las aristas al perforar la membrana celular derramándose el contenido citoplasmático y dañándose la estructura del tejido (Barreiro y Sandoval, 2006).

Por otra parte, el daño celular también depende de la velocidad de congelación; una congelación lenta conduce a la formación de cristales de hielo extracelulares y estos crecen a expensas de las células de tejido ocasionando una deshidratación afectando a los parámetros de calidad del producto como color, textura y apariencia ocasionado por las quemaduras por frío, y por otro lado también afecta la consideración económica cuando el producto se vende por peso. Mientras que, la congelación rápida conduce a la formación de cristales de hielo extra e intracelulares disminuyendo este efecto de deshidratación (como se cita en Muthukumarappan *et al.*, 2019).

Con respecto a los componentes presentes en el alimento, el daño dependerá de forma puntal de cada uno de ellos, por ejemplo, la congelación no tiene un efecto considerable sobre las enzimas (Muthukumarappan *et al.*, 2019), un ejemplo es la peroxidasa que en estudios se ha mostrado su actividad a temperaturas de -100°C (Zhu, Luo y Sun, 2020). Ahora bien, las proteínas pueden sufrir desnaturalización por frío dando una mala apariencia sin embargo valor nutritivo no se ve afectado debido a la desnaturalización. Por otra parte, la congelación no tiene ningún efecto sobre las vitaminas A, B, D y E, aunque en un almacenamiento congelado a muy baja temperatura ocasiona la pérdida de vitaminas solubles en agua (Muthukumarappan *et al.*, 2019), un ejemplo de ellas son las vitaminas del complejo B como la tiamina (B1), riboflina (B2), nicotinamida (B3) y piridoxina (B6), así como la vitamina C (Tucker, 2009).

En el caso de las propiedades térmicas de los productos alimenticios su conocimiento es necesario en el diseño de procesos de enfriamiento, congelación y equipos, así como en los cálculos de carga térmica de enfriamiento. Un ejemplo de los efectos de la congelación sobre sus propiedades térmicas es que la conductividad térmica de los alimentos congelados será de tres a cuatro veces mayor que la de los alimentos no congelados. Otro de estos efectos es que en etapas iniciales de congelación, el aumento de la conductividad térmica es rápido dependiendo del tipo de alimento, por ejemplo, para alimentos ricos en grasas, la variación de la conductividad térmica con la temperatura es insignificante mientras que, para carnes, la orientación de las fibras influye en gran medida en la conductividad térmica (como se cita en Muthukumarappan *et al.*, 2019).

Por otra parte, una de las propiedades térmicas importantes es el calor específico, el cual tiene un valor de 2,1 kJ/kg °C en el hielo y de 4,218 kJ /kg °C para el agua. Al congelar, el calor específico de los alimentos disminuye y la medición del calor específico es complicada porque hay un cambio de fase continuo de agua a hielo. Con respecto a la conductividad térmica del hielo, es aproximadamente cuatro veces más alto que el del agua y su calor específico es la mitad que el del agua, por lo que esto conduce a un aumento de alrededor de nueve a diez veces en los valores de difusividad térmica de alimentos congelados en comparación con los no congelados (como se cita en Muthukumarappan *et al.*, 2019).

De forma general, muchos de estos efectos sobre las propiedades y componentes de los alimentos surgen inicialmente por: a) el tiempo de congelación, el cual a su vez está influenciado por las características físicas y propiedades térmicas del alimento, b) la temperatura del proceso y las propiedades del medio de congelación, y c) la velocidad de congelación, ya que como se mencionó anteriormente una congelación lenta puede propiciar efectos y daños celulares severos (Muthukumarappan *et al.*, 2019).

1.1.2. Velocidad de congelación.

La velocidad de congelación se define como la diferencia entre las temperaturas inicial y final del producto dividida por el tiempo de congelación ($^{\circ}\text{C}/\text{s}$), la cual influye en el tiempo de congelación, así como en la calidad del producto final (como se cita en Muthukumarappan *et al.*, 2019). En cuestión de la velocidad de congelación, es importante explicar la formación del hielo, el cual se lleva a cabo en dos etapas: formación de núcleos y crecimiento de los núcleos. Sin embargo, la distribución del tamaño del cristal de hielo depende de ambas etapas, que influye en la forma y el tamaño de los cristales finales (Kiani y Sun, 2011).

Retomando la Figura 1, en la primera etapa de congelación, la temperatura del producto cae por debajo del punto de equilibrio (1°C - 3°C) de sólido-líquido, donde se da la nucleación, este es un proceso impulsado por el subenfriamiento; cuánto más grande es el valor del punto 2°C al 3°C , refiriéndose a los $^{\circ}\text{C}$ de subenfriamiento requeridos para cada alimento, será mayor el número de núcleos creados. Por otro lado, el crecimiento de los cristales surge solo una vez que la nucleación ocurrió, mediante la adición de moléculas de agua a los núcleos ya formados y su tasa depende principalmente de la eficiencia de la eliminación del calor latente (Kiani y Sun, 2011).

Generalmente, en la congelación de alimentos su temperatura de congelación inicial decrece a un valor por debajo a causa de la concentración de sólidos que se va generando. En este proceso, hay un rango de temperatura de 0°C a -5°C , conocido como la zona crítica. El tiempo que tarda un producto alimenticio en atravesar la zona crítica determina el número y tamaño de los cristales de hielo que se forman. En la Figura 4 se muestra el efecto de la velocidad de congelación, sobre el tiempo que le toma a un alimento pasar a través de la zona crítica. Como se muestra, la congelación lenta mantiene el producto en la zona crítica durante más tiempo en comparación con la congelación rápida (Muthukumarappan *et al.*, 2019).

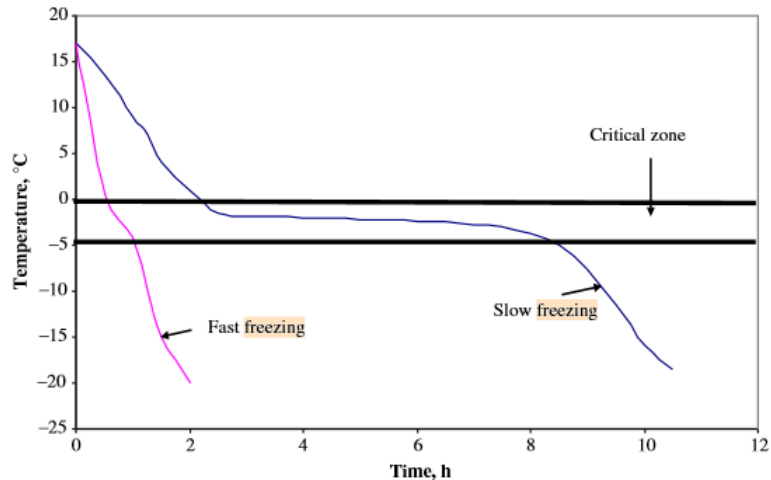


Figura 4. Esquema de la velocidad de congelación. (Muthukumarappan *et al.*, 2019).

Las altas velocidades de transferencia de calor y, por lo tanto, la alta velocidad de congelación, forman muchos cristales de hielo pequeños, mientras que la congelación lenta produce una pequeña cantidad de cristales de hielo grandes. Esto debido a que la congelación lenta da más tiempo para que las moléculas de agua migren a los núcleos en crecimiento generando cristales de gran tamaño, donde finalmente causa daños mecánicos severos en los tejidos y reduce la calidad del alimento (Muthukumarappan *et al.*, 2019). El tener grandes cristales de hielo hace que se perfora la pared celular causando daño a las células y éste se potencializa a bajas velocidades de congelación (Otero *et al.*, 2000).

La obtención de una alta calidad del producto depende del control del tamaño del cristal de hielo durante la congelación y de evitar la recrystalización durante el almacenamiento congelado. Sin embargo, la velocidad de congelación tiene una influencia directa sobre los tiempos de congelación, el cual a su vez depende del tamaño, composición, propiedades físicas y térmicas del alimento, ya que al tener un tamaño mayor en el alimento aumentará el calor latente y del calor sensible a eliminar (Muthukumarappan *et al.*, 2019). Finalmente, los métodos de congelación rápida son, en términos generales, benéficos (como se cita en Sanz y Otero, 2014).

1.1.3. Tiempo de congelación.

De acuerdo con la Comisión del Codex Alimentarius y el Instituto Internacional de Refrigeración (IIR) en 1999 elaboraron el código CAC-RCP 8-1976 donde se indica que un alimento congelado es aquel que fue sometido a un proceso de congelación y se ha mantenido a una temperatura de -18°C o más baja en la cadena de frío, con sujeción a las tolerancias térmicas permitidas, y que se etiqueta como tal.

Para que un alimento sea congelado, se requiere de un tiempo para que se lleve a cabo el proceso de congelación, el cual puede dividirse en tres secciones siendo: a) tiempo de subenfriamiento: es el tiempo que tarda el alimento en estar enfriado desde su temperatura inicial hasta su temperatura de congelación. b) tiempo de congelación: es el tiempo que tarda el agua libre presente en el alimento a congelar y c) tiempo de subenfriamiento: es el tiempo que tarda el alimento después de la congelación para alcanzar la temperatura final (López-Leiva y Hallström, 2003).

Por otro lado, el factor más importante que repercute en el tiempo de congelación es la velocidad de transferencia de calor la cual a su vez se ve afectada por: a) la conductividad térmica de los alimentos ya que el calor será transferido por conducción a través del medio hacia la superficie del alimento (Fellows, 2017b), b) el área y espesor del alimento disponible para la transferencia debido a que al ser más grande aumentara la resistencia interna a la transferencia de calor requiriendo más tiempo para la eliminación del calor, c) la diferencia de temperatura entre el alimento y el medio de congelación porque en el proceso de transferencia de calor, la fuerza impulsora del flujo de calor se da por esta diferencia de temperaturas (Muthukumarappan *et al.*, 2019), y d) si el alimento esta envasado, ya que será una barrera adicional para el flujo de calor y a su vez a prolongará los tiempos de congelación (Fellows, 2017b).

Se han propuesto numerosos métodos para predecir los tiempos de congelación de alimentos, basados en análisis numéricos como lo es la ecuación de Planck, analíticos y empíricos (ASHRAE, 2010). La estimación del tiempo de congelación es el factor principal en el proceso de la congelación, ya que es un dato que tendrá una relación en la carga térmica necesaria de la planta de refrigeración. En estas estimaciones se utiliza el concepto del tiempo requerido para reducir la temperatura inicial del alimento a una temperatura establecida por debajo de su punto de congelación (Muthukumarappan *et al.*, 2019).

1.1.4. Ecuación de Planck.

Una ecuación simple y directa para la predicción del tiempo de congelación viene dada por Planck (Muthukumarappan *et al.*, 2019). Planck realizó diversos estudios relacionados a esta predicción del tiempo, en un primer artículo en 1913 presentó una ecuación para calcular el tiempo de congelación para un bloque de hielo donde sus consideraciones se basaron en las distintas formas geométricas siendo cilíndrica, cúbica y placa plana (López-Leiva y Hallström, 2003)

Posteriormente en un siguiente artículo, Planck en 1941 utilizó un método de cálculo más cercano para los productos alimenticios, en el cual tomó y amplió las consideraciones siendo: a) el alimento tiene una temperatura cercana al medio de congelación, 2) la transferencia de calor a través de los alimentos se realiza por conducción térmica, 3) las propiedades físicas son independientes de la temperatura y 4) no se considera el cambio de volumen (López-Leiva y Hallström, 2003).

Una vez contemplados los puntos anteriores la ecuación se complementó partiendo de ecuaciones de transferencia de calor basándose en la ecuación de Fourier para la transferencia de calor por conducción y del concepto de Prandtl sobre la capa para transferencia de calor por convección; finalmente Planck realizó el análisis matemático y derivó la siguiente

ecuación para el cálculo del tiempo de congelación, donde a' para placas infinitas es el valor del espesor dividido entre dos (López-Leiva y Hallström, 2003):

$$t = \frac{\lambda a \rho a}{(T_{ia} - T_a)} \left[\frac{P a'}{h} \frac{Ra'^2}{K_{TA}} \right] \quad [\text{Ecuación 1}]$$

1.2. Técnicas de congelación.

Las técnicas de congelación varían de acuerdo con los diversos factores como: la sensibilidad del producto, el tamaño y la forma del producto, la calidad requerida del producto terminado, la tasa de producción, el espacio disponible, la capacidad de inversión, (Muthukumarappan *et al.*, 2019). Una forma de clasificarlos los métodos de congelación es dividiéndolos en tres:

1. Contacto directo con la superficie: aquí el producto, ya sea empaquetado o sin empaquetar, estará en contacto directo con una superficie metálica durante el proceso de congelación la cual se encuentra a temperaturas bajas como a -50°C en sistema de CO_2 o bien a -40°C si se utiliza el refrigerante R-22 (Dopazo y Fernández-Seara, 2012). Esta técnica se ve en los congeladores de placas y congeladores de superficie raspada (Marella y Muthukumarappan, 2013).

2. Aire como medio de enfriamiento: el ciclo de aire es una de las tecnologías de refrigeración más antiguas. El ciclo de aire es energéticamente eficiente a bajas temperaturas que dependerá del tipo de refrigerante que se utilice (Evans, 2016), ejemplos de ellos son el amoníaco, el dióxido de carbono, los hidrocarburos (Rodríguez, 2018). Esta técnica se visualiza en los congeladores de túnel continuo o por lotes, en los congeladores de banda en espiral y lecho fluidizado (Rodríguez-Martínez *et al.*, 2007).

3. Fluidos criogénicos: aquí se utilizan fluidos criogénicos como el nitrógeno (N₂), dióxido de carbono (CO₂), salmueras y mezclas no tóxicas de agua y solutos un ejemplo es el azúcar con alcohol diluidos en agua (como se cita en Rodríguez-Martínez *et al.*,2007). Los líquidos se pueden rociar sobre el producto o los productos se pueden sumergir en los líquidos. Esta técnica se puede observar en los congeladores de inmersión (Marella y Muthukumarappan, 2013).

Tabla 1. *Características de las técnicas de congelación* (Fellows, 2000a).

Técnica de congelación	Equipo de congelación	Tiempo de congelación a -18°C (min)	Alimento	Coefficiente de transferencia convectivo [W/m²°C]
Aire/convección natural	-	180-4320	Canal de carne	6-9
Aire convección forzada (5 m/s)	-	15-20	Chicharos envasados	25-30
Aire convección forzada	Banda en espiral	12-19	Hamburguesas	25
Aire convección forzada	Banda fluidizada	3-4	Chicharos envasados	90-140
Contacto directo	Congelador de placas	75	Bloques de pescado 25 kg	100
Contacto directo	Superficie raspada	0.3-0.5	Helado	-
Fluido Criogénico	Inmersión (Freón)	4-5	Carne para hamburguesa	500
Fluido Criogénico	-	2-5	Mariscos	1500

En la Tabla 1 se muestran otras características de las técnicas de congelación, donde se presenta su aplicación en diferentes alimentos para la que es utilizada con mayor frecuencia, así como los tiempos de congelación alcanzados con esa técnica (maneja una temperatura de congelación de -18°C) y finalmente muestra datos sobre los coeficientes de transferencia de calor por convección. Esta información ayuda a tener una visión general para seleccionar un equipo adecuado para el proceso de congelación, donde se puede observar que cuando se utiliza la congelación por contacto directo (superficie raspada o congelador de placas, etc.)

o un fluido criogénico (inmersión) los tiempos de congelación van de 0.3 a 5 min respectivamente, mientras que cuando se utiliza aire como medio de enfriamiento (banda en espiral o fluidizada, etc.) los tiempos se extienden de 12 hasta 4320 min (Muthukumarappan *et al.*, 2019).

Por lo cual para seleccionar un equipo adecuado para el proceso de congelación es fundamental conocer las características del alimento, así como las de la técnica. La siguiente información que se indica en el punto 1.3 es sobre equipos en particular donde se describen algunas características importantes de cada equipo. Cabe mencionarse que los datos sobre los coeficientes de transferencia de calor por convección y los tiempos de congelación presentados en la Tabla 1 son valores de referencia que ayudan a conocer y a su vez seleccionar un equipo más propio de acuerdo con el tipo de técnica o estudio que se desea realizar (Muthukumarappan *et al.*, 2019; Fellows, 2000a).

1.3. Equipos de congelación con flujo de aire.

Los congeladores con flujo de aire son los principales sistemas de congelación (Moerman y Fikiin, 2016), se basa en hacer circular aire con una velocidad cercana a 5 m/s (Mulot, *et al.* 2019) con una temperatura de -35°C a -55°C congelando a la temperatura de almacenamiento requerida, generalmente de -18°C . Estos equipos proporcionan una convección forzada en el aire, asegurando así una velocidad de transferencia de calor convectiva comparativamente alta en la superficie del alimento (Moerman y Fikiin, 2016).

Este tipo de congeladores en la industria poseen su propia planta de refrigeración y suelen ser denominados "congeladores por compresión mecánica". Existen interesantes soluciones en la ingeniería donde el suministro de frío a los congeladores utiliza ciclos termodinámicos. Por ejemplo, el amoníaco (NH_3) es una elección común de refrigerante en grandes sistemas, ya que sus propiedades físicas lo hacen entre un 3 y un 10% más eficiente que el resto, debido a que permite utilizar tuberías de menor diámetro en comparación con otros refrigerantes

(Shanmugam y Mital, 2019); otro ejemplo son los sistemas de refrigeración en cascada en el cual se emplea NH_3 y CO_2 como refrigerante y su uso en la industria va incrementando (Moerman y Fikiin, 2016). Por otra parte, de acuerdo con Fikiin en el 2008 existen diferentes tipos de congeladores con flujo de aire, que operan por lotes, en túnel, banda en espiral, túnel de lecho fluidizado y choque de aire, como se explica a continuación:

A) Congelador con flujo de aire por lotes. Es utilizado para el almacenamiento de alimentos, el cual se coloca en estantes movibles de forma manual, ya sea en bandejas o colgados de rieles deslizantes (Figura 5), un ejemplo son los canales de carnes o piezas de pescado (Dempsey y Bansal, 2012). Su funcionamiento se basa en que los ventiladores circulan aire proveniente del evaporador sobre el producto estando en contacto directo con los alimentos. El tiempo de congelación requerido en este equipo depende de la temperatura y velocidad del aire, el tamaño, la forma y las propiedades térmicas del alimento, así como el grado de contacto entre las piezas o paquetes individuales del producto y el aire refrigerante (Moerman y Fikiin, 2016).



Figura 5. Congelador con flujo de aire por lotes (Moerman y Fikiin, 2016).

B) Congelador de túnel con flujo de aire. Estos equipos son muy flexibles porque pueden adaptarse a una amplia gama de formas y tamaños de alimentos. En este congelador el alimento se distribuye uniformemente sobre una cinta transportadora (Figura 6) Estos equipos son muy flexibles porque pueden adaptarse a una amplia gama de formas y tamaños

de productos, que los lleva a través del túnel congelador de un extremo al otro. El aire refrigerado se circula de arriba hacia abajo a través de la cinta transportadora (Moerman y Fikiin, 2016). El tiempo de residencia del producto en el congelador depende del tipo y tamaño del producto, así como de la temperatura y la velocidad del aire. (Marella y Muthukumarappan, 2013). Los congeladores de túneles lineales son de construcción simple a comparación con los congeladores de banda en espiral, sin embargo, una desventaja es que la longitud del túnel está restringida por el espacio disponible en la fábrica, lo cual a su vez delimita la longitud de la cinta transportadora necesaria para lograr la congelación del alimento en el tiempo requerido (James y James, 2014).

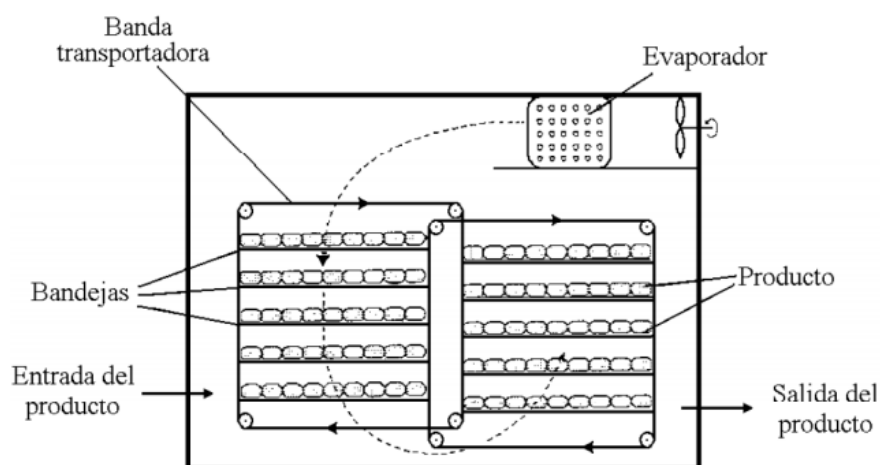


Figura 6. Congelador de túnel con flujo de aire (Rodríguez-Martínez *et al.*, 2007).

C) Congelador de banda en espiral. Los congeladores de aire con banda en espiral se utilizan para una amplia gama de alimentos, como en el anterior, este congelador se basa en una malla transportadora, que mueve el producto de abajo hacia arriba a lo largo de un camino helicoidal (Figura 7). La malla transportadora es auto apilable y es enrollada helicoidalmente alrededor de un tambor. Existen congeladores en espiral en los que el producto alimenticio se somete a un flujo horizontal de aire frío, los cuales son adecuados para alimentos planos y productos envasados, mientras que los congeladores en espiral en los que el flujo de aire frío pasa verticalmente (generalmente hacia abajo) a través de la banda son adecuadas para la congelación de productos no envasados (Moerman y Fikiin, 2016).

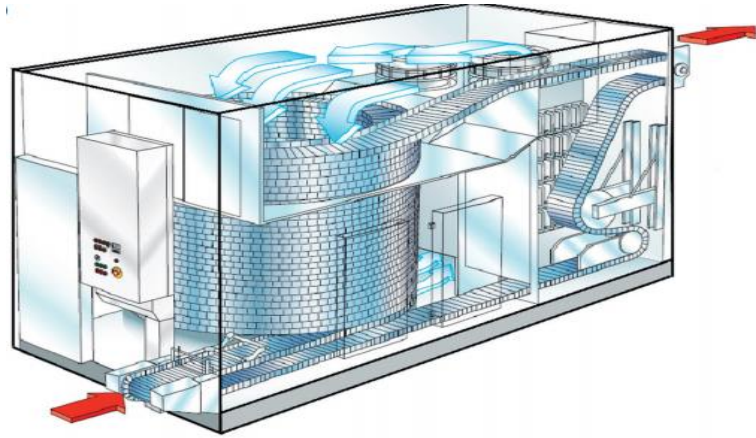


Figura 7. Congelador de banda en espiral (Moerman y Fikiin, 2016).

D) Congeladores de túnel de lecho fluidizado. Los congeladores de lecho fluidizado son adecuados para la congelación rápida individual (IQF) de alimentos pequeños o partículas de alimentos (Moerman y Fikiin, 2016). Consiste en una banda de metal perforada sobre la que se coloca el alimento (Figura 8). Se circula el aire a través de la banda perforada y cuando la relación entre el peso del lecho y el área del lecho es igual, se produce una fluidización. En este punto, las partículas de alimento se levantan físicamente de la superficie de la banda y comienzan a vibrar a su alrededor. Esto reduce la resistencia en las capas límite del alimento y genera coeficientes de transferencia de calor altos (Muthukumarappan *et al.*, 2019). El tiempo de residencia del alimento en el lecho depende inicialmente del alimento y sus características, así como de la velocidad de alimentación y el volumen del lecho. (Chen y Rosenthal, 2009).

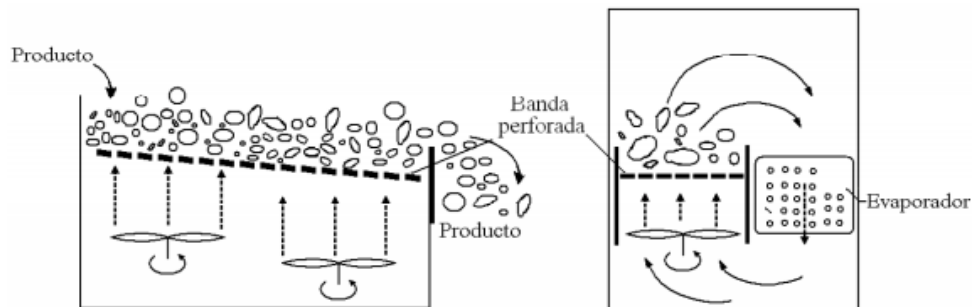


Figura 8. Congelador de túnel de lecho fluidizado (Rodríguez-Martínez *et al.*, 2007).

E) Congelador por choque de aire. Estos equipos son utilizados en su mayoría para alimentos con una alta relación de superficie a peso, es decir, productos con una dimensión pequeña (James y James, 2014). Este congelador, contiene numerosas boquillas de aire (Figura 9) por el cual el alimento pasa a través de una cinta transportadora, donde el flujo de aire se puede dirigir hacia la parte superior e inferior del producto alimenticio o de forma perpendicular, este flujo de aire genera una turbulencia constantemente en la capa límite que rodea el producto, mejorando así la velocidad de extracción de calor de la superficie disminuyendo así los tiempos de congelación (Moerman y Fikiin, 2016). Las boquillas utilizadas en los congeladores de choque de aire tienen una influencia sobre el régimen del flujo de aire y pueden ser de un solo orificio o diversos orificios (Muthukumarappan *et al.*, 2019). Esta técnica será explicada ampliamente en punto 1.4.

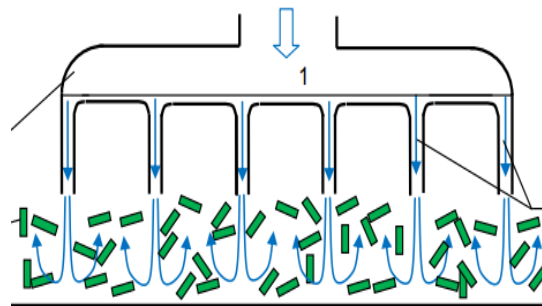


Figura 9. Congelador por choque de aire (Moerman y Fikiin, 2016; Góral y Kluza, 2012).

Este equipo de congelador de choque de aire aún está bajo investigación la combinación eficaz del choque de aire sobre la superficie del alimento. En este caso, hay dos posibilidades para la técnica de choque de aire. La primera técnica consiste en un choque de aire que atraviesa con perforaciones desde abajo al alimento, que en realidad no difiere de un proceso de fluidización convencional y el segundo implica inducir la fluidización mediante boquillas generando un flujo de aire turbulento con altas velocidades siendo de 3.2 a 10.5 m/s en equipos pilotos (Góral y Kluza, 2012), o bien de 20 a 30 m/s para equipos industriales (James y James, 2014).

1.4. Técnica de congelación por choque de aire.

Se ha comentado anteriormente que la congelación rápida genera cristales pequeños y uniformes como se explica en el punto 1.1.1; la distribución de esos cristales se puede asegurar mediante el empleo de métodos novedosos de congelación de alimentos, uno de ellos es la congelación por choque de aire, caracterizado por una alta velocidad de congelación (Marazani *et al.*, 2017). Esta técnica implica circular un flujo de aire con un intervalo de velocidad de 3.2 a 10.5 m/s (Góral y Kluza, 2012) que incide sobre la superficie del producto, con el fin de disminuir o interrumpir la capa límite de aire que rodea el producto. Esto ocasiona que la velocidad de transferencia de calor entre el producto congelado y el aire circundante se incremente sustancialmente, lo que provoca un rápido crecimiento de la velocidad de congelación (Kluza y Spiess, 1995; Jafari y Alavi, 2008).

Diversas investigaciones han estudiado ampliamente las características de la transferencia de calor y el comportamiento del flujo de aire que se da en los choques del flujo. Un punto importante de estudio ha sido la velocidad de transferencia de calor en la superficie del alimento, donde el choque del flujo de aire depende del principalmente del régimen del flujo, que a su vez este se relaciona directamente con la forma de la boquilla (como se cita en Wae-hayee *et al.*, 2019).

Esto a causa de que las características de la boquilla tiene un efecto en la velocidad inicial y en los perfiles de turbulencia de los flujos descargados (Wae-hayee *et al.*, 2019), donde se puede explicar que el flujo de aire fluye a una velocidad a través de las boquillas y al ser descargados golpean la superficie directamente del alimento como se muestra anteriormente en la Figura 10, donde la idea principal de este choque es propiciar un flujo turbulento, debido a que esto intensifica el calor a transferir dentro de la capa límite (Dewan *et al.*, 2012).

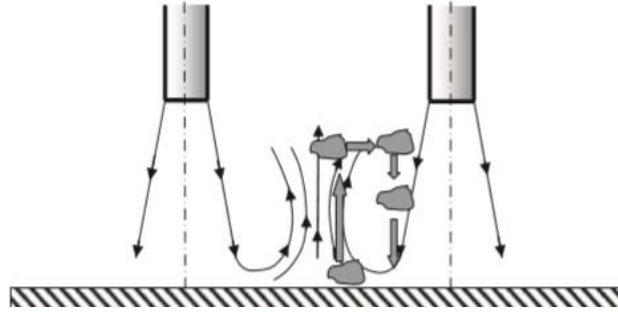


Figura 10. Efecto del choque de aire sobre la partícula (Góral y Kluza, 2012).

Cabe mencionarse que, en el proceso del choque de aire se producen cambios en los coeficientes de transferencia de calor por convección, esto a consecuencia de las variaciones en los patrones o en el régimen del flujo en la zona del choque (como se cita en Marazani *et al.*, 2017). Debido al contacto mutuo entre las partículas vecinas, algunas de ellas se separan de la cama y se impulsan a la parte superior de la fuente y a su vez a la zona de presión inferior. Sin embargo, la gravedad hace que caigan y se desplacen hacia los flujos de aire que salen de las boquillas vecinas (Figura 10). Los efectos aeromecánicos que ocurren en esta etapa resultan ser más complejos a los reportados durante un proceso de fluidización convencional (Góral y Kluza, 2012).

1.5. Transferencia de calor durante la congelación.

La transferencia de calor está relacionada con los cuerpos calientes y fríos, llamados fuente y receptor, en donde la transferencia tiene sus propios mecanismos y cada uno cuenta con características particulares, por lo cual la transferencia de calor es importante en los procesos porque es un tipo de energía que se encuentra en movimiento debido a una diferencia de temperaturas entre dos cuerpos, por tanto, existe la posibilidad de un intercambio de energía entre ellos, surgiendo un enfriamiento o calentamiento (Gómez y Razo, 2014).

En el caso particular de la congelación, existen diferentes etapas involucradas en la disminución de temperatura por debajo de su punto de congelación de un alimento (Fellows, 2017b). Dentro de estas etapas existen propiedades importantes como son el calor sensible y calor latente, que son importantes en los problemas de transferencia de calor cuando se enfrían alimentos. Los valores de calor latente están asociados con los cambios de fase (sólido, líquido o vapor) y juegan un papel importante en los procesos de congelación, cristalización, etc. Mientras que el calor sensible se refiere a los cambios que se pueden detectar por un aumento o descenso de la temperatura (Lewis, 1996).

En primer lugar, durante la congelación, el calor sensible se elimina y en el caso de los alimentos frescos, se elimina el calor producido por la respiración. Posteriormente, el calor latente se elimina cuando el agua cambia de estado líquido a sólido para formar hielo. La mayoría de los alimentos contienen una gran proporción de agua, que tiene un calor específico elevado ($4182 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$) y un alto calor latente de cristalización (334 kJ kg^{-1}), por lo tanto, se necesita una cantidad sustancial de energía para eliminar el calor sensible y latente para formar cristales de hielo. Esta energía generalmente es suministrada como energía eléctrica, la cual se utiliza para comprimir refrigerantes en un proceso por congelación mecánica con ayuda de equipos (Fellows, 2017b).

Mencionado lo anterior, para lograr la congelación de un producto alimenticio deberá estar expuesto a un medio ambiente de baja temperatura durante un tiempo necesario para eliminar el calor sensible y calor latente de fusión del alimento a través de la transferencia de calor (Singh y Heldman, 2014). Para cuantificar la transferencia se realiza mediante la relación entre el coeficiente global y los coeficientes individuales, los cuales son determinados de acuerdo con la aplicación en particular. La magnitud de los coeficientes individuales dependerá de la naturaleza del proceso de transferencia de calor siendo conducción, convección o radiación, así como de las propiedades físicas de los fluidos, el régimen del fluido y la disposición física de la superficie donde se llevará a cabo la transferencia de calor (Sinnott y Towler, 2020).

1.5.1. Coeficiente convectivo.

La transferencia convectiva de calor presente en la congelación de alimentos, utilizando aire como medio para transferir el calor sensible y latente, es el mecanismo que fundamenta este fenómeno de transferencia en la congelación, cuantificado a través del tiempo la disminución de la temperatura hasta llegar al centro térmico a la temperatura de congelación propia del alimento. En la cuestión de las propiedades difusionales del aire; particularmente su viscosidad cinemática y la difusividad térmica, son determinantes en la forma como se desarrollen las capas límites entre la superficie del alimento y el fluido de aire. De la misma forma, la analogía entre estos dos fenómenos difusionales permite relacionar de manera simultánea la transferencia de calor por convección (Góral y Kluza, 2012).

Generalmente, el coeficiente de transferencia de calor y a su vez el coeficiente convectivo se ve afectado por una serie de factores: la velocidad y las propiedades termofísicas del fluido; la geometría del producto, su orientación y el estado superficial del producto tratado. Con mayor frecuencia, el coeficiente es determinado bajo la relación del número Nusselt en forma de la dependencia de otros números adimensionales, por ejemplo, el número Prandtl, el número Reynolds, que caracterizan los casos estudiados de intercambio de calor (Dincer, 1997; Singh y Heldman, 2009b).

Por otra parte, la simulación del rendimiento de un sistema de congelación es necesaria para su diseño, adaptación y funcionamiento. Para ello, el conocimiento preciso del coeficiente de transferencia de calor es esencial para obtener una predicción. Todavía es una práctica común recopilar datos de temperatura-tiempo del producto y aplicar análisis de regresión utilizando diferentes modelos para derivar los coeficientes de transferencia de calor (como se cita en Amarante y Lanoisellé, 2005).

Para maximizar la eficiencia de las operaciones de enfriamiento y congelación de alimentos, es necesario diseñar o realizar simulaciones de manera previa en los equipos experimentales de refrigeración o congelación (equipos pilotos) para adaptarse a los requisitos específicos de la aplicación en particular. En el diseño de un sistema de refrigeración o congelación de alimentos el equipo requiere la estimación de los tiempos de enfriamiento y congelación de los alimentos, así como las cargas de refrigeración correspondientes; a su vez, depende de estimaciones precisas del coeficiente de transferencia de calor para el enfriamiento u operación de congelación (Becker y Fricke, 2004).

1.5.2. Predicción del coeficiente convectivo: números adimensionales.

Para realizar la predicción del coeficiente convectivo se han desarrollado correlaciones que a partir de números adimensionales puede ser calculado el valor del coeficiente convectivo, una de ellas es conocida como la correlación de Dittus y Boelter, donde mediante Reynolds y Prandtl es determinado el valor de Nusselt. Esta correlación se cumple dentro de los intervalos de Prandtl y Reynolds, siendo de $0,7 < Pr < 160$ y $Re > 10000$. El valor de Nusselt es calculado con la ecuación siguiente cuando se tiene un régimen turbulento, en donde “n” es 0.3 cuando el fluido se enfría y de 0.4 cuando el fluido se calienta (Winterton, 1998):

$$Nu=0.023 Re^{0.8}Pr^n \quad \text{[Ecuación 2]}$$

Para el caso de los flujos que no se encuentran completamente desarrollados Nusselt recomienda la siguiente ecuación, únicamente cuando $10 < Lt/D < 400$ (Holman, 2000):

$$Nu=0.036 Re^{0.8}Pr^{1/3}(D/Lt)^{0.055} \quad \text{[Ecuación 3]}$$

Por otro lado, en el caso específico del número adimensional denominado Prandtl, cuando se maneja una operación o proceso de congelación el intervalo de temperatura del aire y los valores de humedad son requeridos en los sistemas industriales de congelación de alimentos debido al cambio que va surgiendo en sus propiedades, sin embargo, el número de Prandtl solía considerarse constante, y su valor se obtiene mediante un ajuste a datos experimentales. Sin embargo, su valor no siempre se considera constante debido a que cambia ligeramente respecto a la temperatura y humedad, por lo tanto, su valor es obtenido directamente en tablas de propiedades del aire de una forma más práctica y ágil para los cálculos, aunque si se requiere se puede calcular mediante la ecuación que se muestra a continuación (como se cita en Sierra-Pallares *et al.*, 2016):

$$Pr = \frac{C_p \mu}{K_T} \quad [\text{Ecuación 4}]$$

Cabe mencionarse, que el número de Nusselt es una medida de la relación entre las tasas de transferencia de calor por convección y por conducción en un fluido. Por lo cual la determinación y análisis del efecto de fluidización del aire por ductos, se puede realizar con un valor local del coeficiente de transferencia de calor entre la superficie y el aire, este coeficiente se puede determinar a partir del número de Nusselt (San y Shiao, 2006):

$$Nu = \frac{h D}{K_T} \quad [\text{Ecuación 5}]$$

Dentro de los números adimensionales, existe uno que permite analizar cómo se da la transferencia de calor, el cual es conocido como el número de Biot (Bi), este número relaciona la transferencia de calor por conducción dentro de un cuerpo y la transferencia de calor por convección en la superficie de este (Becker y Fricke, 2004). Se ha estipulado que un valor muy bajo en número de Biot significa que la resistencia a la conducción interna es despreciable en comparación a la resistencia a la convección en superficie. Esto a su vez

indica que la temperatura será casi uniforme a través de todo el sólido (Holman, 2000); otra forma de explicarse es que un número de $Bi < 1$ indica que la resistencia interna a la transferencia de calor es insignificante y, por lo tanto, la temperatura dentro el objeto es uniforme en cualquier momento dado, mientras que cuando $Bi > 1$ indica que la resistencia interna al calor la transferencia no es despreciable y, por lo tanto, un gradiente de temperatura puede existir dentro del objeto (Becker y Fricke, 2004). El número de Biot se puede calcular como:

$$Bi = \frac{hL}{K_{TA}} \quad [\text{Ecuación 6}]$$

1.5.3. Coeficiente global de transferencia de calor.

Se ha mencionado anteriormente que la transferencia de calor es el fenómeno físico por el cual se transfiere energía entre dos partículas de materia que se encuentran a diferentes temperaturas. Hay tres mecanismos de transferencia de calor siendo conducción, convección y radiación los cuales se pueden cuantificar y analizar en términos de velocidad mediante ecuaciones, ya que la transferencia de calor no se puede medir directamente, por lo cual dichas ecuaciones expresan un valor en relación con la cantidad de energía térmica transferida por unidad de tiempo (Laloui y Loria, 2019).

Una forma de cuantificar la transferencia de calor es mediante la determinación de los coeficientes de transferencia, como ya se mencionó. Estos coeficientes definen la resistencia térmica total para que se lleve a cabo la transferencia de calor entre dos cuerpos, esta resistencia o barrera hacia la transferencia incluye las resistencias por convección y conducción para superficies planas o cilíndricas, y en dado caso de existir radiación en el proceso se deberá contemplar (Bergamn *et al.*, 2011).

Existen diversas técnicas experimentales utilizadas para obtener los coeficientes, una de ellas es su dependencia con diferentes números adimensionales como lo son: Nusselt, Reynolds y Prandtl. En general los resultados son aplicables a las condiciones específicas en que se desarrollaron los experimentos, por lo que en escenarios diferentes es necesario tener comprobaciones experimentales que permitan determinar la aplicabilidad de los resultados (Torres-Tamayo *et al.*, 2014).

Existe un método de cálculo iterativo para la obtención del coeficiente global de transferencia de calor, donde involucra las resistencias presentes, esto se puede realizar mediante la ecuación que presenta Aldana y La Madrid en 2013 que se muestra a continuación:

$$U = \left[\frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{1}{hr} + \frac{Ea}{KTA}} \right] \text{ [Ecuación 7]}$$

1.6. Diseño de equipo.

En el diseño de equipo es importante el análisis dimensional y el principio de similitud a través del escalamiento. El método de análisis dimensional se utiliza en todos los campos de la ingeniería, especialmente en campos como la dinámica de fluidos y la termodinámica, donde se manejan problemas con diversas variables. Al tener números adimensionales que expresan la relación entre las variables, es posible resumir los resultados experimentales y determinar su relación funcional. Cuando se emplea el análisis, si las cantidades adimensionales son adecuadas, como el número de Reynolds y el número de Froude, y son las mismas para ambos dispositivos, los resultados de las pruebas del dispositivo modelo son aplicables al dispositivo a escala completa (Nakayama, 2018).

Por otro lado, el escalamiento es una herramienta vital para la ingeniería, con ella se pueden reducir los errores en diseños debidos a correlaciones inexactas o a la falta de información. El escalamiento consiste en pasar los datos obtenidos en la planta piloto a un modelo que puede ser de tipo:

- A) Fenomenológico: fundamentado en algunos razonamientos teóricos, pero de tipo microscópico. No involucra consideraciones moleculares y permite hacer predicción intervalos de operación no estudiados experimentalmente.
- B) Empírico: el cual se postula sin bases teóricas y se espera solamente que se ajuste la interacción entre los datos con el intervalo de experimentación.
- C) Principio de similitud: obtenido a partir de un análisis de similitud con respecto a analogías físicas de tipo térmico, mecánico, geométrico, químico, etc., (Anaya-Durand y Pedroza-Flores, 2008).

Escalar un proceso o equipo es convertirlo de su escala de investigación (laboratorio o piloto) a escala industrial (producción). Pues bien, el escalamiento es el proceso mediante el cual se desarrollan los criterios y las reglas de asignación numérica que determinan las unidades de medida significativas para llevar de un tamaño dado a otro tamaño mayor o menor una operación u objeto (Zlokarnik, 2012). El tipo de modelo de escalamiento depende tanto del proceso en cuestión como de la geometría de los equipos involucrados (Anaya-Durand y Pedroza-Flores, 2008).

1.6.1. Etapas y consideraciones de diseño.

Un diseño se crea para satisfacer una necesidad o resolver un problema. El objetivo general puede vincularse al requerimiento de un proceso, el cual puede surgir de un problema en los

productos o en los procesos por cambios en la demanda, la legislación, escasez de un recurso o un cambio tecnológico. Por lo cual, el diseñador tiene un objetivo específico y por medio del desarrollo y evaluación dará posibles diseños que brinden una solución. A lo largo de ese estudio se tendrán diversas maneras de lograr el objetivo, sin embargo, el diseño tendrá restricciones que permitirá reducir el número de posibles diseños. Las restricciones surgen de diversas fuentes, algunas serán fijas e inmodificables, tales como las que se originan en las leyes físicas, mientras que otras serán menos rígidas y podrán manipularse en cierta medida por el diseñador como parte de su estrategia general para buscar el mejor diseño (Santos *et al.*, 2005).

Dentro del desarrollo del diseño se llevan a cabo una serie de etapas que se presentan siendo:

1. Objetivo: se desarrolla de acuerdo con la necesidad que se desea solucionar, para ello es necesario conocer los requerimientos de forma completa, profundizado y sin ambigüedad del tema,
2. Recolección de datos: se debe disponer de toda la información requerida para el desarrollo del diseño, principalmente las características del equipo, propiedades físicas y métodos del diseño,
3. Generación de posibles diseños: es la parte creativa del proceso y deben seleccionarse métodos ya comprobados,
4. Selección y evaluación: se debe realizar un análisis de todas las posibles soluciones de los diseños y seleccionar de acuerdo con el juicio ingenieril y
5. Diseño final: se dará la propuesta final, brindando la solución al problema cumpliéndose con el objetivo. (Santos *et al.*, 2005).

Cabe mencionarse que en el diseño surge un proceso de selección de conceptos que satisfagan los objetivos a cumplir, el cual ha sido considerado por investigadores, como uno de los desafíos más difíciles del diseño de ingeniería debido al impacto que este proceso tiene en la dirección del diseño final (como se cita en Toh y Miller, 2015). Sin embargo, el diseño basado en el principio de similitud se ha investigado activamente y aplicado para aumentar la eficiencia de producción, mejorar los diseños, técnicas y productos desarrollados (Suh *et al.* 2013).

1.6.2. Principio de similitud.

El principio de similitud hace referencia a la relación que existe entre sistemas físicos y el tamaño de estos, siendo básico en el escalamiento de procesos físicos y químicos. Los sistemas físicos se caracterizan en general por tres cualidades: tamaño, forma y composición. Las tres variables son independientes; por ejemplo, dos objetos pueden ser diferentes en tamaño, pero tener la misma forma y composición. El principio de similitud está relacionado con el concepto de "forma", a partir del hecho de que ésta es independiente del tamaño y la composición (Anaya-Durand y Pedroza-Flores, 2008).

El concepto de "forma" aplicado en estos sistemas no envuelve únicamente a las proporciones geométricas de sus miembros, sino también deben anexarse cuestiones como son: patrones de flujo en fluidos, gradientes de temperatura, perfiles de concentración con respecto al tiempo, etc. Sin embargo, dentro de la ingeniería son de interés cuatro tipos de similitud: geométrica, mecánica, térmica y química (Zlokarnik, 2012) que se explicaran a continuación:

A) Similitud geométrica: se denomina similitud geométrica cuando el cociente entre todas las longitudes correspondientes en el modelo y en el prototipo es siempre el mismo. La semejanza geométrica implica que necesariamente el modelo y el prototipo tengan exactamente la misma forma (Figura 11), refiriéndose a que las distancias sean proporcionales y a su vez ángulos iguales (Anaya-Durand y Pedroza-Flores, 2008).

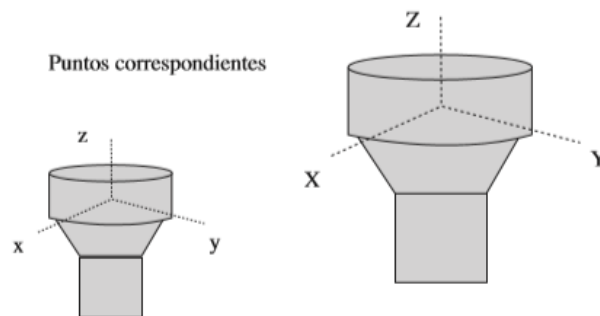


Figura 11. Similitud geométrica (Anaya-Durand y Pedroza-Flores,2008).

B) Similitud mecánica: la similitud mecánica comprende en su área a las similitudes de:

1. Estática que es cuando se presenta en los cuerpos sólidos sujetos a esfuerzos constantes,
2. Cinemática esta es utilizada para la aplicación de sólidos o fluidos en movimiento y se introduce en este caso la dimensión tiempo, y
3. Dinámica la cual está relacionada con las fuerzas que aceleran o retardan el movimiento de las masas dentro de sistemas dinámicos (Zlokarnik, 2012).

La similitud dinámica es de gran importancia en sistemas de flujo de fluidos para predecir caídas de presión o consumos de potencia. Sin embargo, en la transferencia de calor y masa, así como en las reacciones químicas es importante establecer indirectamente relaciones de similitud cinemática (Zlokarnik, 2012).

C. Similitud térmica: esta similitud involucra a los sistemas en los cuales se presenta flujo de calor por lo que se introduce la dimensión temperatura además de la longitud, fuerza y tiempo. El calor puede fluir por convección, conducción y radiación donde la diferencia de temperaturas a tiempos correspondientes entre un par de puntos de un sistema y entre el par de puntos de otro se definen como temperaturas correspondientes (Zlokarnik, 2012).

Por otra parte, en los sistemas que presentan similitud geométrica se puede decir que son térmicamente similares cuando la diferencia de temperatura conserva una relación constante entre ellos y cuando los sistemas, si están en movimiento, son cinéticamente similares (Zlokarnik, 2012).

D. Similitud química: esta similitud está relacionada con sistemas que presentan reacciones químicas donde la composición varía de un punto a otro, ya sea en procesos intermitentes o continuos, en diferentes instantes. No se introduce ninguna nueva dimensión, no es necesario que las composiciones químicas de ambos sistemas sean las mismas, sino solamente que exista una relación fija entre las concentraciones puntuales de algunos componentes de las cuales se realiza la comparación (Anaya-Durand y Pedroza-Flores, 2008).

1.7. Mecánica de flujo de fluidos.

Un fluido es una sustancia (gas o líquido) que se deformará continuamente bajo la acción de tensiones superficiales aplicadas (cizallamiento). Dependiendo del comportamiento dinámico del flujo de fluido se tendrá un movimiento laminar, de transición o turbulento. Como se muestra en la Figura 12 en el caso del flujo laminar (A), es un estado ordenado de flujo en el que las partículas de fluido macroscópicas se mueven en capas (Rao, 2018).

En la cuestión de un flujo turbulento (B), es cuando las partículas fluidas tienen movimientos irregulares, fluctuantes y trayectorias erráticas como se observa en la Figura 12. En este caso, el flujo se produce tanto lateral como en la dirección del flujo principal. Por otro lado, un flujo de transición se presenta cuando un flujo laminar se vuelve inestable y se acerca a un flujo turbulento (Rao, 2018). Para poder distinguir en que régimen se encuentra el fluido se acude a valores teóricos, en el régimen de flujo en tuberías, se considera como laminar si el número de Reynolds es menor que 2000 y turbulento si el número de Reynolds es superior a 4000 (Crane, 1992).

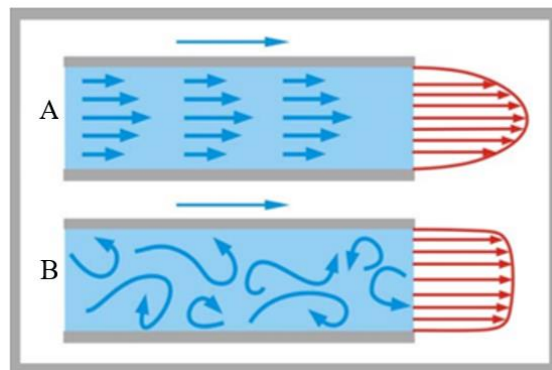


Figura 12. Régimen laminar y turbulento (Gaviria, 2015).

Por otra parte, el método más común para transportar fluidos de un punto a otro es impulsarlo a través de un sistema de tuberías. Las tuberías de sección circular son las más frecuentes, ya que esta forma ofrece no sólo mayor resistencia estructural, sino también mayor sección transversal para el mismo perímetro exterior que cualquier otra forma. A menos que se indique específicamente, la palabra tubería en este estudio se refiere siempre a un conducto cerrado de sección circular y diámetro interior constante (Crane, 1992).

Las investigaciones de Osborne Reynolds han demostrado que el régimen de flujo en tuberías, es decir, si es laminar o turbulento, depende del diámetro de la tubería, de la densidad y la viscosidad del fluido, así como de la velocidad del flujo. El valor numérico de una combinación adimensional de estas cuatro variables es conocido como el número de Reynolds, el cual se considera como la relación que tiene las fuerzas dinámicas de la masa del fluido respecto a los esfuerzos de deformación ocasionados por la viscosidad (como se cita en Mills, 2020). El número de Reynolds es calculado con la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad [\text{Ecuación 8}]$$

Sin embargo, en ocasiones se tienen conductos con sección transversal que no es circular, generalmente se utilizan secciones rectangulares en vez de una tubería. Para calcular el número de Reynolds bajo estas condiciones, el diámetro circular es sustituido por el diámetro equivalente, el cual se calcula de acuerdo con Crane (1992), a través de la siguiente ecuación:

$$D_H = \frac{4(a \cdot b)}{2(a + b)} \quad [\text{Ecuación 9}]$$

1.7.1. Pérdidas de presión.

El flujo de los fluidos en tuberías está siempre acompañado del rozamiento de las partículas del fluido entre sí y, consecuentemente, por la pérdida de energía disponible; en otras palabras, tiene que existir una pérdida de presión en el sentido del flujo, es decir, el fluido que circula por el interior de un conducto experimenta una pérdida de presión estática, una pérdida de velocidad (presión dinámica) y una pérdida por calentamiento (efecto Joule) debido al rozamiento con las paredes del conducto. En cualquiera de los tres casos, el fluido ha sufrido una pérdida de energía (en forma de presión estática, en forma de presión dinámica y por calentamiento) que se la denomina pérdida de presión (Crane, 1992).

Por otro lado, al modificar el diámetro del sistema del flujo, puede ser posible cambiar el perfil de flujo de transición laminar-turbulento, esto es normalmente resulta en una pérdida de presión general en el sistema. Para un sistema dado, la pérdida de presión en flujo laminar es aproximadamente el 40% de las pérdidas en flujo turbulento (Schlichting, 1960). Esto se debe a que la mezcla turbulenta en el flujo provoca un mayor cizallamiento y tensión en la pared (Mullin, 2011) por lo que, este mayor esfuerzo cortante se manifiesta en una mayor pérdida de presión (Mills, 2020). La ecuación general de la pérdida de presión es calculada con la fórmula de Darcy que se expresa mediante la siguiente ecuación (Crane, 1992):

$$\Delta P = \frac{f * \rho * L * v^2}{2 D} \quad [\text{Ecuación 10}]$$

La ecuación de Darcy es válida tanto para flujo laminar como turbulento de cualquier líquido en una tubería. En cuestión del factor de fricción “f”, generalmente es determinado experimentalmente, teniendo una relación empírica de éste. Sin embargo, el factor de fricción para condiciones de flujo laminar es función sólo del número de Reynolds, mientras que, para el flujo turbulento, es también función del tipo de pared de la tubería en donde la

rugosidad del material de la tubería “ ϵ ” tomará una influencia sobre el flujo (Crane, 1992). Si el flujo es laminar, el factor de fricción puede determinarse a partir de la siguiente ecuación:

$$f = \frac{64}{Re} \quad [\text{Ecuación 11}]$$

Mientras que, para el flujo con comportamiento turbulento, primero se debe realizar el cálculo de la rugosidad relativa del material mediante la ecuación 12. Los valores de ϵ_a se obtienen mediante tablas, el cual depende de acuerdo con el tipo de material que se esté utilizando en la tubería. Una vez que es conocido el valor de la rugosidad relativa se recurre al diagrama de Moody, en cual se deberá trazar el valor de “ ϵ ” y el valor de Re , entre estas líneas se formará un punto de intersección con el cual se obtendrá un valor de “ f ” en el gráfico y finalmente se realiza la sustitución de los datos en la ecuación 10, (Crane, 1992).

$$\epsilon = \frac{\epsilon_a}{D} \quad [\text{Ecuación 12}]$$

1.7.2. Conductos de distribución del aire.

La red de conductos se diseña para llevar un determinado caudal de aire a los puntos de impulsión deseados. Es importante conocer la densidad y viscosidad del aire, ya que son utilizados para el diseño de los conductos (Carrier, 1996). Las propiedades físicas del aire van a depender de la temperatura y de la presión, actualmente existen diversas tablas de información técnica en las cuales se reportan dichos valores de las propiedades del aire como las que reporta Chromalex Technical Documents®.

Por otro lado, existe una empresa que es líder de forma mundial llamada Soler & Palau Ventilation Group® que maneja un manual práctico de ventilación, el cual indica como realizar una correcta distribución en el aire, donde se deberá conocer inicialmente que velocidad del aire se requiere, y posterior hacer una selección del ventilador con base al caudal de aire que este maneje, el cual se calcula con la ecuación 13, de acuerdo como se indica en la norma procedente de España UNE 100-230-95.

$$Q_i = A \times V \quad [\text{Ecuación 13}]$$

La Norma UNE-100-230-95 declara que el caudal del aire se ve influenciado por las propiedades físicas del aire, principalmente la densidad, puesto que ésta varía con respecto a la presión y temperatura del medio, por lo cual se realizan ajustes ya sea en la velocidad del aire o el caudal de aire disponible, estas modificaciones se determinan con la ecuación que se muestra a continuación:

$$n = n_0 \left(\frac{q_{0'}}{Q_i} \right)^{1/2} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{3/4} \left(\frac{r_0}{r} \right)^{3/4} \quad [\text{Ecuación 14}]$$

Por otro lado, de acuerdo con el caudal que será proporcionado a través del ventilador se pueden determinar el número de ductos, esto con la relación del caudal procedente del ventilador y el caudal que se requiera en la descarga del ducto, para esto se tomando en cuenta la siguiente ecuación:

$$D_u = \frac{q_{0'}}{Q_i} \quad [\text{Ecuación 15}]$$

1.8. Producción de Frío.

En la segunda ley de la termodinámica se indica que el calor fluye de los cuerpos con mayor temperatura hacia los cuerpos más fríos. Debido a esto un sistema de refrigeración se considera como una herramienta que impulsa el calor mediante trabajo desde una zona fría hasta los cuerpos que se encuentran más calientes. En un proceso de congelación para lograr un intercambio de energía correcto es necesario que la zona fría esté a temperaturas inferiores que la temperatura a la que se requiere enfriar el cuerpo y, por otro lado, dicho cuerpo tendrá una temperatura superior a la del ambiente de la zona fría, el cual será el sistema que recibe el calor retirado (Alzate, 2008).

Por otro lado, se define a la producción de frío como la generación de temperaturas inferiores a la ambiental, por medios no naturales. Uno de los métodos de la producción de frío es mediante métodos físicos en el cual un fluido refrigerante cede el calor al sistema de producción de frío, es decir, el fluido tiene un enfriamiento al ser sometido en un proceso físico en el cambio de sus presiones y temperaturas, integrado a un ciclo termodinámico (Amigo y Vergel. 2012).

Dentro de los sistemas de refrigeración la producción de frío se da mediante un ciclo de refrigeración por compresión para enfriar el gas de proceso o bien el fluido refrigerante (Tahmasebzadehbaie y Sayyaadi, 2020). Este fluido se somete a cambios de fase para extraer su calor latente correspondiente que experimenta dentro del ciclo; uno de estos cambios es la evaporación que es de suma importancia para la producir frío. Existen dos tipos de vaporización siendo la directa (el fluido se pierde) y la indirecta (el fluido es recuperado de forma cíclica). La vaporización indirecta se basa en ciclos termodinámicos inversos, que requieren una aportación energética externa, en forma de calor o en trabajo mecánico (Amigo y Vergel. 2012).

1.8.1. Producción de frío por compresión mecánica.

Es importante mencionarse que la compresión mecánica se basa en la vaporización indirecta del refrigerante, la cual es explicada mediante el ciclo de Carnot, en el cual se tienen cuatro componentes básicos: evaporador, compresor, condensador y una válvula de expansión (Figura 13). El ciclo se basa en un fluido refrigerante que circula entre estos cuatro componentes, cambiando de estado de líquido a vapor de forma cíclica, con cambios tanto en la presión como en la entalpía en cada una de las etapas (Sun,2011). Las propiedades termodinámicas de los refrigerantes individuales se describen en tablas de presión -entalpía, que están disponibles por los fabricantes de los refrigerantes, y sus propiedades también se pueden representar en gráficos de entalpía-presión o gráficos de entropía-temperatura (Fellows, 2017c).

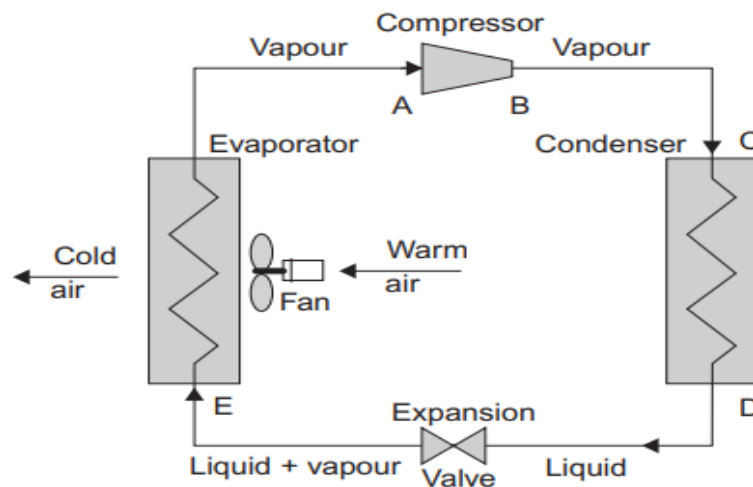


Figura 13. Ciclo básico de refrigeración por compresión mecánica (Fellows, 2017c).

En relación con los cambios en el refrigerante que surgen a medida que se mueve a través de los diferentes componentes del ciclo de Carnot se representan en un diagrama de entalpía de presión (Figura 14) el cual se explica y describe de la siguiente manera:

1. Compresión. El ciclo comienza con el refrigerante en estado de vapor (punto A) y es ingresado al compresor, partiendo del lado denominado de baja presión, el cual tiene una presión P_1 y una entalpía H_2 . El vapor se empieza a comprimir y se tiene una mayor presión P_2 llegando al punto B, donde surge un sobrecalentamiento en el vapor. Por otro lado, la presión de salida del compresor debe estar por debajo de la presión crítica del refrigerante y debe ser lo suficientemente alta para permitir la condensación del refrigerante por un medio externo a temperatura ambiente. Durante la compresión, el trabajo lo realiza el compresor, lo que aumenta la entalpía del refrigerante a H_3 , aumentando su presión y temperatura (Fellows, 2017c).

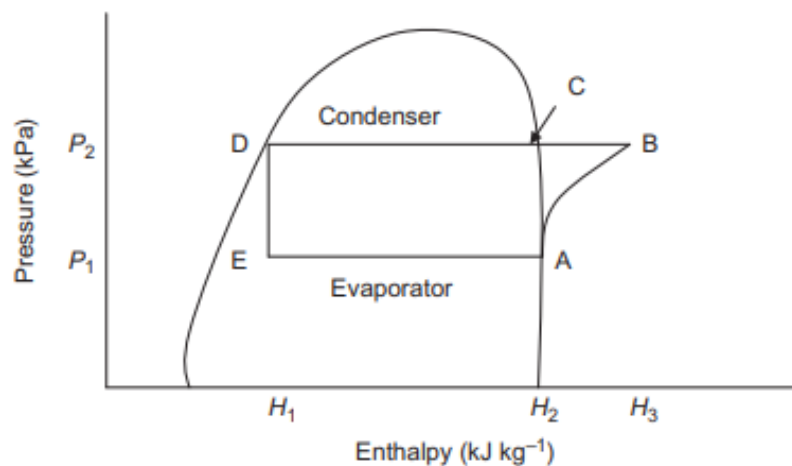


Figura 14. Diagrama de Entalpía- Presión (Fellows, 2017c).

2. Condensación. Posterior a la compresión del vapor, sigue la condensación de este, donde el refrigerante pasa a través del condensador, en el cual el aire frío o el agua que fluye a través de las tuberías del condensador absorben el calor del vapor de refrigerante caliente, lo que hace que se condense y el refrigerante pase a un estado líquido. Primero se elimina el sobrecalentamiento que el gráfico corresponde del punto B al C y luego el calor latente de condensación siendo del punto C al D. La entalpía del refrigerante cae a H_1 , pero la presión permanece constante (Fellows, 2017c).

3. Expansión. Posteriormente surge la expansión donde el refrigerante líquido pasa a una velocidad controlada a través de la válvula de expansión (D-E), que separa las partes de alta y baja presión del ciclo, este proceso de expansión se da a una entalpía constante (H_1). La presión del refrigerante cae a P_1 y una fracción del refrigerante expansionado cambia a vapor nuevamente (Fellows, 2017c).

4. Evaporación. Finalmente, la mezcla de vapor -líquido pasa por el evaporador, donde se llevará a cabo la evaporación del refrigerante líquido bajo una presión reducida, y al hacerlo el medio absorbe el calor latente de vaporización y se enfría, el cual puede ser el aire relativamente caliente en una cámara fría, agua, salmuera o alimentos fluyendo sobre las tuberías del evaporador. El refrigerante se evapora y se convierte en un vapor saturado (E-A). La entalpía del refrigerante aumenta de H_1 a H_2 , pero la presión permanece constante. Después de esto, el refrigerante pasa al compresor y el ciclo comienza nuevamente (Fellows, 2017c).

1.8.2. Componentes principales en la producción de frío.

La mayoría de los sistemas de refrigeración industrial y comercial son mediante la compresión mecánica utilizando un fluido de trabajo llamado refrigerante. En un sistema básico el refrigerante líquido con temperatura y presión baja pasa por el evaporador donde absorbe el calor de un cuerpo para ser enfriado y hace que se evapore, posteriormente el refrigerante vaporizado fluye a un compresor donde se comprime donde su temperatura y presión aumenta. Después el vapor pasa al condensador donde se desecha el calor del cuerpo enfriado así como el calor adicional que el compresor pasa al refrigerante. Finalmente el líquido enfriado a alta presión pasa a través de una válvula de expansión bajando su presión y comienza el ciclo nuevamente, el cual se repite hasta que el cuerpo aislado se enfría a la temperatura deseada (Lawton, 2016).

Como se ha mencionado anteriormente el refrigerante fluye a través de cuatro componentes básicos para desplazar el calor no deseado dentro del sistema siendo: evaporador, compresor, condensador y válvula de expansión (Lawton, 2016):

A) Evaporador. El fluido refrigerante a baja presión fluye hacia el evaporador donde el refrigerante absorbe el calor del cuerpo para enfriarlo y vaporizarlo. Este refrigerante vaporizado luego fluye hacia la línea de succión de regreso al compresor. La mayoría de los evaporadores son de tipo seco que utilizan una válvula de expansión o, con poca frecuencia, un tipo inundado que utiliza un control de nivel (Lawton, 2016).

Generalmente los evaporadores son del tipo de tubo de aleta con flujo de aire forzado; en el cual si la temperatura del serpentín es inferior a 0°C se acumulará una escarcha a medida que la humedad es atraída hacia el serpentín frío cubriéndose por completo. Por lo tanto, se requiere una descongelación periódica ya sea automáticamente o por intervalos de tiempo. Dichos sistemas se descongelan con el compresor apagado y aumentan la temperatura del serpentín utilizando calentadores eléctricos o de gas caliente para eliminar el hielo que se drena como agua (Lawton, 2016).

Es importante considerar que en el evaporador el calor que absorbe del cuerpo para ser enfriado se da principalmente por la convección forzada que se hace al mover el aire mediante un ventilador, y mínimamente se da por la conducción (Holman y Valenzuela, 1998). La ley del enfriamiento de Newton o enfriamiento newtoniano permite hacer un análisis de este fenómeno; en el cual establece que la velocidad de pérdida de calor de un cuerpo es proporcional a la diferencia de temperatura entre el cuerpo y sus alrededores. De acuerdo con esta ley, la velocidad de enfriamiento de un cuerpo cálido en un ambiente más frío es proporcional a la diferencia entre la temperatura instantánea del cuerpo y la del ambiente, la ecuación que describe este fenómeno es la siguiente (citado en Holman y Valenzuela, 1998):

$$q = h A_p (T_a - T) \quad [\text{Ecuación 16}]$$

B) Compresor. El compresor crea un diferencial de presiones que permite el flujo del refrigerante desde el evaporador en el lado de baja presión hasta un condensador en el lado de alta presión del sistema, por lo cual es nombrado el corazón en un sistema de compresión mecánica. Por otro lado, a medida que se comprime el refrigerante, también aumenta su temperatura. Existen diversos tipos de compresores, los principales son los recíprocos, centrífugos y rotativos (Lawton, 2016).

C) Condensador. La función de un condensador es permitir que el vapor de refrigerante a alta presión y temperatura se condense expulsando el calor absorbido. Hay tres principales tipos: a) condensadores enfriados por aire: consisten en tuberías con aletas, la circulación del aire es mediante una convección forzada, donde los ventiladores hacen pasar aire sobre el condensador, b) evaporativos: el refrigerante se condensa mediante el uso de una combinación de flujo de aire y agua rociada en un serpentín, generalmente es en una torre, y c) enfriados por agua: consisten en un tubo exterior que lleva refrigerante vaporizado que fluye sobre un tubo interior que contiene un contraflujo de agua fría (Lawton, 2016).

D) Válvula de expansión. Existen tres dispositivos más utilizados en la expansión del refrigerante siendo a) capilares: son tubos capilares en tramos largos de tubería con diámetros pequeños que reducen el flujo de refrigerante, b) válvulas de expansión termostáticas: son un control del flujo de refrigerante y temperatura que contiene un sensor de temperatura fijado a la salida del evaporador, c) válvulas de expansión termoeléctricas: mediante un sistema eléctrico controla la válvula de flujo del refrigerante a través de un calentador eléctrico dentro de ella con un sensor expuesto en la línea de succión, y d) válvulas de expansión automática: mantienen una presión constante en el evaporador y funcionan independientemente de la carga de refrigerante del sistema. Los dispositivos de expansión están situados entre la línea de líquido y el evaporador dentro del sistema de refrigeración, su operación es reducir la alta presión del refrigerante hasta llegar a la presión de evaporación (Lawton, 2016).

CAPITULO II. METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL

2.1. Problema y justificación.

En la congelación de alimentos siguen surgiendo nuevas tecnologías que brindan una mayor calidad en los alimentos, basados principalmente en una congelación rápida que debido a la formación de cristales pequeños disminuye el daño en las estructuras de los alimentos reduciendo las pérdidas de nutrientes o características organolépticas deseadas y atractivas para el consumidor. En el estudio de las nuevas tecnologías es necesario contar con el equipo que permita llevar a cabo la experimentación y el análisis de los fenómenos de transporte dentro del equipo, como es el movimiento en el flujo del aire, la transferencia de calor que se presenta entre el aire y el alimento, y en algunos casos la transferencia de masa debido a pérdidas de agua del alimento hacia el aire. Estas nuevas tecnologías se basan en tener una alta velocidad en el aire (3.2 a 10.5 m/s) que proporcionan un flujo turbulento para beneficiar la transferencia de calor y a su vez disminuir los tiempos de congelación, lo cual se ve reflejado en coeficientes convectivos altos. Una de las nuevas tecnologías se denominó congelación por choque de aire, el cual se basa en direccionar el flujo de aire mediante boquillas que intensifiquen su velocidad generando un choque de aire sobre el alimento favoreciendo a la transferencia de calor dentro del alimento. En la composición del equipo existe una amplia variedad en el acomodo de las boquillas, así como su mismo diseño que tendrá una influencia importante en el comportamiento del régimen del flujo, donde el objetivo es obtener un flujo turbulento para obtener altas velocidades en el aire. Por otra parte, la implementación de nuevas tecnologías en la industria es importante ya que permite tener más opciones en cuanto a los resultados de la calidad final en los alimentos. Actualmente en el TMIA de Procesos y Sistemas Frigoríficos no se cuenta con un congelador que permita el estudio de esta nueva tecnología, por lo cual se requiere de un congelador didáctico que contenga una distribución del aire con flujo turbulento para los estudios posteriores sobre esta técnica de congelación.

2.2. Objetivo general y particulares.

Objetivo General: Diseñar un congelador didáctico con flujo de aire vertical basado en criterios de principios de similitud geométrico y cinemático para el estudio de los parámetros de transferencia de calor involucrados en el proceso de congelación rápida e individual de alimentos.

Objetivo particular 1. Realizar un dimensionamiento geométrico (diámetro de boquilla) y cinemático (velocidad del aire) con referencia de valores utilizados en estudios previos, para el estudio de la distribución del aire en el equipo, así como de los parámetros de transferencia de calor involucrados en el proceso.

Objetivo particular 2. Definir los valores límites de los parámetros de transferencia de calor (Nusselt, Biot, coeficiente convectivo y coeficiente global de transferencia de calor) del equipo propuesto, comparando los datos experimentales obtenidos en la caracterización con estudios realizados en procesos de congelación similares.

Objetivo particular 3. Proponer el diseño del equipo didáctico con su respectiva guía de operación incluyendo las especificaciones, procedimiento de instalación, así como su arranque, funcionamiento y aplicaciones prácticas del equipo didáctico.

2.3. Cuadro Metodológico.

La elaboración del proyecto se fue desarrollando mediante la siguiente metodología de investigación experimental como se muestra en el cuadro metodológico (Figura 15).

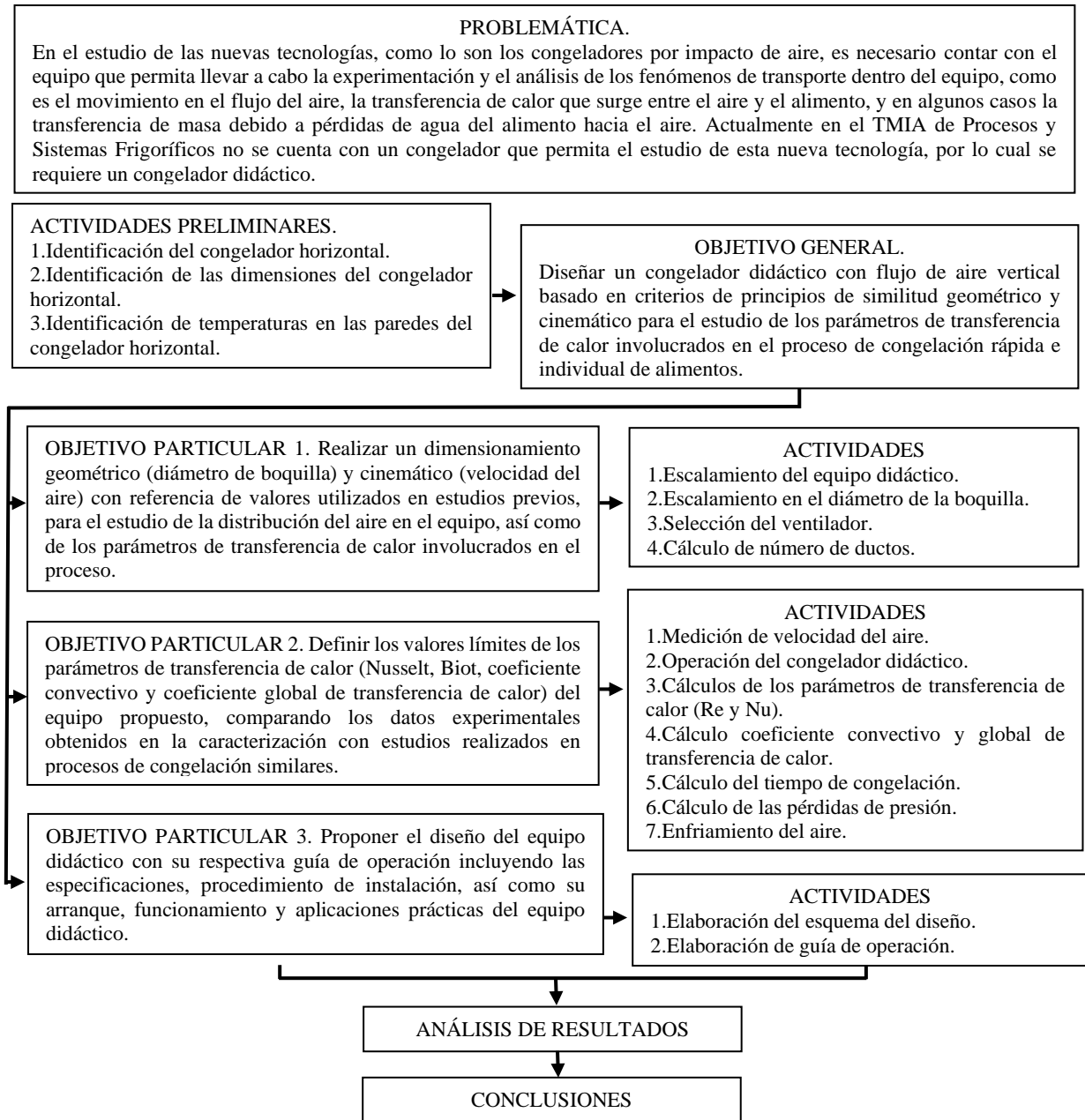


Figura 15. Cuadro Metodológico.

2.4. Actividades Preliminares

2.4.1. Identificación del congelador horizontal.

El proyecto se desarrolló en un congelador horizontal Metalfrío Mod.CPC15 que utiliza el refrigerante R-134a, con un intervalo de temperatura en el aire de -18 a -23°C. Se hicieron mediciones internas y externas del congelador con ayuda de un flexómetro. Esto con la finalidad de conocer y así mismo delimitar las dimensiones del equipo didáctico a diseñar, para que éste pueda ser ingresado al congelador horizontal el cual será utilizado como el medio de enfriamiento del aire que se ocupará en la operación del congelador didáctico. Por otra parte, las dimensiones en el equipo didáctico deben cumplir con la similitud geométrica y cinemática que favorezcan una alta velocidad del aire y a su vez un flujo turbulento que se rige en la tecnología de congelación por choque de aire para permitir el estudio de los parámetros de transferencia de calor involucrados en el proceso.

2.4.2. Identificación de temperaturas en paredes del congelador horizontal.

En la identificación de temperaturas dentro del congelador horizontal, se llevó a cabo la medición de temperatura en puntos equidistantes sobre las paredes del congelador (A, B y C) como se muestra en la Figura 18, esto fue con ayuda de un termómetro digital de la marca Lore. La finalidad fue reconocer las zonas más frías dentro del congelador y así colocar el equipo didáctico en un punto estratégico. De igual forma eso se realizó para conocer la variación de temperaturas en los diferentes puntos de las paredes del congelador horizontal y así manejar diferentes temperaturas en el aire. Las mediciones se hicieron cinco veces en cada punto marcado.

2.4.3. Escalamiento del equipo didáctico.

El escalamiento se llevó a cabo mediante el principio de similitud, cumpliendo con la similitud geométrica y cinemática del equipo, así mismo se contemplaron las dimensiones

del congelador horizontal para ser ingresado. La similitud se basó en las dimensiones del equipo que declaran Góral y Kluza en el 2012, en el cual manejan y estudian la congelación por choque de aire, donde el equipo de dichos autores tenía un rango de velocidades de 3.2 a 10.5 m/s. Se realizó principalmente el escalamiento en el diámetro de boquillas para alcanzar las velocidades de aire mencionadas anteriormente, y de acuerdo con las dimensiones de las boquillas fue desarrollándose el diseño y dimensión del equipo. Durante la experimentación se obtuvieron diversas versiones y diseños del equipo didáctico, hasta conseguir aquel que permitió un correcto funcionamiento tanto en la velocidad y temperatura del aire como en sus parámetros de transferencia. Como resultado se obtuvieron 8 diseños con diversos acomodos, características y dimensiones.

2.4.4. Escalamiento en el diámetro de la boquilla.

Se utilizaron de referencia las dimensiones y acomodo de los ductos utilizados por Góral y Kluza en el 2012 donde reportan un diámetro en la boquilla de 0.02 m; por otra parte, utilizan un acomodo de forma paralela entre cada ducto con 0.05 m de distancia lateral y de 0.047 m al inferior. Con los valores mencionados anteriormente se realizó una escala 1:3 en el diámetro de la boquilla, debido al espacio que se tenía al interior del congelador horizontal. Posteriormente se realizó el cálculo del caudal de aire requerido en cada ducto para obtener una velocidad de aire establecido con la ecuación 13.

2.4.5. Selección del ventilador.

Se utilizó un extractor de pared de la marca VOLKER® con 10 in (0.254 m) de diámetro, el caudal de aire que maneja es de 730 m³/h, con un consumo de 34 Watts de potencia. Dicho extractor fungió como un ventilador al ser colocado de forma contraria para direccionar el aire hacia los ductos del equipo didáctico y así mismo extraía el aire frío de las paredes del congelador horizontal (Figura 16). Por otra parte, el aire al disminuir su temperatura tiende a ser más denso. Se realizó el cálculo del caudal de aire que será ventilado hacia las boquillas

a la nueva condición del aire cuando esta al interior del congelador mediante la ecuación 14 declarada en la norma UNE-100-230-95, los cálculos se explican en el Anexo B.

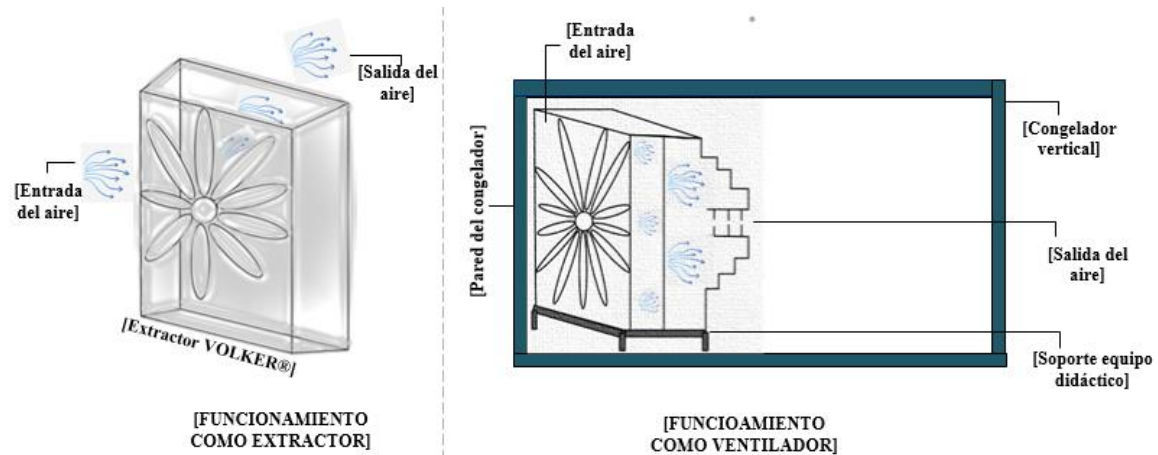


Figura 16. Acomodo del extractor VOLKER® en el congelador horizontal.

Inicialmente se realizó el cálculo de las densidades del aire a la temperatura de operación normal del ventilador que es 24°C y posterior se realizó el ajuste a la temperatura del aire más baja que se contempló siendo de -30°C, con ayuda de tablas obtenidas de Chromalex Technical Documents y con una presión de 11.312 lb/in² en Cuautitlán Izcalli, los valores de la densidad fueron obtenidos.

2.4.6. Cálculo de número de ductos.

El número de ductos fue determinado a través de la distribución del aire. Se consideraron dos aspectos, siendo la velocidad y el caudal del aire disponible que proporciona el extractor. Dependiendo de la velocidad en el aire que se desea obtener en la descarga de los ductos, si se mantiene el área constante en el ducto, se requerirá un caudal de flujo de aire en específico para alcanzar dicha velocidad; tomando en cuenta lo anterior y el caudal total disponible por parte del extractor VOLKER® se calculó el número de ductos que integran el cabezal del diseño del equipo didáctico, esto fue realizado mediante la ecuación 14 (Anexo B).

2.5. Diseños de equipos didácticos desarrollados.

Durante la experimentación se fue trabajando en el diseño del equipo didáctico, tomando en cuenta lo mencionado en el punto 2.4. para las dimensiones y acomodo de éste. Conforme se fue elaborando y estudiando los diseños propuestos se tomaron consideraciones puesto que no se cumplía con la similitud cinemática como se planteó inicialmente, esto debido a que no se alcanzaban las velocidades esperadas, teniendo un intervalo de 3.2 a 10.5 m/s como mínimo y máximo nivel.

Por otro lado, la temperatura del aire no era la adecuada por la forma en la cual se realizaron los primeros diseños del equipo didáctico, por lo que fueron planteados en total 8 diseños del equipo didáctico donde los principales cambios en los diseños fueron a) las dimensiones del tamaño del equipo siendo más pequeño conforme se fue desarrollando un nuevo diseño, b) diámetro de la boquilla donde al final se modificó el diámetro de la boquilla a uno rectangular y c) la consideración del enfriamiento del aire en el diseño ya que inicialmente la recirculación forzada en el aire no favoreció a alcanzar las temperaturas deseadas en el aire; estas diferencias se explican a detalle en el punto 3.2. Finalmente se evaluó en cada diseño la velocidad de aire alcanzada, los números adimensionales (Re , Nu y Bi), coeficiente convectivo y coeficiente global de transferencia de calor, tiempo de congelación teórico, pérdidas de presión y el enfriamiento del aire.

2.5.1. Velocidad de aire.

La velocidad del aire fue medida a la salida de las boquillas para el caso del diseño 1; en el caso de los diseños posteriores se realizó la medición a la salida del orificio, fuese circular o rectangular, esto dependiendo del caso particular en cada diseño desarrollado. La medición se realizó con un anemómetro TESTO 405-V1, con un margen de variación en su medición de 0.01 m/s, el cual se colocó al centro de la salida del aire en cada una de las diversas aberturas para tener un valor preciso.

2.5.2. Operación del equipo didáctico.

Para evaluar el funcionamiento del equipo didáctico se llevó a cabo la congelación de una placa finita de Calabacín (*Cucúrbita pepo*) con las dimensiones de (3 x 2.5 x 1.5) cm. Fueron colocados 3 termopares dentro de la placa finita como se muestra en la Figura 44 en el Anexo A, así como en la salida del aire en los ductos para la medición de las temperaturas. Esto permitió realizar el estudio de los parámetros de transferencia de calor y de igual forma se pudo observar si el enfriamiento del aire era el adecuado para finalmente verificar la operación correcta del equipo didáctico.

2.5.3. Parámetros de transferencia de calor.

Se realizaron los cálculos sobre los números adimensionales para el estudio del comportamiento del aire, en un inicio se calculó Reynolds (Re) para analizar el comportamiento del flujo de aire en cada diseño, el cual se calculó mediante la ecuación 8; por otro lado, se calculó Nusselt de acuerdo con la ecuación 2 o 3, dependiendo del régimen del flujo, el cual indicará el fenómeno de transferencia de calor, siendo convección o conducción; y finalmente se calculó Biot con la ecuación 6 que permitirá un análisis de la transferencia de calor, siendo por conducción dentro del cuerpo o convección en la superficie de este, la secuencia de cálculo de cada parámetro se explica en el Anexo B.

2.5.4. Coeficiente convectivo.

El coeficiente convectivo es un parámetro de diseño en los equipos que nos permite tener un valor para visualizar cómo se da la transferencia de calor en un equipo, por lo cual se realizó su cálculo mediante la relación de Reynolds, Nusselt y Prandtl sobre el coeficiente convectivo, considerando la ecuación 5 propuesta por la correlación de Dittus y Boelter (Anexo B), los valores obtenidos se compararon inicialmente con los de Góral y Kluza en el

2012 para ver si se cumplió con la similitud cinemática del equipo, y se realizó otra comparación con equipos similares de congelación presentados en la bibliografía.

2.5.5. Coeficiente global de transferencia de calor.

El coeficiente global de transferencia de calor fue determinado mediante la ecuación 7 (Anexo B) que presenta Aldana y La Madrid en 2013, se consideraron dos resistencias dentro del proceso siendo los valores del coeficiente convectivo obtenidos en cada uno de los diseños, y en cuestión del alimento se tomó en cuenta su espesor siendo de 1.5 cm para la placa finita de Calabacín (*Cucúrbita pepo*) y su valor de conductividad térmica, el cual fue calculado mediante la ecuación que se menciona en el capítulo 8 del ASHRAE (2002).

2.5.6. Tiempo de congelación.

El tiempo de congelación fue calculado mediante la ecuación de Planck (ecuación 1), sin embargo, debido a los diversos valores obtenidos en el coeficiente convectivo de cada uno de los diseños se obtuvo una variación sobre el tiempo de congelación teórico calculado (Anexo B), así mismo la velocidad de aire que se alcanzó en cada diseño repercute en el tiempo. Los valores fueron comparados con datos experimentales que presenta Mulot et al. en el 2019 así como los mencionados en la teoría (Fellows, 2000a) de equipos similares a la técnica manejada por el equipo didáctico y sus velocidades de aire.

2.5.7. Pérdidas de presión.

Las pérdidas de presión fueron calculadas mediante la ecuación de Darcy (ecuación 10), tomándose en cuenta el diámetro o diámetro equivalente dependiendo del diseño en el equipo didáctico (Anexo B). Se hizo el análisis sobre la distribución y trayectoria del flujo de aire

desde la alimentación del extractor hasta su salida por el orificio para la descarga del flujo de aire hacia el alimento, analizándose las pérdidas de presión por fricción en su recorrido, repercutiendo en la velocidad del aire alcanzada en la descarga del flujo de aire.

2.6. Planteamiento de enfriamiento del aire.

En los diseños propuestos del 1 al 4 el enfriamiento del aire fue contemplado como una recirculación forzada, al realizar una corrida experimental se observó un calentamiento en el aire al pasar por el motor del extractor ocasionando que la temperatura en el aire a la salida de las boquillas no fuera la adecuada para un proceso de congelación. Con dicho acontecimiento se decidió que el aire se enfriara mediante una placa plana, esto se manejó haciendo chocar de forma directa un flujo de aire sobre la pared del congelador (siendo ésta considerada como una placa plana) que es donde se encuentra el evaporador del sistema de refrigeración del congelador horizontal, posteriormente en los diseños del 5 al 8 se contempló una redirección del aire enfriado hacia el alimento. Este intercambio de flujo de calor de la pared hacia el aire se calculó de acuerdo con la ecuación 16 basada en la ley de enfriamiento de Newton (Anexo B).

2.7. Selección de diseño del equipo didáctico final.

La selección del diseño del congelador didáctico final se basó en diversos criterios, uno de ellos fue la velocidad del aire alcanzada cumpliendo con la similitud cinemática, posteriormente los parámetros de transferencia, el coeficiente convectivo, el coeficiente global de transferencia de calor y la temperatura del aire, los cuales debían cumplir o asemejarse con las características que contiene un congelador por choque de aire. Una vez realizado esto se elaboró el dibujo del congelador didáctico y su guía de operación, indicando su procedimiento de arranque, su operación y aplicación de este para estudios posteriores en el Taller de Procesos y Sistemas Frigoríficos.

CAPITULO III. ANÁLISIS Y DISCUSIÓN DE RESULTADOS

3.1. Congelador horizontal.

3.1.1. Dimensiones del congelador horizontal.

Se realizó una caracterización del congelador horizontal (Figura 17), sus dimensiones internas y externas se muestran en la Tabla 2, con esto se delimitó las dimensiones del equipo didáctico, siendo de una altura no mayor de 0.73 m, con un ancho por debajo de los 0.53 m. Esto fue de utilidad ya que con base a estos valores mencionados se fue estableciendo las dimensiones de cada uno de los equipos didácticos desarrollados.

Tabla 2. Dimensiones congelador horizontal.

Dimensiones	Largo	Ancho	Alto
Internas	1.18 m [a]	0.53 m [b]	0.73 [c]
Externas	1.34 m [A]	0.64 [B]	0.81 [C]

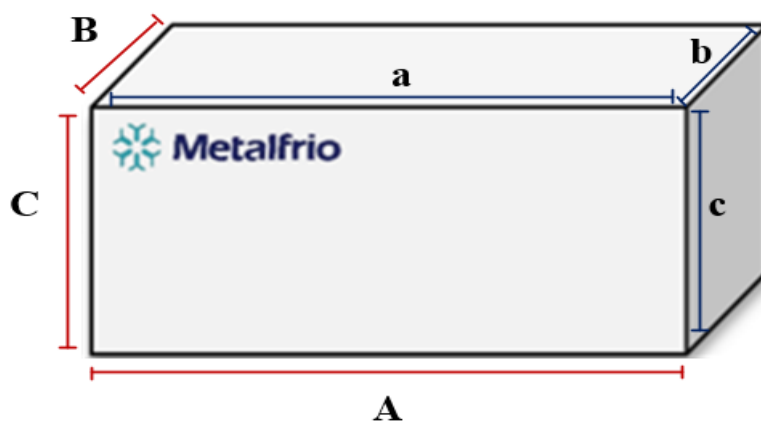


Figura 17. Congelador horizontal CPC 15

3.1.2. Temperaturas del congelador horizontal.

En la tabla 3 se muestran las temperaturas medidas en la pared del congelador horizontal, cada letra A, B y C (Figura 18), corresponde a una pared la cual fue seccionada en diversos puntos, en el Capítulo II se explica la medición de temperaturas. En la pared B columna 3 se encontró el valor más bajo de temperatura siendo de -30.06°C y la temperatura más alta fue de -21.24°C en la pared A columna 1; la identificación de temperaturas se realizó para colocar el equipo didáctico en la zona con la temperatura más baja, siendo de -30.06°C como se mencionó anteriormente, esto con la finalidad de obtener una temperatura baja en el aire que fluye hacia los orificios de las boquillas. El equipo finalmente se colocó en la pared B columna 3 para asegurar que la temperatura del aire fuera cercana a -20°C .

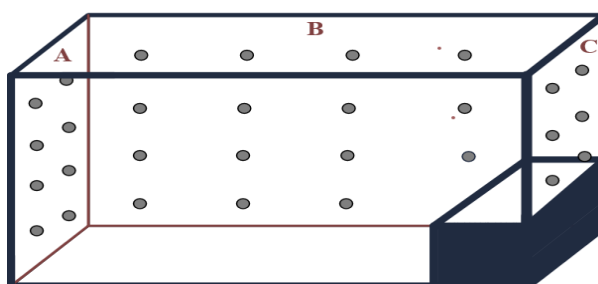


Figura 18. Esquema de medición de temperaturas.

Tabla 3. Resultados de medición de temperaturas.

Temperatura en la pared ($^{\circ}\text{C}$)							
A		B				C	
A1.1	A2.1	B1.1	B2.1	B3.1	B4.1	C1.1	C2.1
-22.02	-24.33	-25.71	-29.31	-28.31	-30	-27.04	-25.67
A 1.2	A2.2	B1.2	B2.2	B3.2	B3.2	C1.2	C2.2
-21.97	-26.97	-25.92	-29.27	-28.91	-32.04	-28.48	-24.04
A1.3	A2.3	B1.3	B2.3	B3.3	B3.3	C1.3	C2.3
-21.24	-26.9	-28.13	-29.12	-29.90	-29.24	-25.73	-28.2
A1.4	A2.4	B1.4	B1.4	B3.4	B3.4	C1.4	C2.4
-22.21	-26.5	-28.65	-28.18	-30.06	-	-	-

3.2. Evaluación de los diferentes equipos desarrollados.

En la Figura 19 se muestra el diseño 1 del equipo didáctico, donde el primer criterio que se manejó fue el escalamiento geométrico en el diámetro de la boquilla, manejándose una escala de 1:3 con un diámetro en los ductos de 0.6 cm [3], los cuales fueron de un material de propileno. Por otra parte, se colocaron dos cabezales uno superior [2] y otro inferior [4], esto para tener un flujo de aire en ambas superficies del alimento y beneficiar a la transferencia de calor para tener tiempos cortos de congelación. Los cabezales se diseñaron en forma escalonada con un sentido descendente, esto con la finalidad de que el área de cada escalón fuera la requerida para la descarga del flujo de aire en la salida de las boquillas, dichos cabezales fueron realizados de cartón corrugado al igual que toda la estructura del equipo, el cual se mantuvo en el resto de los demás diseños. Las ondulaciones presentes en las orillas del cartón corrugado fueron rellenas con silicón para evitar infiltraciones del aire así mismo, la unión de cada parte del equipo fue adherida con silicón y, finalmente se realizó una cobertura en cada una de las uniones con ayuda de cinta canela.

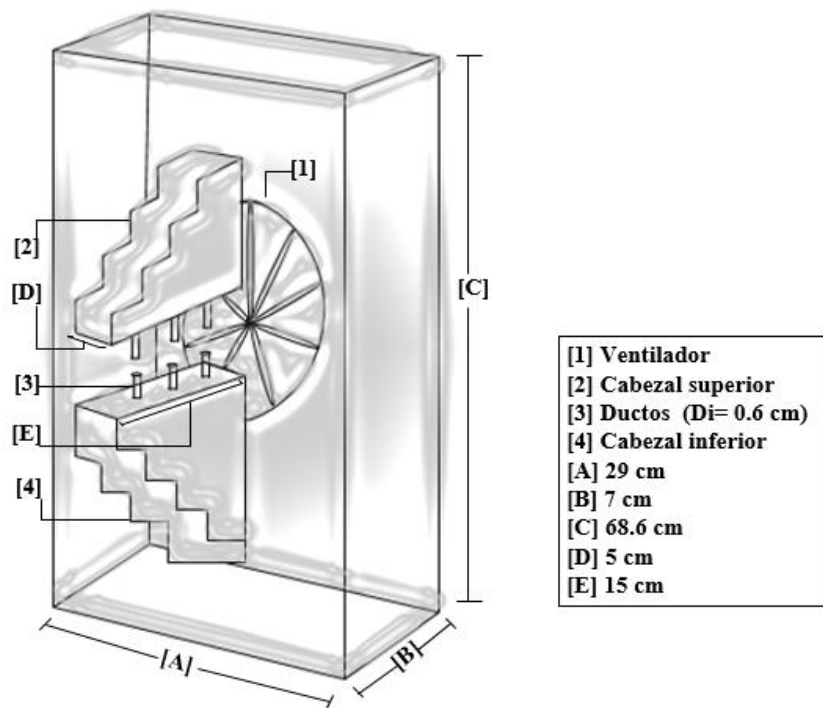


Figura 19. Esquema del Diseño No.1.

En la cuestión de sus dimensiones se puede observar que es un equipo grande con una altura de 68.6 cm [C], la cual se consideró de acuerdo con las dimensiones internas en la altura del congelador horizontal, mientras que el ancho del equipo siendo de 29 cm [A] fue contemplada por el diámetro del extractor con un valor de 25.4 cm. El extractor VOLKER® fue colocado de forma inversa, esto con la finalidad de tener la función de un ventilador [1], donde el aire sería succionado y enviado mediante los cabezales escalonados hacia los orificios de las boquillas para su descarga. Dicho extractor fue sostenido mediante un soporte de madera para mantenerlo fijo dentro del congelador horizontal y durante su funcionamiento, esto se puede apreciar en la Figura 16 que se menciona en el punto 2.5, cabe mencionarse que este acomodo del equipo didáctico se manejó para los diseños 1,2, 3 y 4.

Para lograr el enfriamiento del aire se colocó el extractor frente a la pared del congelador horizontal (Figura 20), para succionar el aire de una zona fría y ser dirigido de forma directa hacia los cabezales y a su vez hacia los orificios de las boquillas. Cabe mencionarse que se contempló que el aire sería enfriando mediante una recirculación forzada dentro del congelador horizontal, donde el aire que se descargaba por los ductos se vería obligado por la succión del aire a ser direccionado nuevamente hacia la zona fría de la extracción del aire en forma cíclica como se ilustra en la Figura 20.

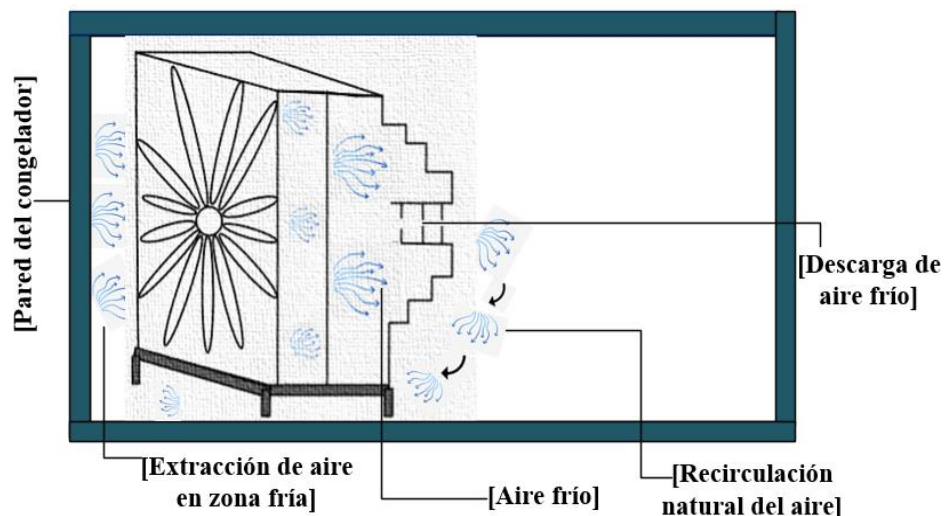


Figura 20. Enfriamiento de aire por recirculación forzada.

En el diseño 2 como se muestra en la Figura 21 la modificación que se realizó fue retirar los ductos que direccionaban el aire hacia la salida de la boquilla como se indica en el esquema del diseño [3], esto se hizo para minimizar la pérdida de velocidad en el aire por la fricción al recorrer los ductos. Se observó que cierta cantidad de aire se regresaba por la entrada del extractor, esto puede ser debido al diferencial de presiones en la succión y descarga del aire, por lo cual al tener un diámetro más pequeño a la salida (descarga) que en la entrada (succión), el aire tiende a ir al lugar con menor presión, siendo en este caso la succión del aire. Por este fenómeno se recurrió a restringir la entrada del aire [1], disminuyendo la diferencia de presiones y así favorecer la dirección del aire hacia los ductos. Las dimensiones del equipo se mantuvieron constantes, así como el enfriamiento del aire por recirculación forzada.

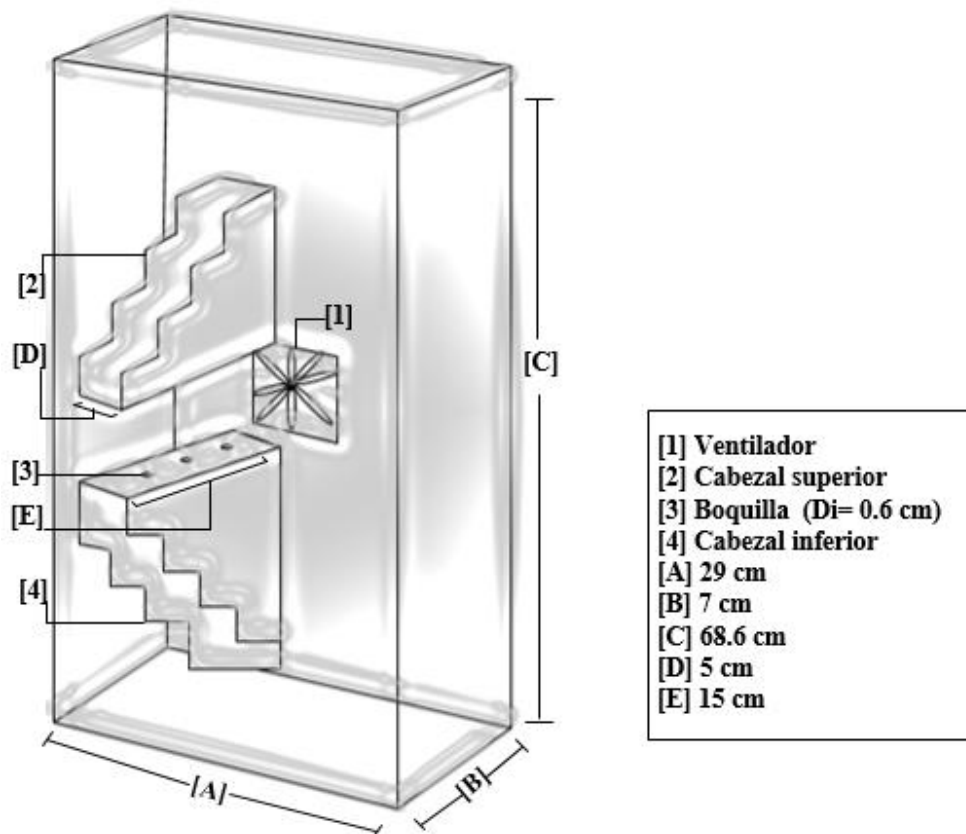


Figura 21. Esquema del Diseño No.2.

En el diseño 3 se realizó una reducción en la altura del equipo, siendo de 25 cm como altura [C] como se muestra en la Figura 22, esto se realizó para minimizar el aire que se podía mantener retenido en espacios grandes, por lo cual, las dimensiones [D] y [E] fueron ajustadas. La modificación ayudo a obtener velocidades en el aire más altas, de igual forma los ductos no fueron añadidos, dejando únicamente las boquillas de los cabezales superior e inferior. La distancia entre ambos cabezales de igual forma fue reducida para intensificar que el flujo turbulento impactara a una velocidad alta sobre la superficie del alimento evitando que la intensidad se fuese perdiendo durante el recorrido desde la salida y descarga del flujo hasta la superficie del alimento. La restricción en la entrada del extractor se mantuvo constante, así mismo el enfriamiento del aire se manejó por recirculación forzada.

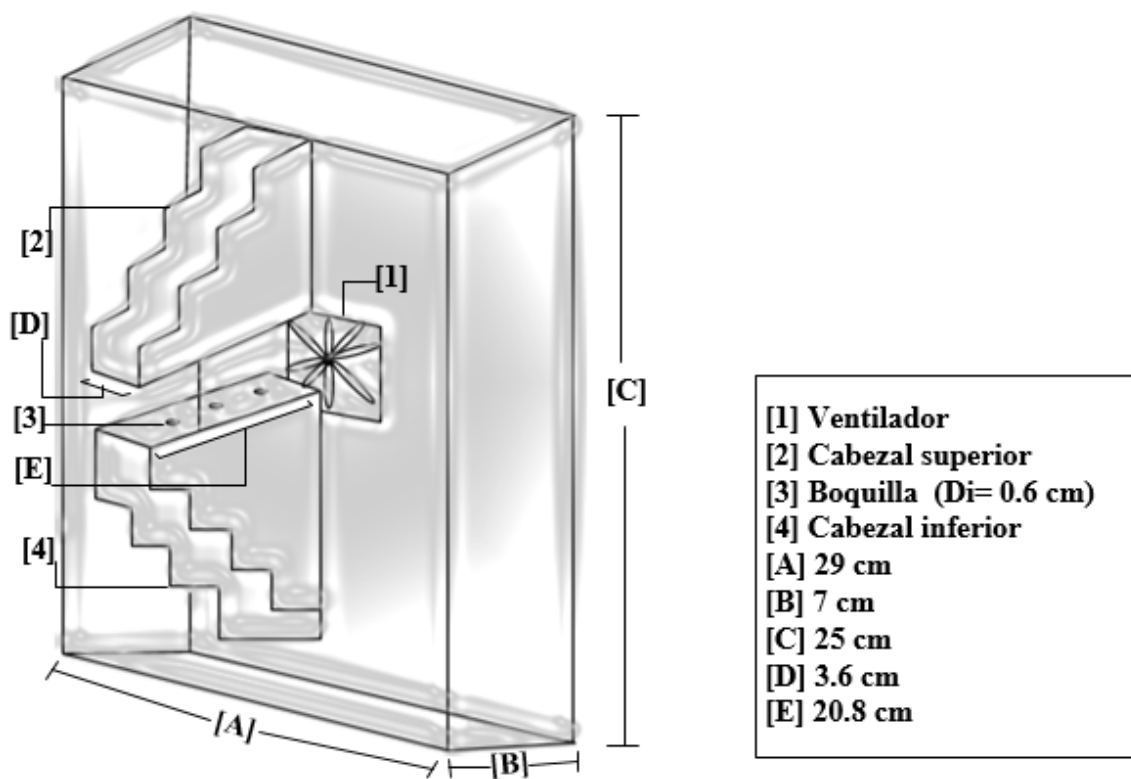


Figura 22. Esquema del Diseño No.3.

En el diseño 4 se modificó la forma de dirección hacia los cabezales, siendo de forma cónica como se puede observar en la Figura 23, esto ayudo a obtener un valor más alto en la velocidad del aire, por otra parte, se hicieron ajustes en las dimensiones [D] y [E] de ambos cabezales. La altura del equipo nuevamente fue reducida [C] y de igual forma la restricción de la entrada al extractor se mantuvo constante. A pesar de obtenerse un valor alto en la velocidad del aire cumpliéndose con el escalamiento cinemático, se detectó que el tipo de equipos que habían sido diseñados no contemplaba o favorecía a un correcto enfriamiento del aire, debido a que el aire frío que era succionado de la pared del congelador al pasar por el motor (con mayor temperatura que la pared) se calentaba, haciendo que la temperatura del aire a la salida no fuera la esperada por lo tanto no se podía llevar a cabo de forma ideal el proceso de congelación, es por esto que en los posteriores diseños surgen grandes cambios en su distribución y dimensiones del equipo didáctico.

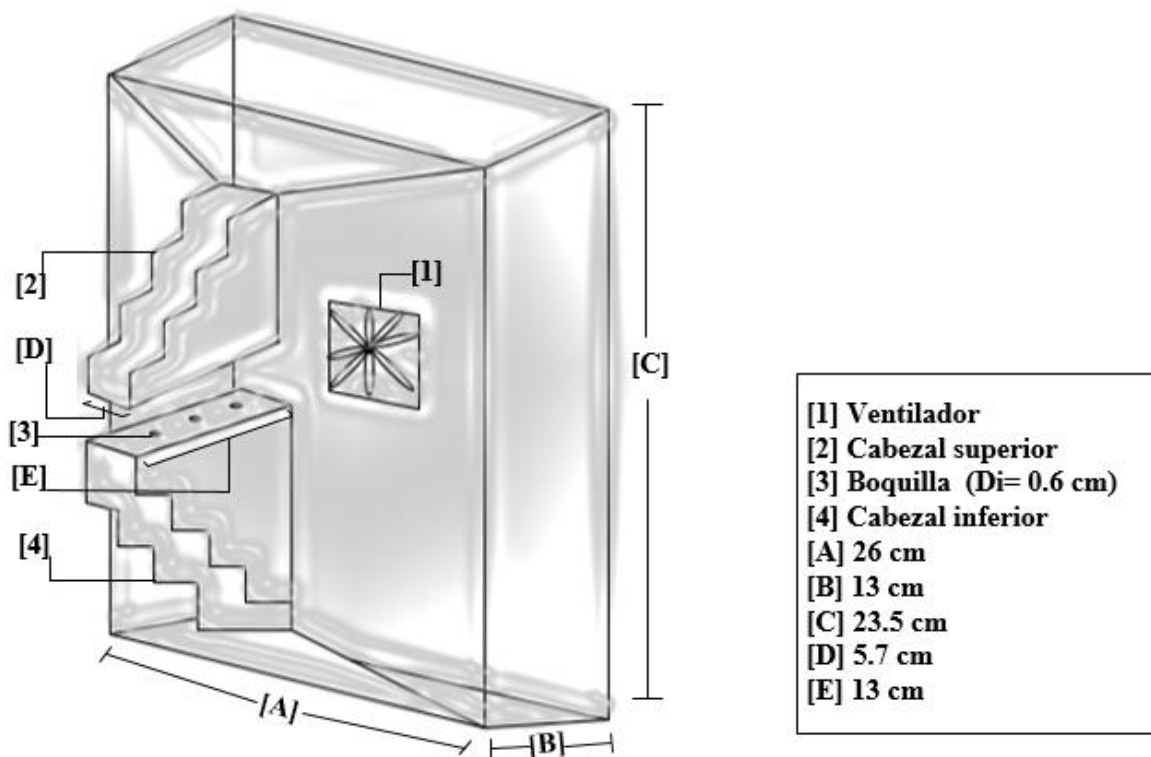


Figura 23. Esquema del Diseño No.4.

En el diseño 5 se contempló para el enfriamiento del aire realizarlo mediante una placa plana, donde la pared del congelador horizontal se utilizó como la placa plana, el acomodo del equipo didáctico dentro del congelador fue de forma contraria a lo anteriormente presentado. Este nuevo acomodo se basó en que el aire se succionaba y se hacía chocar sobre la pared del congelador horizontal a una temperatura conocida como se muestra en la Figura 24. Otra de las modificaciones fue que se colocó una abertura rectangular enfrente de la pared del congelador y una vez enfriado el aire, se direcciono a través del túnel en forma de “L” [2] como se muestra en la Figura 25.

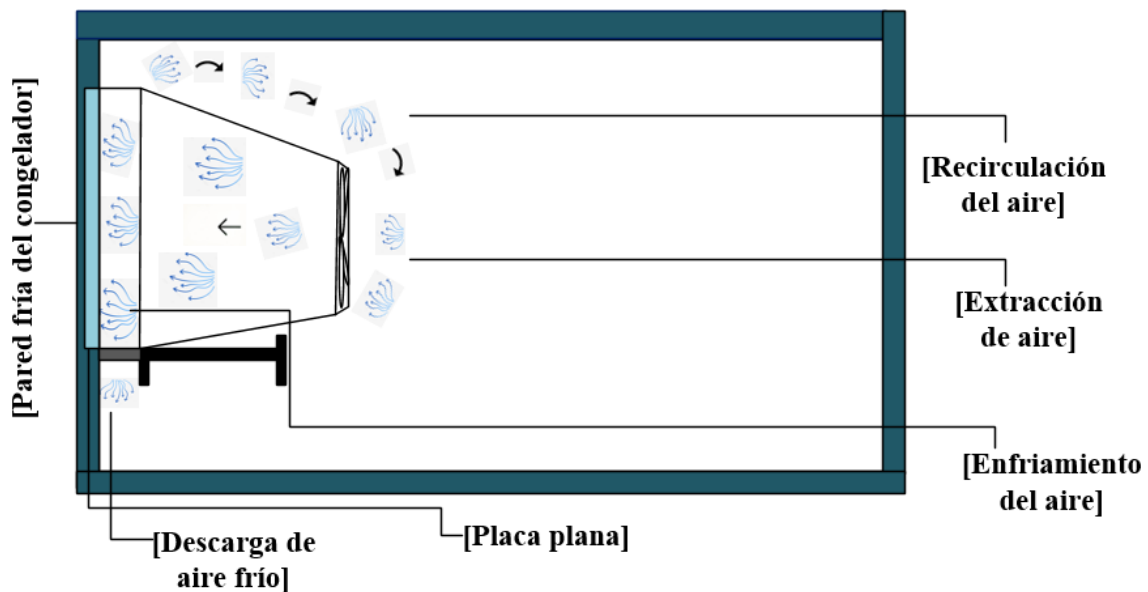


Figura 24. Enfriamiento de aire por placa plana.

Por otro lado, se retiraron las boquillas con orificios circulares como se muestra en la Figura 25, y se modificaron a boquillas rectangulares [3] manejándose un diámetro equivalente, esto con la finalidad de tener una mayor salida de caudal de aire y a su vez una recirculación adecuada del mismo dentro del congelador horizontal. Se mantuvo la dirección cónica hacia el túnel y la restricción a la entrada del extractor. Únicamente se manejó la salida del flujo de aire en la parte superior donde se coloca el alimento, esto para facilitar el direccionamiento del aire dentro del equipo didáctico circulando únicamente por un cabezal.

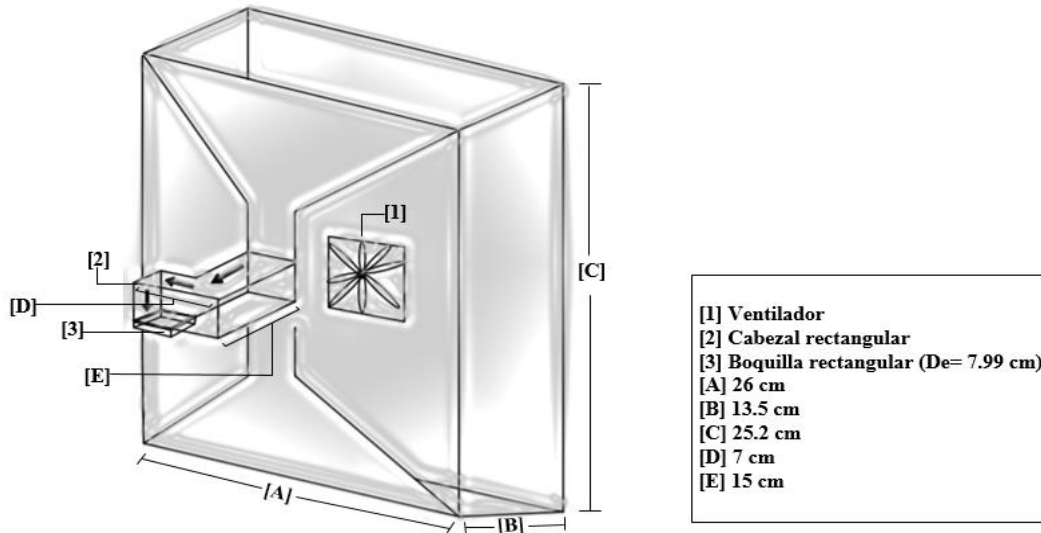


Figura 25. Esquema del Diseño No.5.

Como se muestra en la Figura 26 para el diseño 6 se utilizó el mismo acomodo del equipo didáctico dentro del congelador como en el diseño anterior, pero se retiró la forma del túnel en “L”, ampliando así el área del rectángulo y aumentar el contacto del aire hacia la pared del congelador (placa plana) debido a que aún con las modificaciones realizadas no se cumplía con una temperatura adecuada en el aire. En la cuestión de las dimensiones del equipo la altura y el ancho se mantuvieron constantes.

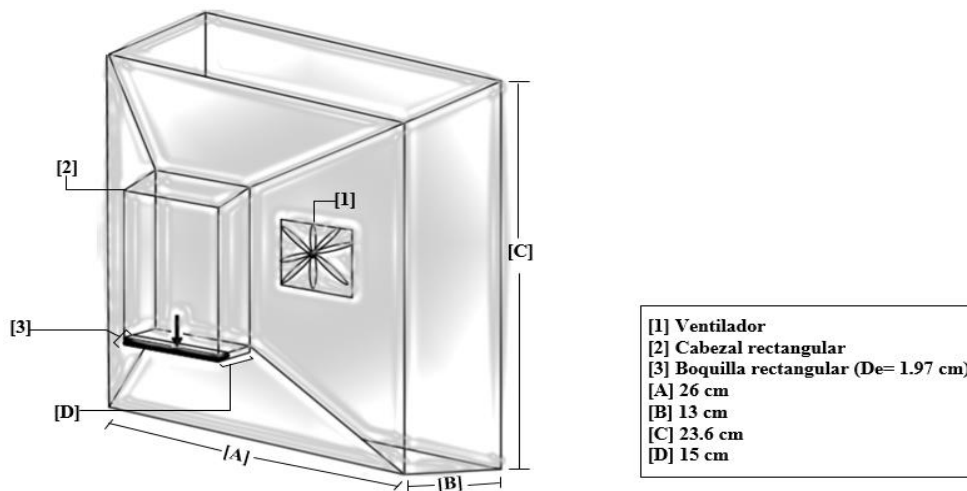


Figura 26. Esquema del Diseño No.6.

Por otra parte, una modificación en el diseño 6 fue disminuir las dimensiones de la boquilla rectangular [3], siendo más pequeña en su ancho y más larga en su longitud, esto principalmente se hizo para poder obtener valores altos en la velocidad del aire, tomando en cuenta que a menor diámetro equivalente mayor velocidad, esto beneficiaría para obtener un flujo turbulento y favorecer a la transferencia de calor en el funcionamiento del equipo didáctico durante la congelación.

En el diseño 7 se mantuvieron las mismas dimensiones que el diseño anterior, la única modificación realizada se basó en aumentar el diámetro de boquilla rectangular [3] como se muestra en la Figura 27, esto para obtener un mayor caudal en el flujo de aire a la salida y así beneficiar nuevamente al enfriamiento del aire, puesto que nuevamente las temperaturas alcanzadas en el aire no eran las adecuadas para un proceso de congelación. Esta ampliación en el diámetro se realizó basado en que el aire no estaba teniendo una correcta recirculación dentro del congelador para poder ser enfriado. La restricción de la entrada del extractor se mantuvo igual que en los diseños anteriormente mencionados. Por otro lado, como una consecuencia de ampliar el diámetro rectangular se obtuvo un valor bajo en la velocidad del aire a la salida de la boquilla rectangular, por lo cual se realizó una modificación más en el diseño siguiente.

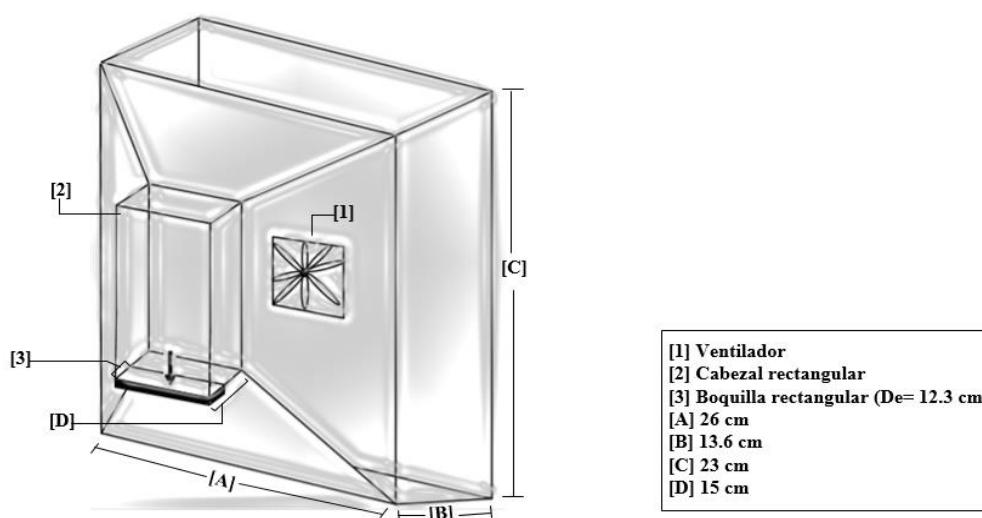


Figura 27. Esquema del Diseño No.7.

Finalmente, en el diseño 8 que se puede observar en la Figura 28; fue retirada la sección que conducía el aire hacia la pared del congelador [D], dejando únicamente la forma cónica, y así disminuir la distancia que recorría el aire, para ayudar a incrementar la velocidad en el aire. El diámetro de la boquilla rectangular [3] fue la misma que el diseño número 6, debido a que en él se logró una velocidad alta en el aire. Las demás dimensiones se mantuvieron constantes, así como la restricción en la entrada del extractor.

Cabe mencionar que la velocidad del aire no fue tan alta como en el del diseño 4, sin embargo, en este equipo didáctico se obtuvo la temperatura más baja en el aire, siendo de -20°C , este valor en la temperatura no fue alcanzada por ninguno de los diseños anteriores que se mencionaron. Esto se puede atribuir a que en el diseño 8 el motor del extractor fue aislado con espuma de poliuretano expandido, esta modificación fue realizada con la finalidad de minimizar que el calor desprendido por dicho motor durante el funcionamiento del extractor estuviese en contacto con el aire que era succionado por dicho extractor y que a su vez circulaba a través del motor.

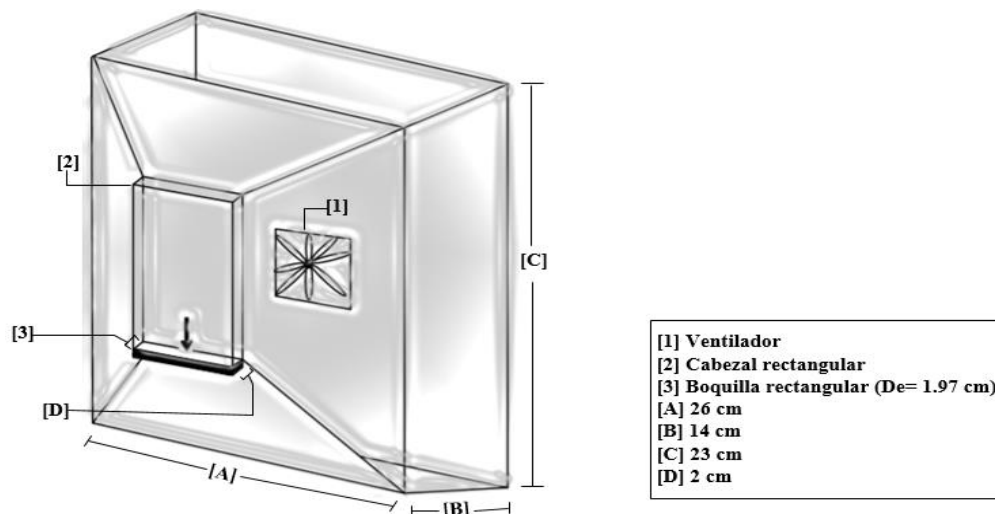


Figura 28. Esquema del Diseño No.8.

3.3. Evaluación del escalamiento del equipo didáctico.

Los equipos desarrollados en el proyecto se basaron en los principios de similitud geométrica y cinemática, donde principalmente se deseaba alcanzar velocidades de 3.2 a 10.5 m/s en el aire para lograr una congelación rápida en el alimento, dicha velocidad tiene una influencia sobre el coeficiente convectivo de transferencia, el cual determinará qué tan rápido se dará la transferencia de calor durante la congelación del alimento.

Los valores reportados por Góral y Kluza en el 2012 son velocidades en el aire de 3.2 a 10.5 m/s, estas velocidades fueron obtenidas mediante la variación del número de boquillas en el cabezal y la distribución de las mismas, ya sea en paralelo o escalonado, en el caso de los equipos didácticos del diseño 1 al 4 la forma de distribución de las boquillas fue paralelo. Con dichas velocidades que manejaron Góral y Kluza obtuvieron valores en el coeficiente convectivo de $62 \text{ W/m}^2 \text{ C}$ con una velocidad en el aire de 3.2 m/s, incrementando hasta $200 \text{ W/m}^2 \text{ C}$ a 9.1 m/s, esto con una temperatura en el aire de -22°C .

En los diseños desarrollados el valor más alto que se obtuvo en el coeficiente convectivo fue en el diseño 6 (Figura 25) con un valor de $45.58 \text{ W/m}^2 \text{ C}$ y una velocidad de 8.06 m/s, este valor en el coeficiente convectivo comparado con Góral y Kluza está por debajo, esto puede ser debido a que inicialmente los diámetros utilizados en su experimento rondaban entre 14 y 23 mm, mientras que para el caso de este equipo el valor utilizado fue de 19.7 mm, esto debido al espacio y distribución disponible que se tenía en el congelador horizontal, por lo tanto, en los ductos con diámetros mayores (por ejemplo de 23 mm) el volumen de aire que puede fluir a través de él es mayor, comparado a un diámetro menor (por ejemplo 19.7 mm) el volumen de aire se ve delimitado y se requerirá de un ventilador más sofisticado o de tipo industrial que impulse al flujo de aire. Esto se puede ver reflejado en que con un mayor volumen de aire se tendrá un mayor flujo que favorezca a la transferencia de calor, el cual es representado con el coeficiente convectivo.

Sin embargo, Amarante y Lanoisellé en el 2005 reportaron un intervalo en valores del coeficiente convectivo de 35 a 100 W/m² C, estos valores fueron obtenidos en su investigación con una velocidad de 10 m/s y una temperatura de -39°C en el aire, durante el proceso de congelación en un túnel fluidizado. Debido a que el equipo didáctico diseñado no se asemeja en su totalidad a los presentados en la bibliografía se buscaron equipos semejantes en su velocidad, así como en la técnica de congelación que se utilice. Mencionado lo anterior, se puede decir que los equipos diseñados están dentro del comportamiento que se observa en los equipos con velocidades altas en el aire.

3.3.1. Evaluación de velocidad de aire.

La velocidad del aire que se obtuvo en los diferentes diseños se muestra en la Figura 29, la cual se vio influenciada por la forma de cada diseño y por la manera en que se distribuyó el aire, aunque también el diámetro a la salida de la boquilla tuvo influencia. Para los diseños 1, 2, 3 y 4 el diámetro de la boquilla fue de 6 mm; se puede observar que a pesar de tener un diámetro constante se obtuvieron valores diferentes en la velocidad, esto a consecuencia de las dimensiones en el equipo y del acomodo del ventilador, ya que en el diseño 1 el diferencial de presiones en la succión y descarga del aire no fue contemplada en el diseño por lo cual el ventilador no era capaz de vencer dichas presiones y se tenían pérdidas en la velocidad así como el estancamiento del aire en los espacios disponibles dentro del equipo debido a su tamaño.

En el caso específico del diseño 4, la velocidad alcanzada fue de 9.52 m/s con un diámetro de 6 mm, la cual se obtuvo debido a la distribución del aire en forma cónica que benefició a disminuir la fricción en las paredes del equipo, evitando la reducción en la velocidad del aire. Esta velocidad fue semejante a la que reportan Góral y Kluza en el 2012, siendo de 9.1-9.5 m/s con un diámetro de 14 mm. Como se mencionó anteriormente se hizo un dimensionamiento geométrico con una escala de 1:3, por lo cual se puede decir que en el diseño 4 se logró cumplir con el principio de similitud geométrica y cinemática.

En el caso de los diseños 5, 6, 7 y 8, el diámetro que se manejó fue un diámetro equivalente por la forma rectangular de la boquilla, esto afectó en la velocidad del aire obteniéndose un valor máximo de 8.06 m/s con un diámetro equivalente de 7.99 cm en el diseño 5, dicha reducción en la velocidad, puede ser atribuida a que las dimensiones de la boquilla son mayores que en los casos anteriores, tal como lo explica Xiaolei con el efecto Venturi, que consiste en que un fluido en movimiento dentro de un conducto cerrado disminuye su presión al aumentar la velocidad después de pasar por una zona de sección menor, o bien, al reducir el diámetro del conducto, puesto que si el caudal de un fluido es constante pero el diámetro disminuye, la velocidad aumenta al pasar por dicho diámetro. Por lo cual, las velocidades alcanzadas en estos diseños no cumplieron con la similitud cinemática debido al valor en su diámetro equivalente.

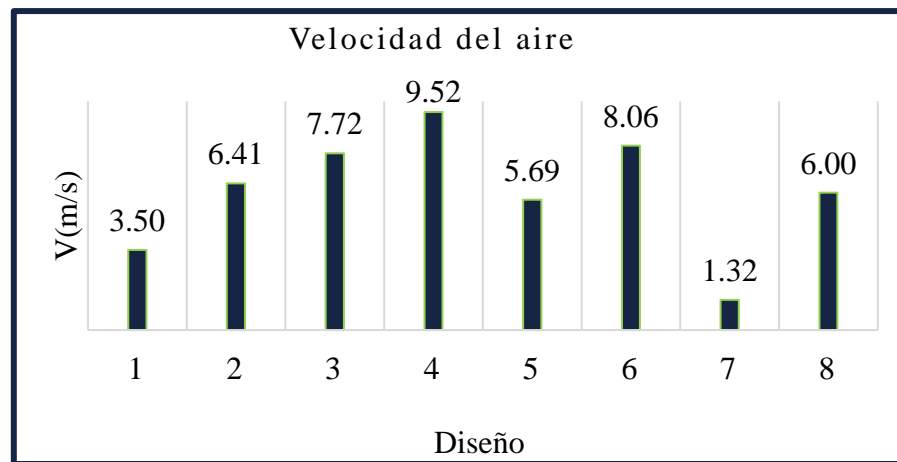


Figura 29. Velocidad del aire en los diferentes diseños.

3.3.2. Evaluación de los parámetros de transferencia de calor.

a) Número de Reynolds.

Como lo describe la mecánica de fluidos, el número de Reynolds permite conocer el comportamiento de un fluido, si es un flujo laminar ($Re < 2000$), flujo en transición ($2000 > Re < 4000$) o un flujo turbulento ($Re > 4000$). El número de Reynolds se ve influenciado

por la velocidad del aire, así como del diámetro por el cual está fluyendo, en este caso, el aire. Se puede observar en la Figura 30 que en el diseño 1 el flujo de aire presentaba un flujo laminar y para el caso de los diseños 2 y 3 es un flujo en transición, esto a causa inicial de la distribución y diseño del equipo, ya que para el diseño 1, las dimensiones del equipo son grandes y con espacios que permitían un estancamiento del aire, perjudicando directamente en la velocidad y a su vez en Reynolds. Para el diseño 2, se retiraron los ductos y se puede apreciar un incremento en el número de Reynolds, pues esta modificación ayudó a incrementar la velocidad del aire. En el diseño 3, la altura del equipo fue menor que los diseños anteriores (15 cm) por lo cual se disminuyó el estancamiento del aire teniendo un incremento en la velocidad de 6.41 a 7.72 m/s.

En el caso de los diseños del 4 al 8, el flujo de aire fue turbulento donde el valor más alto fue obtenido en el diseño 5, esto debido a que al cambiar a un diámetro rectangular el caudal de aire que salía sobre el orificio rectangular era mayor, teniendo una mayor cantidad de flujo en comparación con los 3 primeros diseños, sin embargo, el diseño que fue seleccionado fue el número 8, principalmente por que permitió alcanzar una temperatura en el aire de -20°C . Por otro lado, Xanthopoulos en el 2012 declara valores de Reynolds de 1460 a 17,819 con un intervalo en la velocidad del aire de 0.5 a 5 m/s respectivamente, estos valores son semejantes a los obtenidos en los equipos didácticos con un intervalo en Reynolds de 1795.95 a 10108.64 con una velocidad en el aire de 3.5 a 6 m/s respectivamente.

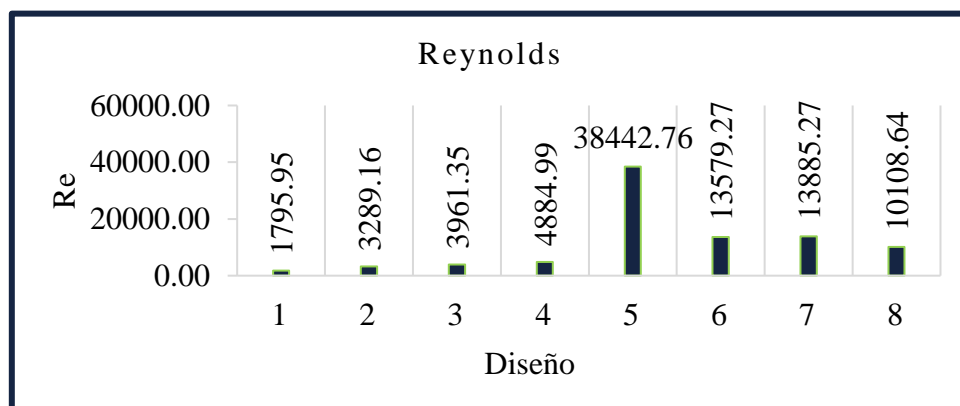


Figura 30. Número de Reynolds en los diferentes diseños.

b) Número de Nusselt.

En la Figura 31 se muestran los valores del número de Nusselt para cada diseño, el cual fue incrementando del diseño 1 al 4, y se mantuvo en valores cercanos entre los diseños 6, 7 y 8. Se observa que el número de Nusselt tiene el mismo comportamiento proporcional que Reynolds, cuando Re incrementa Nusselt aumenta de igual forma, esto concuerda con lo que menciona San y Shiao en el 2006. Aunque el número de Nusselt permite, inicialmente, realizar el cálculo del coeficiente convectivo, también indica como se da la transferencia de calor, ya sea que en su mayoría por conducción o convección.

Por otro lado, se puede notar que conforme se fue mejorando el diseño dicho valor de Nu incrementó conforme la velocidad en el aire aumento. Los valores obtenidos indican que la transferencia de calor será en su mayoría por convección, esto debido a que al tener una mayor velocidad en el aire favorece a tener un flujo turbulento en el aire y mediante los choques que se estén generando al salir de los ductos la transferencia de calor será en su mayoría por la convección del aire hacia el alimento, facilitando la disminución de temperatura en él hasta llegar a su temperatura de congelación.

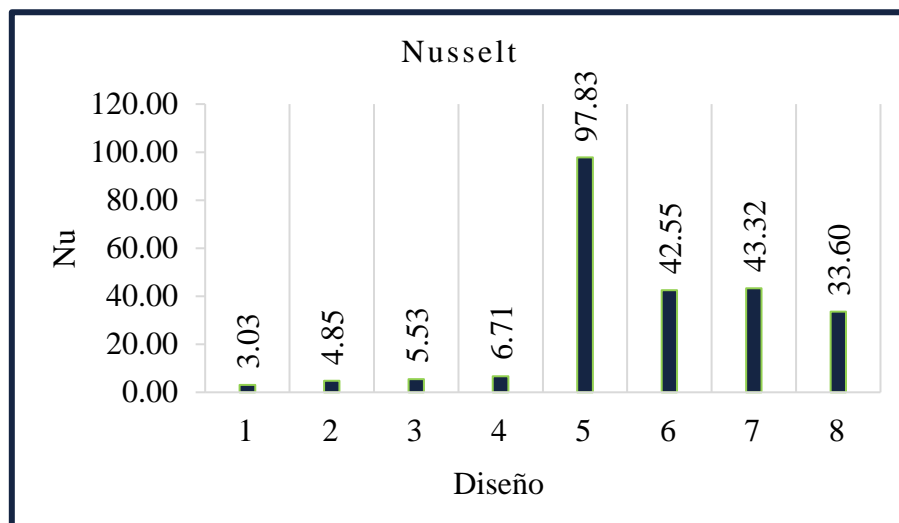


Figura 31. Número de Nusselt en los diferentes diseños.

En el caso del diseño 5 se puede observar un valor alto en comparación con los demás diseños siendo de 97.83, esto se debe a que al aumentar el diámetro el valor de Nusselt aumenta en cierta proporción, esto concuerda con lo que menciona Ali *et al.*(2020) , donde indica que al aumentar un 50% el diámetro el valor de Nusselt aumentara un 39%. Esto se comprueba en los diseños, por ejemplo, en el diseño 4 con un diámetro de 6 mm se obtuvo un valor en Nusselt de 6.71 y en el diseño 8 al aumentar un 79% el diámetro (1.97 cm) el valor de Nusselt aumentó un 125 % siendo de 33.60.

c) Número de Biot.

Se deben considerar dos casos al realizar los análisis en la predicción del coeficiente de transferencia de calor superficial manejando como un número de Biot bajo $Bi \leq 0.1$ y Biot grande cuando $Bi > 0.1$. Otra forma de explicarse es que un número de Biot bajo indica que la resistencia interna a la transferencia de calor es insignificante y, por lo tanto, la temperatura dentro el objeto es uniforme en cualquier momento dado mientras que un número de Biot grande indica que la resistencia interna a la transferencia de calor no es despreciable y, por lo tanto, un gradiente de temperatura puede existir dentro del objeto (Becker y Fricke, 2004). En operaciones típicas de enfriamiento rápido o congelación de alimentos, el número de Biot es grande, oscilando entre 0,2 y 20 (como se cita en Becker y Fricke, 2004).

Una vez mencionado esto se observa que en todos los diseños el valor de Bi es mayor a 0.1, por lo cual la transferencia de calor bajo las condiciones de dichos diseños será en su mayoría por la convección, esto indica que en los diseños del equipo didáctico si favorecerán a tener una transferencia de calor por convección en su totalidad, lo cual es lo que se busca cumplir en el equipo para poder manejar una técnica de choque de aire de forma adecuada. De acuerdo con el rango en Biot que mencionan Becker y Fricke en el 2004 (0.2 a 20) los valores obtenidos en los equipos didácticos están dentro manejando un rango de 0.20 a 1.20.

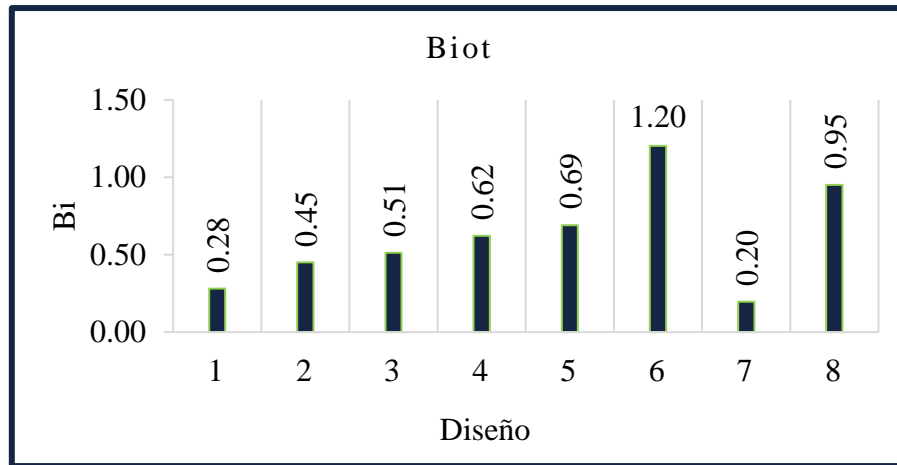


Figura 32. Número de Biot en los diferentes diseños.

En el estudio realizado por Amarante y Lanoisellé en el 2005 reportó valores de Bi de 1.44 a 9.77, dichos valores fueron obtenidos a una temperatura en el aire de -40°C y con un intervalo en la velocidad de 3 a 7 m/s, esto nos indica que a pesar de tener temperaturas inferiores en los equipos didácticos de -18 a -20°C , los valores son similares en el valor mínimo que presentan. Sin embargo, el valor más alto se presenta en el diseño 6 siendo de 1.20 a una velocidad de 5.69 m/s, el cual es un valor menor al de Amarante y Lanoisellé, debido a que ellos a una velocidad de 7 m/s obtuvieron un valor de 9.77 en Biot, esto se atribuye a la diferencia en la temperatura del aire entre ambos trabajos. Por otro lado, es importante mencionar que el valor del coeficiente convectivo tiene una influencia sobre el número de Biot, por lo que a su vez la velocidad del aire repercute en el coeficiente convectivo.

3.3.3. Evaluación del coeficiente convectivo.

La determinación del coeficiente convectivo es de importancia para el diseño de los equipos y procesos, ya que indica mediante su valor cómo se verá cuantificada la transferencia de calor en forma de cantidad de calor en un tiempo. Evidentemente entre más grande es el valor del coeficiente convectivo mayor será la cantidad de energía que será transferida desde el aire hacia el alimento y, como lo menciona Góral y Kluza en el 2012, el coeficiente

convectivo nos permite hacer una correcta selección de un equipo, de acuerdo con las condiciones que se requieran para un proceso.

En la Figura 33 se observa que los valores obtenidos en el coeficiente convectivo son de 7.43 a 45.58 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ con un rango de velocidad en el aire de 1.31 a 9.52 m/s . Estos valores son diferentes a los que reporta Góral y Kluza (2012) siendo de 62 a 200 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ con velocidades del aire de 3.2 a 9.1 m/s respectivamente, esto se atribuye a la diferencia en la temperatura en el aire ya que la temperatura que se trabajó el proyecto fue de $-20^\circ C$, mientras que Góral y Kluza reportan un valor $-30^\circ C$, esto lo explica Mulot *et al.* en el 2019, en el cual si la temperatura del aire es menor la transferencia de calor será más rápida debido al gradiente de temperaturas entre el alimento y el aire, este valor se observa numéricamente en el coeficiente convectivo.

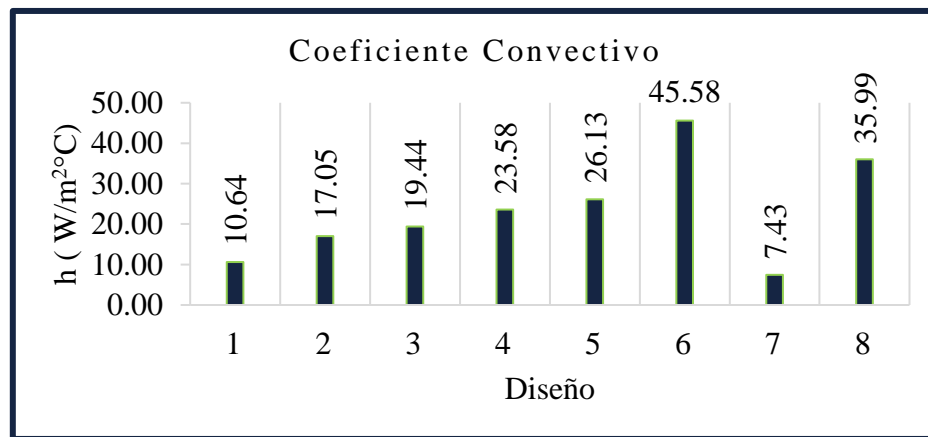


Figura 33. Coeficiente convectivo en los diferentes diseños.

Sin embargo, Amarante y Lanoisellé en el 2005 reportaron un intervalo del coeficiente convectivo de 35-100 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ con una velocidad máxima en el aire de 10 m/s y una temperatura de $-30^\circ C$ en el aire, estos valores reportados son más cercanos a los obtenidos en la experimentación. Por otro lado, en la teoría se indica que para los congeladores con aire por convección forzada a una velocidad de 5 m/s los valores en el coeficiente son de 25-30 $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ (Fellows, 2000a).

Mencionado lo anterior se puede decir que la velocidad y temperatura del aire, así como el gradiente de temperatura y el valor de Reynolds, tienen una influencia directa sobre el valor del coeficiente convectivo, esto se puede ver que al tener una velocidad de 8.06 m/s (diseño 6) con un valor en Re de 13579.27 se obtuvo el valor más alto en el coeficiente convectivo siendo de 45.58 W/m² C, mientras que cuando se tenía una velocidad más baja como por ejemplo 3.50 m/s y un valor en Re de 1795.95 el coeficiente convectivo disminuyó hasta 10.64 W/m²C (diseño 1).

3.3.4. Evaluación del coeficiente global de transferencia de calor.

Como se ha mencionado una forma de cuantificar la transferencia de calor es mediante la determinación de los coeficientes de transferencia. Estos coeficientes se definen en términos de la resistencia térmica total para la transferencia de calor entre dos cuerpos, como lo menciona Bergamn *et al.* (2011). En la Figura 34 se puede observar que el coeficiente global de transferencia de calor es proporcional al coeficiente convectivo, donde el valor más alto fue de 45.60 W/m²°C en el diseño 6, y a su vez los valores del coeficiente convectivo, esto comparado con los demás diseños.

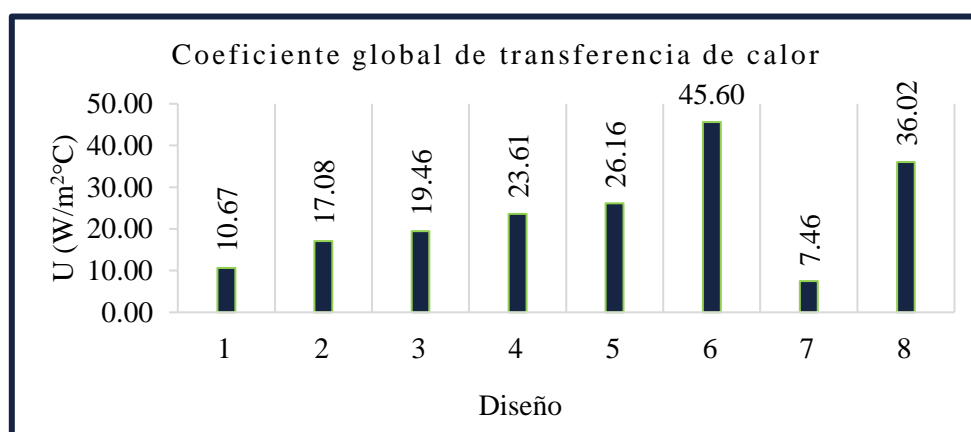


Figura 34. Coeficiente global de transferencia de calor.

Por otro lado, Holman en el 2000 reportó valores del coeficiente global de transferencia de calor con un intervalo de 25 a 55 $\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ para un intercambiador de calor de tubo con aire de forma transversal, y por otro lado Incropera y DeWitt en 1999 reportaron valores de 25 a 50 $\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$. Por lo cual, los datos obtenidos en los diseños desarrollados son similares a los mencionados en la bibliografía, quedando dentro de los intervalos con un valor máximo de 45.60 $\text{W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$ (Diseño 6).

Cabe mencionarse que el equipo didáctico no se asemeja en su totalidad a los equipos industriales o pilotos donde se realizan experimentaciones para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. Por otra parte, como lo indican Becker y Fricke en el 2004 la estimación precisa del coeficiente de transferencia de calor para el enfriamiento u operación de congelación permite un correcto diseño en todo el sistema.

3.3.5. Evaluación del tiempo de congelación.

Como se muestra en la Figura 35, los tiempos de congelación tienen un comportamiento heterogéneo entre cada uno de los diseños de los equipos didácticos. Esto se debe a la variación sobre el coeficiente convectivo que se presentó en cada uno de los diseños. El cálculo del tiempo de congelación nos permite tener una estimación del tiempo experimental, sin embargo, para este proyecto los tiempos no coincidieron con los obtenidos en las corridas experimentales, ya que el tiempo que se tardó en alcanzar -12°C en el centro térmico del alimento fue de 59 minutos, mientras que el valor teórico para el diseño 8 con el cual se realizó la experimentación fue de 11.99 minutos, esto se puede atribuir a que la temperatura en el aire fue de -20°C , y en los congeladores industriales o pilotos la temperatura que se maneja ronda entre los -35 a -55°C (Moerman y Fikiin, 2016).

Por otro lado, Mulot *et al.* en el 2019 reportó un valor experimental de 39 minutos para llegar en el centro térmico a -18°C bajo una velocidad del aire de 7.7 m/s y una temperatura en el aire de -30°C , por lo cual el valor obtenido en la experimentación tiene una diferencia de 18

minutos, esto se puede explicar debido a que la velocidad en el aire fue inferior siendo de 6 m/s y la temperatura en el aire más alta siendo de -20°C . Por otra parte, en la teoría se menciona que cuando se congela mediante aire por convección forzada (Fellows, 2000a) el tiempo estimado está en un rango de los 15 a 20 minutos con una velocidad de 5 m/s, tiempo que se asemeja con los valores calculados, con un rango de 10 a 14 min con una velocidad máxima de 5.69 m/s para el caso del diseño 5.

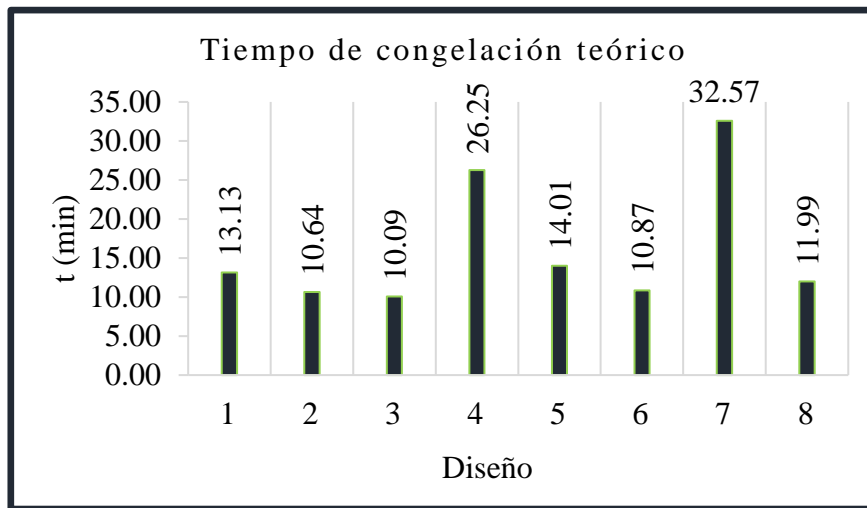


Figura 35. Tiempo de congelación en los diferentes diseños.

3.3.6. Evaluación de las pérdidas de presión.

De acuerdo con Crane en 1992 cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta y se presenta un obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente, alterando la configuración característica de flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por una tubería recta. Esto se debe a la fricción que se da al fluir el aire sobre un ducto. Una vez dicho esto, se puede observar que conforme se fueron diseñando los equipos la pérdida de presión fue disminuyendo desde 6.16 hasta 0.11 Pa, obteniendo una reducción del 98.2%, como se muestra en la Figura 36, esto se puede apreciar en las velocidades de aire alcanzadas, ya que conforme disminuyó la pérdida de presión la velocidad del aire incrementó.

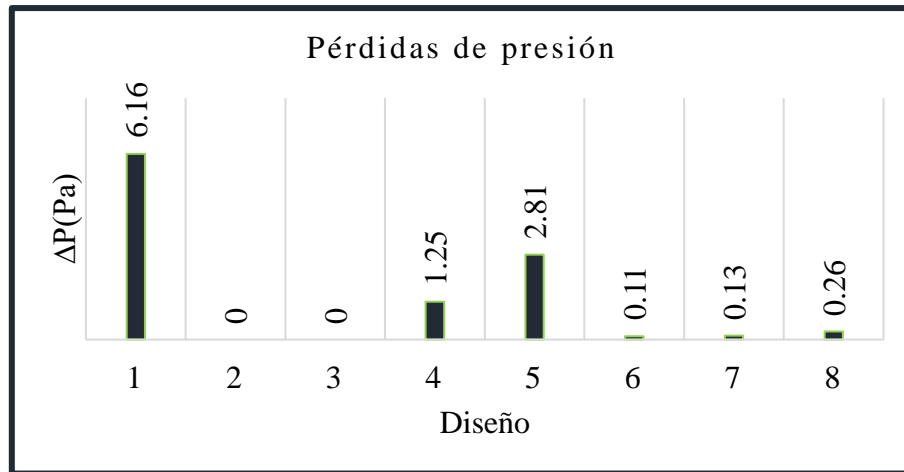


Figura 36. Pérdida de presión en los diferentes diseños.

Se puede observar que en los diseños 2 y 3 no se representa un valor, esto es debido a que el régimen de flujo en estos diseños se encuentra en transición o conocido como en la zona crítica. De acuerdo con lo que menciona Crane en 1992 en esta zona el flujo puede ser laminar o turbulento, por lo cual el factor de fricción en esta región es indeterminado. Por otro lado, se puede observar que conforme se disminuyeron las dimensiones en los equipos, la distancia que recorría el flujo de aire fue menor y a su vez las pérdidas de presión por fricción (ΔP) fueron menores, lo cual coincide con lo mencionado por She *et al.* (2020), donde comentan que el coeficiente de fricción, el cual tiene una influencia proporcional a ΔP , disminuye a medida que aumenta la velocidad de deslizamiento y aumenta cuando se presenta un incremento en la rugosidad y distancia de la superficie por la que fluye, en este caso el flujo de aire.

3.3.7. Evaluación del enfriamiento del aire.

En la Figura 37 se muestran los valores calculados del flujo de calor intercambiado por la pared del congelador (placa plana) hacia el aire, donde el valor más bajo fue de 0.15 J/s para el diseño 5 y el valor más alto siendo de 2.23 J/s para el diseño 6. Esto se debe a que el valor en el flujo de calor es beneficiado por el área de la placa plana en la cual se está dando la

transferencia de calor, aunque existen otras condiciones que influyen como la velocidad, el régimen de flujo y el gradiente de temperaturas.

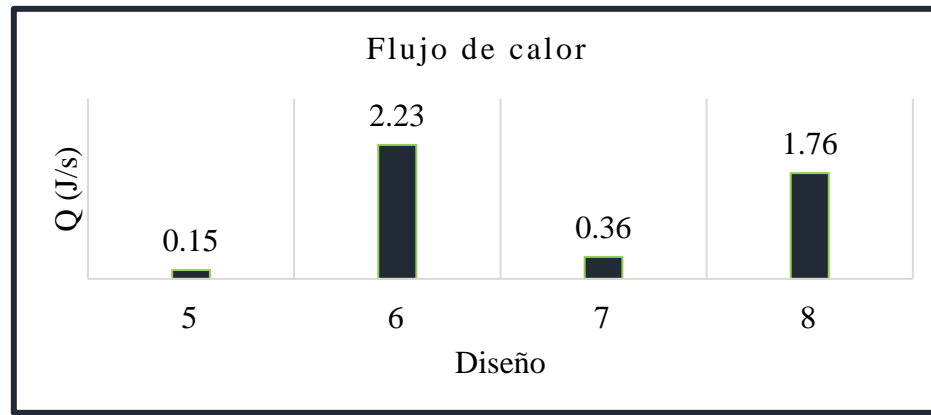


Figura 37. Enfriamiento del aire en los diferentes diseños.

Por lo que, cabe mencionar que el gradiente existente entre la temperatura de la pared con la temperatura del aire no fue tan amplio, causando que no se favoreciera la transferencia de calor de forma rápida, por lo tanto, aunque se aumentó el área de transferencia de la placa plana no se obtuvo un mayor flujo de calor como se puede observar en el diseño 8, donde el flujo de calor decreció a 1.76 J/s.

Como lo mencionan Holman y Valenzuela (1998) cuando se enfría el aire mediante una placa, se forma una capa límite, por lo cual para favorecer el enfriamiento se deberá tener un flujo turbulento, esto se observó en el diseño 6 con una velocidad en aire de 8.06 m/s, siendo el equipo con la velocidad más alta (comparado con los diseños del 5 al 8), se obtuvo el valor más alto en el flujo de calor. Sin embargo, la cantidad de flujo que salía por la boquilla de este equipo (diámetro equivalente= 1.97 cm) no permitía una correcta recirculación en el aire y a su vez la temperatura a la salida del aire no era la adecuada para el proceso.

3.3.8. Selección del congelador didáctico.

La selección del congelador didáctico fue mediante el análisis de los puntos mencionados anteriormente, donde inicialmente se buscaba obtener el escalamiento cinemático sobre la velocidad del aire, y así obtener valores favorables en los parámetros de transferencia de calor y a su vez sobre el coeficiente convectivo y coeficiente global de transferencia de calor. Cabe mencionar que la forma del diseño del equipo tuvo gran influencia sobre la velocidad del aire, ya que al contemplar los estancamientos del aire y las pérdidas de presión por fricción fue como las velocidades en el aire incrementaron notablemente, por ejemplo, en el diseño 1 se obtuvo una velocidad de 3.50 m/s, mientras que en el diseño 4 la velocidad en el aire fue de 9.52 m/s.

Por otra parte, el enfriamiento del aire también fue un parámetro importante en la selección del equipo, ya que aun cuando se obtuvo un valor en la velocidad del aire alto como fue en el diseño 6, beneficiando así en los parámetros de transferencia de calor que finalmente se vio reflejado en los valores del coeficiente convectivo ($45.58 \text{ W/m}^2\text{°C}$) y del coeficiente global de transferencia de calor ($45.60 \text{ W/m}^2\text{°C}$), a pesar de ser los valores más altos, la temperatura del aire se mantuvo inferior a los -20°C , lo cual no favorecía a un proceso de congelación, debido a la forma de distribución del diseño 6.

Por lo tanto, la selección del diseño fue en el equipo didáctico número 8, ya que cumplía con una velocidad alta en el aire siendo de 6 m/s, garantizando un flujo turbulento en la salida de los orificios con un valor de Reynolds de 10,108.64; esto se vio favorecido por la disminución en las pérdidas de presión con un valor de 0.26 Pa, con lo cual al obtener estas características en el flujo se logró obtener valores benéficos en los parámetros de transferencia de calor siendo un valor en Biot de 0.95 y en Nusselt de 33.60 donde nos indica que la transferencia de calor se dará en su mayoría mediante la convección del aire y a través de estos valores se logró obtener un valor en el coeficiente convectivo de $35.99 \text{ W/m}^2\text{°C}$ y en el coeficiente global de transferencia de calor de $36.02 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

Finalmente, el aislamiento del motor con la espuma de poliuretano expandido que se contempló en el diseño 8, favoreció al enfriamiento del aire, así como el acomodo del equipo en sus dimensiones y salida del flujo de aire ayudaron a lograr un enfriamiento del aire adecuado obteniendo una temperatura de -20°C en el aire. Por lo cual se recomienda que en una continuidad posible del proyecto, se contemple y aplique este aislamiento del motor en el diseño 6, ya que si en este diseño de equipo se lograra alcanzar una temperatura de al menos -20°C permitiría un estudio más enriquecido por las características alcanzadas del diseño que se obtuvieron. Por otro lado, una final recomendación sería manejar diversos tipos de diámetro en las boquillas para observar cómo se comporta el flujo de aire en el enfriamiento, ya que al tener mayor flujo de aire permite tener una mayor cantidad en volumen del aire y puede ser de ayuda en la recirculación de este.

Mencionado lo anterior, el equipo didáctico obtenido del diseño 8 puede ser utilizado debido a que de forma general el equipo cuenta con una velocidad alta de 6 m/s , con un flujo turbulento que es direccionado a través de una boquilla de forma vertical y con valores en el coeficiente convectivo y coeficiente global de transferencia de calor de 35.99 y $36.02\text{ W/m}^2\text{C}$ respectivamente, lo cual se asemeja a la técnica de congelación por choque de aire. Esta técnica es aplicada en alimentos de alta gama que requieren de una congelación rápida para conservar la mayor parte de sus nutrientes y que se tenga una alta calidad en el alimento.

Por otro lado, esta técnica también es utilizada actualmente como lo presenta Mulot *et al.* (2019) para dar solución en minimizar las pérdidas de peso en los alimentos congelados no envasados, esto a causa de los tiempos prolongados ocasionados por una congelación lenta, en donde el flujo de aire se realiza por convección natural permitiendo y dando el tiempo de que se presente una transferencia de masa entre el alimento y el aire circundante. Esta transferencia de masa surge debido a que el agua libre del alimento mediante la difusión llega sobre la superficie del alimento la cual comienza a evaporarse hacia el aire circundante o bien, comienza un proceso de sublimación de los cristales de hielos formados en la superficie del alimento donde el agua comienza a ser liberada en forma de gas depositándose en el aire que se encuentra en el medio ambiente.

3.3.9. Diseño del congelador didáctico y funcionamiento.

El diseño 8 fue el seleccionado como el congelador didáctico con flujo de aire por choque, en la Figura 38 se muestran los componentes del equipo siendo principalmente el ventilador [1], un cabezal rectangular [2], y la boquilla rectangular con un diámetro equivalente de 1.97 cm [3]. Las dimensiones son una altura de 26 cm, largo de 23 cm y un ancho de 14 cm. Por otra parte, las características obtenidas en el equipo son: a) una velocidad en el aire de 6 m/s, b) un flujo turbulento con un valor en Reynolds de 10108.64, c) una baja pérdida de presión con un valor de 0.26 Pa, d) una transferencia de calor por convección con un valor en Nusselt de 33.60 y en Biot de 0.95, e) una temperatura en el aire de -20°C , f) un coeficiente convectivo de $35.99 \text{ W/m}^2\text{C}$ y g) un coeficiente global de transferencia de $36.02 \text{ W/m}^2\text{C}$.

El funcionamiento del equipo se explica a detalle en el Anexo A donde se presenta su guía de operación, así como la instalación del equipo. Donde de forma general se explica que el equipo es introducido al congelador horizontal con un acomodo al interior como se ilustra en la Figura 24 para el correcto enfriamiento del aire mediante una placa plana (pared del congelador). Inicialmente es conectado el motor del extractor al suministro de corriente eléctrica para comenzar con la circulación del aire dentro del equipo y permitir el enfriamiento del aire. Se colocan termopares en la salida de la boquilla rectangular así como en la pared del congelador (placa plana) para ir monitoreando las temperaturas, una vez alcanzada la temperatura en el aire a la salida de la boquilla deseada siendo de -20°C se introduce la placa finita de alimento a congelar la cual de igual forma deberá contener termopares en su superficie inferior y superior así como en el centro térmico para ser monitoreado su perfil y descenso de temperatura hasta llegar a su congelación, donde la temperatura en el centro térmico debe ser de -18°C .

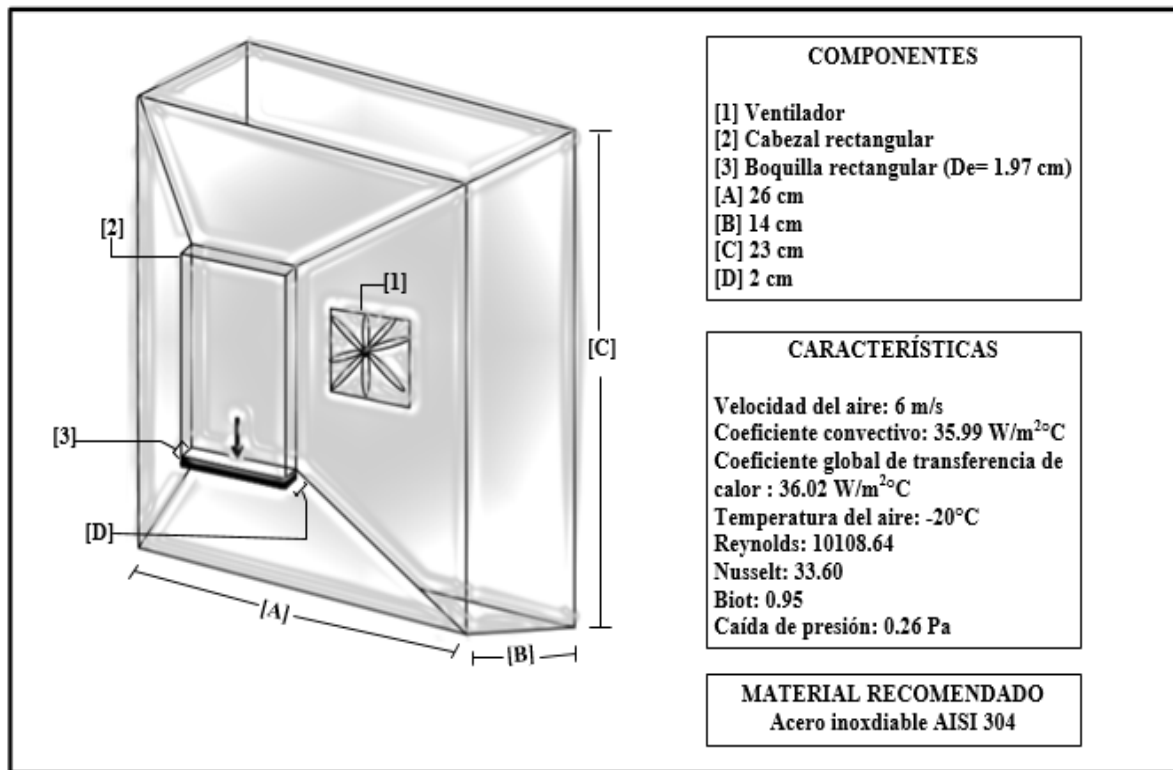


Figura 38. Esquema y características del congelador didáctico.

La técnica que se maneja en el congelador didáctico elaborado se basa en el choque de aire sobre la superficie del alimento, donde presenta un valor alto en su coeficiente convectivo y coeficiente global de transferencia de calor, lo cual nos permite obtener una congelación rápida en el alimento. Esta técnica es ampliamente utilizada en los productos o alimentos de alta gama, donde se desea conservar la mayor parte de sus nutrientes, así como un buen aspecto en su calidad final del producto. Por lo cual este equipo didáctico permite realizar un estudio profundizado sobre las problemáticas que surgen durante la congelación de alimentos no envasados, donde una de ellas principalmente es la pérdida de peso a causa de una congelación lenta. Debido a que este equipo permite tener una velocidad alta (6 m/s) será de utilidad para realizar un estudio de la pérdida de peso en un alimento durante su congelación y poder compararlo con una congelación convencional por convección natural donde las velocidades en el aire son bajas.

CONCLUSIONES

En el trabajo se logró la elaboración del equipo didáctico cumpliendo con el principio de similitud geométrica y cinemática de acuerdo con el objetivo particular 1, esto debido a los cambios realizados a lo largo del desarrollo en los diseños, donde principalmente la dirección del aire hacia las boquillas en forma cónica benefició en reducir el estancamiento del aire y en la disminución de las pérdidas de presión por fricción en el cual se obtuvo el valor más alto en el coeficiente convectivo y en el coeficiente global de transferencia de calor. Sin embargo, se puede decir que, con una alta velocidad en el aire, la cantidad de flujo de aire no fue el necesario para obtener un correcto enfriamiento en el aire mediante una recirculación natural dentro de la cámara de congelación, por lo cual se llevó a cabo la modificación a las boquillas rectangulares, así como un enfriamiento en el aire mediante una placa plana.

El diseño 8 fue seleccionado como el equipo didáctico final, en el cual se obtuvieron valores cercanos a los mencionados en trabajos y teoría sobre el coeficiente convectivo tanto como en el coeficiente global de transferencia de calor, dicho equipo cumple principalmente con el principio de similitud cinemática y a su vez con los parámetros de transferencia de calor que se asemejan a un congelador con flujo de aire por choque de acuerdo como se planteó en el objetivo particular 2, esto permitiendo que en dicho equipo se pueda manejar una congelación rápida en los alimentos.

Finalmente, el equipo didáctico 8 diseñado permitirá el estudio de la congelación de alimentos bajo la técnica de choque de flujo de aire en el TMAI de Procesos y Sistemas Frigoríficos, principalmente utilizado en alimentos no envasados y de alta gama donde se presentan pérdidas de peso durante su proceso de congelación. Por lo cual el escalamiento basado en los principios de similitud es de suma importancia para realizar los diseños de equipos didácticos y a su vez obtener los parámetros de transferencia de calor adecuados en el equipo que permitan llevar a cabo estudios profundizados sobre las problemáticas que se presentan durante el proceso de congelación de alimentos.

REFERENCIAS

- Aldana, D. M., & La Madrid, R. (2013). Metodología unidimensional para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor para pailas de hornillas paneleras. *Latin American and Caribbean conference for engineering and technology LACCEI*, 14-16.
- Ali, M., Rad, M. M., Nuhait, A., Almuzaiqer, R., Alimoradi, A., & Tlili, I. (2020). New equations for Nusselt number and friction factor of the annulus side of the conically coiled tubes in tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 164, 114545.
- Alzate, C. E. O. (2008). *Congelación y liofilización de alimentos*. Gobernación de Caldas. Colombia.
- Amarante, A. y Lanoisellé, J.L., (2005), Heat transfer coefficients measurement in industrial freezing equipment by using heat flux sensors. *Journal of Food Engineering*.66,377-386.
- Amigo, M. L., & Vergel, O. A. (2012). *Frío industrial y aire acondicionado*. Universidad de Castilla La Mancha.
- Anaya-Durand, A., & Pedroza-Flores, H. (2008). Escalamiento, el arte de la ingeniería química: Plantas piloto, el paso entre el huevo y la gallina. *Tecnología, Ciencia, Educación*, 23(1), 31-39.
- ASHRAE. (2002). Thermal properties of foods. In *Refrigeration Handbook* (SI). (pp.8.1-8.30). Copyright.
- ASHRAE. (2010). *Refrigeration*. USA: Inch-Pound Edition.
- Aydın, O., & Guessous, L. (2001). Fundamental correlations for laminar and turbulent free convection from a uniformly heated vertical plate. *International journal of heat and mass transfer*, 44(24), 4605-4611.

- Barreiro, J. A., & Sandoval, A. J. (2006). *Operaciones de conservación de alimentos por bajas temperaturas*. Equinoccio.
- Becker, B. R., & Fricke, B. A. (2004). Heat transfer coefficients for forced-air cooling and freezing of selected foods. *International Journal of Refrigeration*, 27(5), 540-551.
- Bergman, T. L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons.
- Carrier. (1996). *Manual de Aire Acondicionado*. Marcombo-Lexus.
- Chen, J. y Rosenthal, A. (2009). Food processing. In *Food Science and Technology*. (pp.240-242). Wiley-Blackwell. U.K.
- Chen, Y., Li, J., Gong, Z., Chen, X., & Lu, C. (2019). Large eddy simulation and investigation on the laminar-turbulent transition and turbulence-cavitation interaction in the cavitating flow around hydrofoil. *International Journal of Multiphase Flow*, 112, 300-322.
- Conesa, J. A. (2011). Sistema de refrigeración por compresión. *Experimentación en Ingeniería Química III*.
- Crane. (1992). *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. México: McGraw-Hill.
- Delgado, A.E., Sun, D.-W., 2001. Heat and mass transfer models for predicting freezing processes – a review. *Journal of Food Engineering*. 47, 157–174.
- Dempsey, P. y Bansal, P. (2012). The art of air blast freezing: design and efficiency considerations. *Applied Thermal Engineering*, 41, 71-83.
- Dewan, A., Dutta, R., & Srinivasan, B. (2012). Recent trends in computation of turbulent jet impingement heat transfer. *Heat Transfer Engineering*, 33(4-5), 447-460.
- Dincer, I. (1997). New effective Nusselt and Reynolds correlations for food cooling applications. *Journal of Food Engineering*. 31,59-67.
- Dopazo, J. A., & Fernández-Seara, J. (2012). Experimental evaluation of freezing processes in horizontal plate freezers using CO₂ as refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 35, 2093-2101.

- Evans, J. (2016). Emerging refrigeration and freezing technologies for food preservation. In: *Innovation and future trends in food manufacturing and supply chain technologies* (pp. 175-201). Woodhead Publishing.
- Feeney, R.E., y Yeh, Y. (1998). Antifreeze protein: current status and possible food uses. *Trends Food Science Technology*. 9,102-106.
- Fellows, P.J. (2000a). *Food Processing Technology Principles and Practice*. CRC Press, NY.
- Fellows, P.J. (2017b). Freezing. In *Food Processing Technology*. (pp.885-928). Woodhead Publishing.
- Fellows, P.J. (2017c). Heat removal by refrigeration. In *Food Processing Technology*. (pp.847-868). Woodhead Publishing.
- Fikiin, K. (2008). Emerging and novel freezing processes. In *Frozen Food Science Technology*. (pp.101-123). Blackwell Publishing Ltd., Oxford, UK.
- Gaviria, N.J. (2015). *Mecánica de fluidos*. Pérdidas por fricción en tuberías, con flujo laminar y turbulento. Recuperado el 25/03/2021 de <http://mecanicadefluidoscod5131587.blogspot.com/2015/11/perdidas-por-friccion-en-tuberias-con.html>
- Gómez, A.J.F, Razo, H.J.R. (2014). Ley de enfriamiento de orden fraccionario. *Investigación y Ciencia de la Universidad Autónoma de Aguascalientes*. 61, 12-18.
- Góral, D., & Kluza, F. (2012). Heat transfer coefficient in impingement fluidization freezing of vegetables and its prediction. *International Journal of Refrigeration*. 35, 871-879.
- Holman, J. P., & Valenzuela, R. (1998). *Transferencia de calor*. São Paulo: McGraw-Hill.
- Holman, J. P. (2000). *Transferencia de Calor*. Octava Edición. Editorial McGraw-Hill.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. Pearson Education.
- Jafari, M., Alavi, P., 2008. Análisis de la congelación de alimentos por impulso de chorro de ranura. *Journal of Applied Sciences*. 8, 1188-1196.
- James, S. & James, S.J. (2014). Equipment. In: *Refrigeration and Freezing Technology*. (Vol. 3, pp.184-190). U.K: Encyclopedia of Meat Sciences.

- Kiani, H., Sun, D.W., 2011. Water crystallization and its importance to freezing of foods: a review. *Trends in Food Science and Technology*. 22 (8), 407-426.
- Laloui, L., & Loria, A. F. R. (2019). Heat and mass transfers in the context of energy geostructures. In *Analysis and Design of Energy Geostructures: Theoretical Essentials and Practical Application*. (pp.69-135) Academic Press.
- Lawton, R. (2016). *The basic components of a refrigeration system*. U.K: Encyclopedia of Reference Module in Food Science.
- Lewis, M.J. (1996). Sensible and latent heat changes. In *Physical Properties of Foods and Foods Processing Systems*. (pp.220-245). Woodhead Publishing.
- López-Leiva, M., & Hallström, B. (2003). The original Plank equation and its use in the development of food freezing rate predictions. *Journal of food engineering*, 58(3), 267-275.
- Machado, V.K.M y Veléz, R.J.F. (2008). Estudio de las propiedades físicas de los alimentos mexicanos durante la congelación y almacenamiento congelado. *Revista Mexicana de Ingeniería Química*.7,41-54.
- Mahato, S., Zhu, Z., Wang, Q-J. (2019). Glass transitions as affected by food compositions and by conventional and novel freezing technologies. *Trends Food Science Technology*. 94, 1-11.
- Marazani, T., Madyira, D. M., & Akinlabi, E. T. (2017). Investigation of the parameters governing the performance of jet impingement quick food freezing and cooling systems—a review. *Procedia Manufacturing*, 8, 754-760.
- Marella, C. y Muthukumarappan, K. (2013). Food freezing Technology. In *Handbook of Farm, Dairy and Food Machinery Engineering* (pp. 355-378). Academic Press.
- Mills, C. (2020). High frequency pressure loss measurements of laminar-turbulent transitional flow. *Flow Measurement and Instrumentation*, 101770.
- Moerman, F., & Fikiin, K. (2016). Hygienic design of air-blast freezing systems. In *Handbook of Hygiene Control in the Food Industry* (pp. 271-316). Woodhead Publishing.

- Mullin, T. (2011). Experimental studies of transition to turbulence in a pipe. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 43, 1-24.
- Mulot, V., Benkhelifa, H., Pathier, D., Ndoye, F. T., & Flick, D. (2019). Measurement of food dehydration during freezing in mechanical and cryogenic freezing conditions. *International Journal of Refrigeration*, 103, 329–338.
- Muthukumarappan, K., Marella, C., & Sunkesula, V. (2019). Food freezing technology. In *Handbook of Farm, Dairy and Food Machinery Engineering* (pp. 389-415). Academic Press.
- Nakayama, Y. (2018). Dimensional Analysis and Law of Similarity. In *Introduction to Fluid Mechanics*. (pp.203-2014). Elsevier.
- Otero, L., Martino, M., Zaritzky, N., Solas, M., Sanz, P.D., (2000). Preservation of microstructure in peach and mango during high pressure shift freezing. *Journal of Food Science*. 65 (3), 466-470.
- Rao, S. S. (2018). Basic Equations of Fluid Mechanics. In *The finite element method in engineering*. (pp.589-610). Butterworth-heinemann.
- Rodríguez, C. U. (2018). Metodología de selección de refrigerantes alternativas ecológicas y eficientes energéticamente. *Revista de Investigación*, 11, 75-89.
- Rodríguez-Martínez, V., Cerón-Carrillo, T. G., & Vázquez-Aguilar, M. M. (2007). Descripción y aplicaciones de equipos de congelación para la industria de alimentos. *Temas selectos de Ingeniería de Alimentos*, 1, 97-107.
- San, J. Y., & Shiao, W. Z. (2006). Effects of jet plate size and plate spacing on the stagnation Nusselt number for a confined circular air jet impinging on a flat surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49(19-20), 3477-3486.
- Santos, L. A. P., García, H. T., & Molina, C. S. (2005). *Métodos y algoritmos de diseño en ingeniería química*. Ed. Universidad de Antioquia. Medellín, Colombia.
- Sanz, P.D. y Otero, L. (2014). High-Pressure Freezing. In *Emerging Technologies for Food Processing* (pp.515-538). Elsevier.
- Schlichting, H. (1960). *Boundary Layer Theory*, McGraw-Hill. NY.

- Shanmugam, S. K. G., & Mital, M. (2019). An ultra-low ammonia charge system for industrial refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 107, 344-354.
- She, J., Zhang, H., Han, K., Feng, Y., Kang, Y., & Zhong, Y. (2020). Experimental investigation of mechanisms influencing friction coefficient between lost circulation materials and shale rocks. *Powder Technology*, 364, 13-26.
- Sierra-Pallares, J., del Valle, J. G., García-Carrascal, P., & Ruiz, F. C. (2016). Numerical study of supercritical and transcritical injection using different turbulent Prandtl numbers: A second law analysis. *The Journal of Supercritical Fluids*, 115, 86-98.
- Singh, R. P., & Heldman, D. R. (2014a). Food freezing. In *Introduction to Food Engineering* (pp.521-563). Academic Press.
- Singh, R.P., Heldman, D.R., (2009b). *Introduction to Food Engineering*, San Diego, C.A: Academic Press.
- Sinnott, R. y Towler, G. (2020). Heat-transfer Equipment. In *Chemical Engineering Design*. (pp.773-927). Butterworth-Heinemann.
- Stebel, M., Smolka, J., Palacz, M., Adamczyk, W., & Piechnik, E. (2020). Numerical investigation of the fluid flow distribution for the hydrofluidisation food freezing method. *International Journal of Thermal Sciences*, 151, 106284.
- Suh, K. D., Kim, M., & Chun, J. (2013). Estimation of design wave height using empirical simulation technique. *Ocean engineering*, 61, 39-49.
- Sun, D.-W., 2011. An overview of refrigeration cycles. In: *Handbook of Frozen Food Processing and Packaging* (pp.55-82). CRC Press, Boca Raton, FL.
- Sutariya, S., & Sunkesula, V. (2021). Food Freezing: Emerging Techniques for Improving Quality and Process Efficiency a Comprehensive Review. *Innovative Food Processing Technologies*. 3, 36-59.
- Tahmasebzadehbaie, M., & Sayyaadi, H. (2020). Optimal design of a two-stage refrigeration cycle for natural gas pre-cooling in a gas refinery considering the best allocation of refrigerant. *Energy Conversion and Management*, 210, 112743.
- Toh, C. A., & Miller, S. R. (2015). How engineering teams select design concepts: A view through the lens of creativity. *Design Studies*, 38, 111-138.

- Toro, J. C., de Oliva, L. P. L. M., & de Termotecnia, G. (2014). Colección de tablas, gráficas y ecuaciones de transmisión de calor. *Dpto. de Ingeniería Energética y Mecánica de Fluidos*. Universidad de Sevilla. Recuperado el 25/03/2021 de http://www.esi2.us.es/~jfc/Descargas/TC/Coleccion_tablas_graficas_TC.pdf.
- Torres-Tamayo, E., Retirado-Medianeja, Y., & Góngora-Leyva, E. (2014). Coeficientes de transferencia de calor experimental para el enfriamiento de licor en intercambiadores de placas. *Ingeniería Mecánica*, 17(1), 68-77.
- Tucker, K. L. (2009). Water-soluble vitamins and ageing. In: *Food for the Ageing Population* (pp. 399-429). Woodhead Publishing.
- Wae-hayee, M., Yeranee, K., Piya, I., Rao, Y., & Nuntadusit, C. (2019). Heat transfer correlation of impinging jet array from pipe nozzle under fully developed flow. *Applied Thermal Engineering*, 154, 37-45.
- Winterton, R. H. (1998). Where did the Dittus and Boelter equation come from? *International journal of heat and mass transfer*, 41(4-5), 809-810.
- Xanthopoulos, G, Mitropoulos, D. y Lambrinos, G. (2012). Estimation of heat and mass transfer coefficients during air-freezing of cucumber. *International Journal of Food Properties*.15, 221-235.
- Xiaolei, L., Liyun, L., & Gioia, F. (2020). A comprehensive assessment of correlations for two-phase flow through Venturi tubes. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 103323.
- Zlokarnik, M. (2012). *Dimensional analysis and scale-up in chemical engineering*. Springer Science & Business Media.
- Zhu, Z., Luo, W., & Sun, D. W. (2020). Effects of liquid nitrogen quick freezing on polyphenol oxidase and peroxide activities, cell water states and epidermal microstructure of wolfberry. *Food Science and Technology*, 120, 108923.

ANEXO A

Congelador didáctico y guía de operación.

El congelador didáctico utiliza la técnica de choque de aire, la cual permite tener una congelación rápida en los alimentos. Esta técnica novedosa es ampliamente utilizada para el estudio de la pérdida de peso en la congelación de alimentos principalmente en los no envasados, ya que con las características y parámetros de transferencia de calor que se manejan (velocidades altas, coeficientes de transferencia altos y transferencia de calor por convección) permite reducir el tiempo de exposición del alimento durante su proceso de congelación y así mismo disminuir la transferencia por difusión del agua libre del alimento hacia el medio ambiente circundante. Los componentes, características del equipo y aplicación se describen en el punto 3.3.9, por otro lado, su esquema y dimensiones se puede observar a detalle en la Figura 38. En la siguiente guía de operación se explica la instalación del equipo didáctico, el arranque del equipo para su funcionamiento y el acomodo del equipo al interior del congelador horizontal.

a) Instalación del equipo didáctico.

El equipo fue desarrollado con cartón corrugado, el cual fue recortado de acuerdo con las medidas que me muestran en la Figura 38. La unión de cada pieza se realizó con ayuda de silicón, de igual forma al ser cartón corrugado se tiene ondulación en los cortes de las piezas, las cuales son rellenas con silicón para evitar infiltraciones de aire y posteriormente las uniones fueron selladas con cinta canela para ser reforzada. Por otra parte, el extractor VOLKER®, fue colocado dentro del equipo y fue sostenido con ayuda de un soporte para mantenerlo sujetado.

En la cuestión de la sección del equipo del cabezal rectangular (Figura 38), el marco rectangular fue forrado con etilvinilacetato para garantizar el sello con la pared del

congelador (placa plana) y permitir el correcto enfriamiento del aire, así como evitar infiltraciones de aire y ser direccionado en su totalidad hacia la boquilla rectangular para la descarga del aire, esto para no perder la intensificación del flujo del aire y finalmente obtener una velocidad alta (6 m/s).

Para la operación del equipo se colocó un segundo soporte en forma de caja, el cual en su parte superior se conformaba de una malla metálica donde será colocado la placa finita del alimento para su proceso de congelación, esta malla metálica fue instalada de forma cercana a la boquilla rectangular para permitir la descarga del aire y a su vez generar el choque de aire a la velocidad de aire sobre la superficie del alimento. Posteriormente se explicará de forma esquematizada el arranque del equipo para su operación.

b) Arranque del equipo didáctico.

El arranque del equipo didáctico se explica a continuación en una serie de pasos a seguir para su correcta operación:

1. Inicialmente el congelador horizontal Metalfrío Mod. CPC 15 es conectado al suministro de corriente eléctrica y encendido para comenzar a enfriar el aire al interior de ella (Figura 39). Mediante un termómetro digital Lore se medirá la temperatura en la pared B columna 3 (Figura 18), hasta alcanzar un valor de -30.06°C .

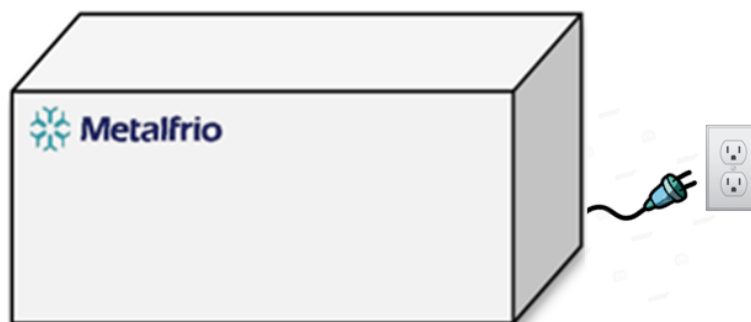


Figura 39. Congelador horizontal conectado al suministro de corriente eléctrica.

2. Mientras el congelador horizontal llega a la temperatura deseada, en el equipo didáctico como se muestra en la Figura 40 se instalará un termopar [4] en la salida de la boquilla rectangular a un costado del cabezal rectangular [D], esto con la finalidad de monitorear la temperatura del aire a la salida de la boquilla.

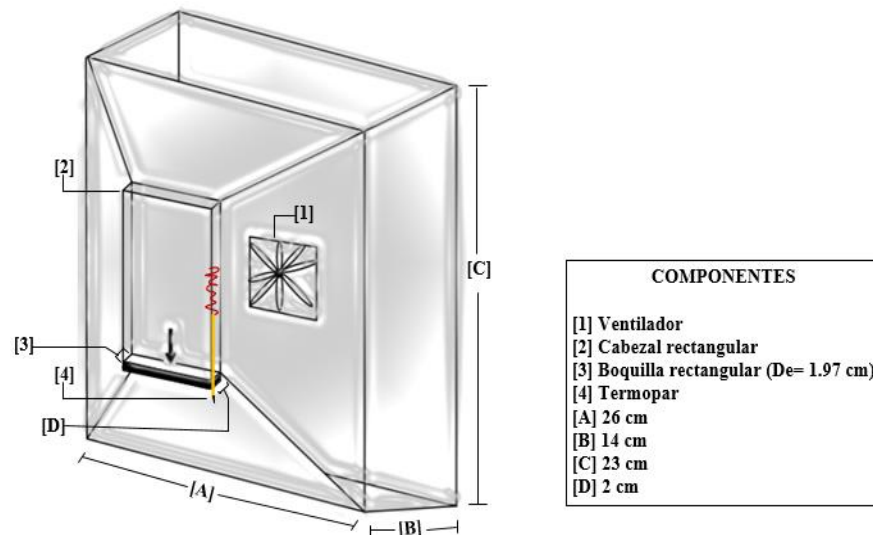


Figura 40. Termopar en la salida de la boquilla.

3. Una vez colocado el termopar en el equipo y tener la temperatura de -30.06°C en la pared, el equipo didáctico será ingresado al congelador horizontal (Figura 41), colocándolo el cabezal rectangular enfrente de la pared B columna 3 verificando que en la unión del equipo didáctico y la pared del congelador no se tenga infiltración de aire, esto se deberá realizarse de forma rápida para reducir la alteración de temperaturas al interior del congelador.

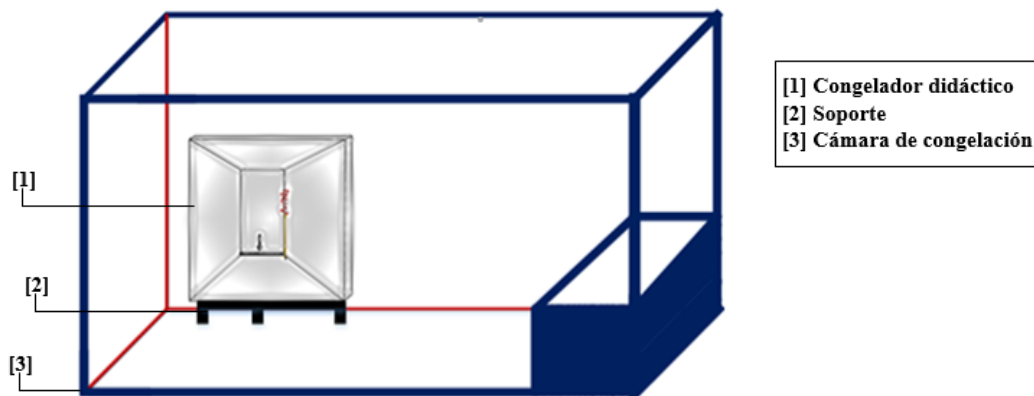


Figura 41. Acomodo del equipo didáctico.

4. Después se conectará al suministro de corriente eléctrica el extractor VOLKER® y será encendido, para comenzar con el enfriamiento del aire mediante la placa plana como se puede observar en la Figura 42. Con el termopar colocado en el punto 2 mencionado anteriormente, la temperatura del aire a la salida de la boquilla será monitoreada hasta alcanzar un valor de -20°C .

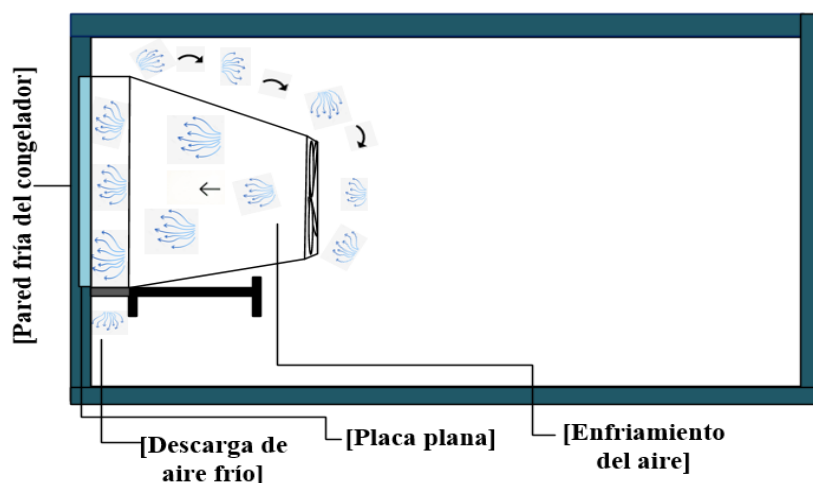


Figura 42. Enfriamiento del aire.

5. Concluido el paso anterior y obtener una temperatura de -20°C en el aire a la salida de la boquilla se procede a la congelación del alimento. Se recomienda que la forma del alimento sea de una placa finita, ya que con esta forma se llevó a cabo los estudios en los parámetros de transferencia de calor del equipo. Dicha placa será ingresada y colocada en la salida del aire sobre una malla metálica como se muestra en la Figura 43.

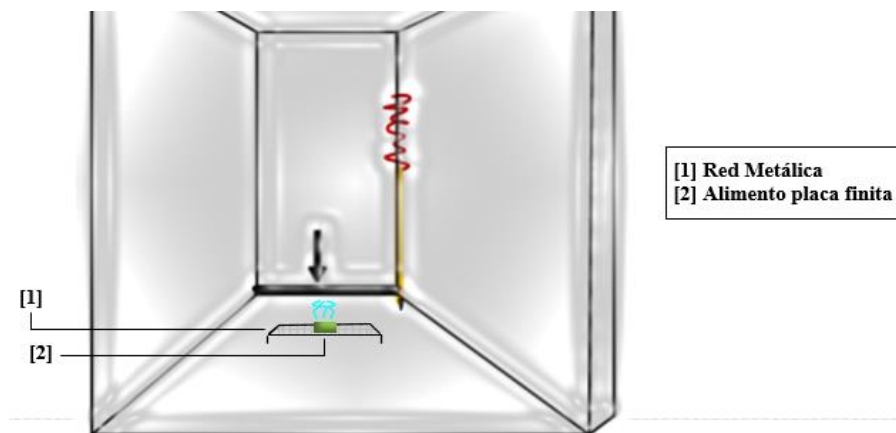


Figura 43. Acomodo del alimento en el equipo.

6. En la placa del alimento deberá contener termopares para la medición de temperaturas colocándolos en la superficie inferior y superior, así como en el centro térmico de la placa como se explica en la Figura 44. Esto para generar un perfil de descenso de temperatura en el alimento y a su vez poder realizar su curva de congelación, esto será monitoreado hasta alcanzar los -18°C en su centro térmico. Una vez completado el proceso de congelación en el alimento el extractor será apagado y el alimento retirado para sus mediciones físicas y de calidad que se requiera para el estudio en particular.

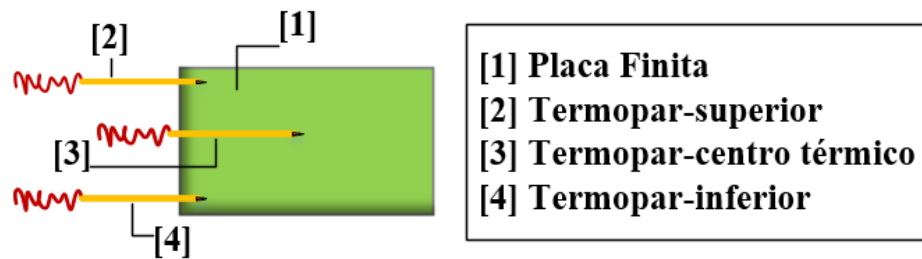


Figura 44. Acomodo de termopares en el alimento.

ANEXO B

Secuencia de cálculos.

a) Cálculo selección del ventilador.

El extractor seleccionado fue de la marca VOLKER® con un caudal de 730 m³/h (560 CFM), se realizó un cálculo sobre el caudal por la variación de densidad en el aire a bajas temperaturas. Los valores fueron obtenidos a través de la tabla obtenida de Chromalex Technical Documents, considerando una presión de 11.31 lb/in² para Cuautitlán Izcalli, Edo. Mex., las temperaturas consideradas en el aire fueron 24°C, temperatura a la cual se realiza la determinación del caudal de un ventilador comercial, y de -30°C, siendo el valor más bajo que se midió en el congelador vertical. Los valores de la densidad fueron interpolados de la siguiente tabla:

Propiedades del aire

Calor específico, viscosidad y densidad (peso) del aire a diferentes temperaturas y presiones

Temp del Aire (°F)	Calor específico (Btu/Lbs/°F)	Viscosidad absoluta (Lbs/Ft/Hr)	Presión indicada en lbs/plg ² (basado en presión atmosférica absoluta de 14.7 lbs/plg ² al nivel del mar)														
			0	10	20	30	40	50	60	70	80	100	120	150	200	250	300
-20	0.239	0.039	0.0900	0.152	0.213	0.274	0.336	0.397	0.458	0.519	0.580	0.702	0.825	1.010	1.318	1.625	1.934
-10	0.239	0.039	0.0882	0.149	0.209	0.268	0.328	0.388	0.448	0.508	0.567	0.687	0.807	0.989	1.288	1.588	1.890
0	0.239	0.040	0.0864	0.146	0.204	0.263	0.322	0.380	0.438	0.497	0.556	0.672	0.790	0.968	1.260	1.553	1.850
10	0.239	0.040	0.0846	0.143	0.199	0.257	0.315	0.372	0.429	0.486	0.543	0.658	0.774	0.947	1.233	1.520	1.810
20	0.239	0.041	0.0828	0.140	0.196	0.252	0.307	0.365	0.421	0.477	0.533	0.645	0.757	0.927	1.208	1.489	1.770
30	0.240	0.041	0.0811	0.137	0.192	0.247	0.302	0.357	0.412	0.467	0.522	0.632	0.742	0.908	1.184	1.460	1.730
40	0.240	0.042	0.0795	0.134	0.188	0.242	0.295	0.350	0.404	0.458	0.511	0.619	0.727	0.890	1.161	1.431	1.705
50	0.240	0.042	0.0780	0.131	0.184	0.237	0.291	0.343	0.396	0.449	0.501	0.607	0.713	0.873	1.139	1.403	1.661
60	0.240	0.043	0.0764	0.128	0.180	0.232	0.284	0.336	0.388	0.440	0.493	0.596	0.700	0.856	1.116	1.376	1.638
70	0.240	0.044	0.0750	0.126	0.177	0.228	0.279	0.330	0.381	0.432	0.482	0.584	0.686	0.839	1.095	1.350	1.604
80	0.240	0.045	0.0736	0.124	0.174	0.224	0.274	0.324	0.374	0.423	0.473	0.572	0.673	0.824	1.074	1.325	1.573
90	0.240	0.045	0.0723	0.122	0.171	0.220	0.269	0.318	0.367	0.415	0.464	0.561	0.660	0.809	1.054	1.300	1.546
100	0.240	0.046	0.0710	0.120	0.168	0.215	0.264	0.312	0.360	0.408	0.455	0.551	0.648	0.794	1.035	1.276	1.517
120	0.240	0.047	0.0686	0.116	0.162	0.208	0.255	0.302	0.348	0.394	0.440	0.533	0.626	0.767	1.001	1.234	1.465
150	0.241	0.049	0.0652	0.110	0.154	0.199	0.243	0.287	0.331	0.375	0.419	0.508	0.596	0.730	0.953	1.175	1.392
175	0.241	0.051	0.0626	0.105	0.148	0.191	0.234	0.275	0.318	0.361	0.403	0.488	0.573	0.701	0.914	1.128	1.337
200	0.241	0.052	0.0603	0.101	0.143	0.184	0.225	0.266	0.305	0.347	0.388	0.470	0.552	0.674	0.879	1.084	1.287
250	0.242	0.055	0.0560	0.094	0.132	0.171	0.208	0.247	0.285	0.322	0.360	0.436	0.513	0.627	0.817	1.007	1.197
300	0.243	0.058	0.0523	0.088	0.124	0.159	0.195	0.230	0.265	0.301	0.336	0.407	0.478	0.585	0.762	0.940	1.118
350	0.244	0.060	0.0491	0.083	0.116	0.150	0.184	0.216	0.249	0.282	0.316	0.382	0.449	0.549	0.715	0.883	1.048
400	0.245	0.063	0.0463	0.078	0.109	0.140	0.172	0.203	0.235	0.266	0.298	0.360	0.423	0.517	0.674	0.831	0.987
500	0.248	0.067	0.0414	0.067	0.098	0.126	0.154	0.182	0.210	0.238	0.266	0.322	0.379	0.463	0.604	0.746	0.885
600	0.25	0.072	0.0376	0.063	0.089	0.114	0.140	0.165	0.190	0.216	0.241	0.292	0.343	0.419	0.547	0.675	0.801
700	0.254	0.076	0.0341	0.058	0.081	0.104	0.127	0.151	0.174	0.198	0.221	0.267	0.328	0.383	0.500	0.616	0.733
800	0.257	0.080	0.0314	0.053	0.071	0.096	0.117	0.139	0.160	0.181	0.203	0.246	0.314	0.353	0.460	0.568	0.675
900	0.259	0.085	0.0295	0.049	0.069	0.089	0.109	0.129	0.148	0.168	0.188	0.228	0.289	0.327	0.427	0.526	0.625
1000	0.262	0.089	0.0275	0.046	0.064	0.083	0.101	0.120	0.138	0.157	0.175	0.212	0.268	0.304	0.397	0.490	0.582

Figura 45. Propiedades del aire (Chromalex®).

Los valores obtenidos fueron de $\rho_{24^{\circ}\text{C}} = 0.161 \text{ lb/in}^2$ $\rho_{-30^{\circ}\text{C}} = 0.132 \text{ lb/in}^2$. La Norma UNE-100-230-95 proporciona una ecuación para calcular el cambio de caudal de aire bajo la variación de la densidad en el aire:

$$n = n_0 \left(\frac{q_{0'}}{Q_i} \right)^{1/2} \left(\frac{P}{P_0} \right)^{3/4} \left(\frac{r_0}{r} \right)^{3/4}$$

Despejando de la ecuación:

$$q_{0'} = \left(\frac{(Q_i)^{1/2}}{\left(\frac{P}{P_0} \right)^{3/4} \left(\frac{r_0}{r} \right)^{3/4}} \right)^2$$

Sustituyendo los valores y considerando que la potencia del motor se mantiene constante:

$$q_{0'} = \left(\frac{(560 \text{ CFM})^{1/2}}{\left(\frac{40.25 \text{ W}}{40.25 \text{ W}} \right)^{3/4} \left(\frac{0.161 \text{ lb/in}^2}{0.132 \text{ lb/in}^2} \right)^{3/4}} \right)^2$$

$$q_{0'} = 318.47 \text{ CFM}$$

$$q_{0'} = 541.08 \text{ m}^3/\text{h}$$

b) Cálculo distribución del aire.

Los cálculos que se muestran a continuación solo fueron aplicados para los diseños del número 1, 3 y 4, ya que en estos diseños se tenían ductos. En los demás diseños el orificio de salida del aire fue modificado a un ducto rectangular. Se calculó el caudal de aire que se debía mandar a cada ducto para poder llevar el aire a una velocidad de aire de 10 m/s como máximo, realizándolo con la ecuación posterior:

$$Q_i = A \times V$$

$$Q_i = (2.3184 \times 10^{-3} \text{ m}^2) \times (10 \text{ m/s})$$

$$Q_i = 0.02318 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \times \frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} = 83.46 \text{ m}^3/\text{h}$$

De acuerdo con el caudal proporcionado del ventilador siendo de 541.08 m³/h fueron calculados los números de ductos, tomando en cuenta la siguiente ecuación:

$$\text{No. ductos} = \frac{q_o}{Q_i}$$

Sustituyendo los valores

$$\frac{541.08 \text{ m}^3/\text{h}}{83.46 \text{ m}^3/\text{h}} = 6.48 = 6 \text{ ductos}$$

Se contempló hacer un choque de aire en la parte superior e inferior, por lo cual el caudal obtenido anteriormente fue dividido en dos cabezales donde cada uno tendría un caudal de 270.54 m³/h, en donde cada cabezal tendrá 3 ductos.

En relación con las dimensiones de los ductos se llevó a cabo la siguiente secuencia de cálculo, manteniendo un valor de 10 m/s constante en cada diseño:

Diseño 1

Se sabe que en un ducto el área es igual al caudal del aire dividido entre la velocidad de este:

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

Sustituyendo los valores:

$$A = \frac{270.54 \text{ m}^3/\text{h} \left(\frac{1}{3600 \text{ s}} \right)}{10 \text{ m/s}} = 7.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Se sabe que la altura total disponible en el congelador horizontal es de 34 cm, dejando una distancia entre los ductos de 4 cm y considerando un largo del cabezal de 15 cm, así como una altura para el primer ducto de 15 cm, con la siguiente ecuación se calculó el ancho del cabezal :

$$A = L_1 \times L_2$$

$$L_1 = \frac{A}{L_2} = \frac{7.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{0.15 \text{ m}} = 0.05 \text{ m}$$

El caudal inicial que es mandado a cada cabezal irá reduciendo conforme esta vaya saliendo a través de los ductos, por lo cual se requiere un reajuste en el área por la cual pasará el aire, manteniendo constante el ancho del cabezal (0.05m), unicamente cambiará la altura de este, obteniendo un cabezal de forma escalonada, esto para mantener la velocidad deseada de 10 m/s. Al se 3 boquillas por cabezal, se realizó el cálculo de la siguiente manera:

$$A = \frac{187.08 \text{ m}^3/\text{h}(\frac{1}{3600 \text{ s}})}{10 \text{ m/s}} = 5.19 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$L_1 = \frac{A}{L_2} = \frac{5.19 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{0.05 \text{ m}} = 0.103 \text{ m}$$

$$A = \frac{103.62 \text{ m}^3/\text{h}(\frac{1}{3600 \text{ s}})}{10 \text{ m/s}} = 2.87 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$L_1 = \frac{A}{L_2} = \frac{2.87 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{0.05 \text{ m}} = 0.057 \text{ m}$$

Diseño 3

Se sabe que en un ducto el área es igual al caudal del aire dividido entre la velocidad de este:

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

Sustituyendo los valores:

$$A = \frac{270.54 \text{ m}^3/\text{h}(\frac{1}{3600 \text{ s}})}{10 \text{ m/s}} = 7.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Debido a que no se obtenía la velocidad deseada se realizó una modificación en el largo del cabezal manejando un valor de 20.8 cm, así como un altura para el primer ducto de 20.8 cm, los cálculos fueron ajustados como se muestra a continuación, teniendo ahora un valor de 3.6 cm en el ancho del cabezal:

$$A = L_1 \times L_2$$

$$L_1 = \frac{A}{L_2} = \frac{7.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{0.208 \text{ m}} = 0.036 \text{ m}$$

$$A = \frac{187.08 \text{ m}^3/\text{h}(\frac{1}{3600 \text{ s}})}{10 \text{ m/s}} = 5.19 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$L_1 = \frac{A}{L_2} = \frac{5.19 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{0.036 \text{ m}} = 0.144 \text{ m}$$

$$A = \frac{103.62 \text{ m}^3/\text{h}(\frac{1}{3600 \text{ s}})}{10 \text{ m/s}} = 2.87 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$L_1 = \frac{A}{L_2} = \frac{2.87 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{0.036 \text{ m}} = 0.079 \text{ m}$$

Diseño 4

Se sabe que en un ducto el área es igual al caudal del aire dividido entre la velocidad de este:

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

Sustituyendo los valores:

$$A = \frac{270.54 \text{ m}^3/\text{h}(\frac{1}{3600 \text{ s}})}{10 \text{ m/s}} = 7.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Nuevamente al no ser obtenida la velocidad deseada se realizó una modificación en el largo del cabezal manejando un valor de 13 cm, los cálculos fueron ajustados como se muestra a continuación, teniendo ahora un valor de 5.7 cm en el ancho del cabezal:

$$A = L_1 \times L_2$$

$$L_1 = \frac{A}{L_2} = \frac{7.5 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{0.13 \text{ m}} = 0.057 \text{ m}$$

$$A = \frac{187.08 \text{ m}^3/\text{h}(\frac{1}{3600 \text{ s}})}{10 \text{ m/s}} = 5.19 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$L_1 = \frac{A}{L_2} = \frac{5.19 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{0.057 \text{ m}} = 0.091 \text{ m}$$

$$A = \frac{103.62 \text{ m}^3/\text{h}(\frac{1}{3600 \text{ s}})}{10 \text{ m/s}} = 2.87 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$L_1 = \frac{A}{L_2} = \frac{2.87 \times 10^{-3} \text{ m}^2}{0.057 \text{ m}} = 0.050 \text{ m}$$

c) Cálculo del número de Reynolds.

El número de Reynolds fue calculado con la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

Se consideró una temperatura del aire de -20°C a la cual se manejó el funcionamiento del equipo didáctico, correspondiendo un valor de la densidad de $\rho_{-20^{\circ}\text{C}}=1.394 \text{ kg/m}^3$ y una viscosidad de $1.630 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}$. Para el diseño 1 se obtuvo una velocidad en el aire de 3.5 m/s con un diámetro de 0.006 m .

Sustituyendo los valores:

$$Re = \frac{(1.394 \text{ kg/m}^3)(3.5 \text{ m/s})(0.006 \text{ m})}{1.630 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}}$$

$$Re = 1795.95$$

Esto se realizó en el diseño 1,2,3 y 4, a continuación, se encuentra una tabla de resumen:

Tabla 4. Valor de Reynolds de los equipos didácticos 1,2,3 y 4.

Número de Reynolds			
Diseño	Diámetro (m)	Velocidad (m/s)	Re
1	0.006	3.50	1795.95
2	0.006	6.41	3289.15
3	0.006	7.72	3961.35
4	0.006	9.52	4884.99

En los diseños 5,6,7 y 8 se modificó a un diámetro rectangular, por lo tanto, se realizó el cálculo del diámetro equivalente con la siguiente ecuación, esto para cada uno de los diseños.

$$D_H = \frac{4(a*b)}{2(a+b)}$$

Sustituyendo los valores:

$$D_H = \frac{4((0.075 \text{ m})(0.085 \text{ m}))}{2(0.075 \text{ m} + 0.085 \text{ m})}$$

$$D_H=0.079 \text{ m}$$

Una vez obtenido este valor en cada diseño se prosiguió al cálculo de Reynolds como en los diseños anteriormente explicados:

Tabla 5. Valor de Reynolds de los equipos didácticos 5,6,7 y 8.

Número de Reynolds			
Diseño	D_H (m)	Velocidad (m/s)	Re
5	0.079 m	5.69	38442.75
6	0.0197 m	8.06	13579.27
7	0.123 m	1.32	13885.27
8	0.0197 m	6.00	10108.64

d) Cálculo del número de Nusselt

En el cálculo del número de Nusselt para los diseños 1,2,3 y 4 se contemplando la siguiente ecuación que se utiliza en los flujos que no se encuentran completamente desarrollados, Nusselt recomienda la siguiente ecuación, únicamente cuando $10 < Lt/D < 400$ (Holman, 2000):

$$Nu=0.036 Re^{0.8} Pr^{1/3} (D/Lt)^{0.055}$$

Para el caso de los diseños 5,6,7 y 8 con $Re > 10000$ y tomando en cuenta el diámetro equivalente se calculó con la siguiente ecuación:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3}$$

Los valores de Prandtl fueron obtenidos de la tabla que se muestra a continuación:

Propiedades del aire a 1 atm de presión							
Temp. $T, ^\circ\text{C}$	Densidad $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico $C_p, \text{J/kg}\cdot\text{K}$	Conductividad térmica $k, \text{W/m}\cdot\text{K}$	Difusividad térmica $\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	Viscosidad dinámica $\mu, \text{kg/m}\cdot\text{s}$	Viscosidad cinemática $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	$4,158 \times 10^{-6}$	$8,636 \times 10^{-6}$	$3,013 \times 10^{-6}$	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	$8,036 \times 10^{-6}$	$1,189 \times 10^{-5}$	$5,837 \times 10^{-6}$	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	$1,525 \times 10^{-5}$	$1,474 \times 10^{-5}$	$9,319 \times 10^{-6}$	0,7440
-40	1,514	1002	0,02057	$1,356 \times 10^{-5}$	$1,527 \times 10^{-5}$	$1,008 \times 10^{-5}$	0,7436
-30	1,451	1004	0,02134	$1,465 \times 10^{-5}$	$1,579 \times 10^{-5}$	$1,087 \times 10^{-5}$	0,7425
-20	1,394	1005	0,02211	$1,578 \times 10^{-5}$	$1,630 \times 10^{-5}$	$1,169 \times 10^{-5}$	0,7408
-10	1,341	1006	0,02288	$1,696 \times 10^{-5}$	$1,680 \times 10^{-5}$	$1,252 \times 10^{-5}$	0,7387
0	1,292	1006	0,02364	$1,818 \times 10^{-5}$	$1,729 \times 10^{-5}$	$1,338 \times 10^{-5}$	0,7362
5	1,269	1006	0,02401	$1,880 \times 10^{-5}$	$1,754 \times 10^{-5}$	$1,382 \times 10^{-5}$	0,7350
10	1,246	1006	0,02439	$1,944 \times 10^{-5}$	$1,778 \times 10^{-5}$	$1,426 \times 10^{-5}$	0,7336
15	1,225	1007	0,02476	$2,009 \times 10^{-5}$	$1,802 \times 10^{-5}$	$1,470 \times 10^{-5}$	0,7323

Figura 46. Propiedades del aire 1 atm de presión (Toro *et al.*, 2014).

Los resultados se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 6. *Valor de Nusselt de los equipos didácticos.*

Número de Nusselt		
Diseño	Lt/D	Nu
1	20.00	3.03
2	25.00	4.85
3	34.67	5.53
4	21.67	6.71
5	-	97.83
6	-	42.55
7	-	43.32
8	-	33.60

e) Cálculo del coeficiente convectivo

El coeficiente convectivo se calculó con la siguiente ecuación, el valor de la conductividad térmica de aire fue tomada de la tabla que se muestra en la Figura 46 y.

$$Nu = \frac{h D}{Kt}$$

Despejando h:

$$h = \frac{Nu Kt}{D}$$

Sustituyendo:

$$h = \frac{(3.03)(0.0211 \text{ W/m}^{\circ}\text{C})}{0.006 \text{ m}} = 10.64$$

Los valores obtenidos se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 7. *Valor del coeficiente convectivo de los equipos didácticos.*

Coficiente convectivo	
Diseño	h (W/m ² °C)
1	10.64
2	17.05
3	19.44
4	23.58
5	26.13
6	45.58
7	7.43
8	35.99

f) Cálculo del número de Biot

El número de Biot fue calculado con la ecuación siguiente:

$$Bi = \frac{h L}{Kta}$$

El valor de la longitud característica se determinó de la siguiente forma donde las dimensiones de la placa finita del Calabacín (*Cucúrbita pepo*) fueron 3 x 2.5 x 1.5 cm:

$$L = \frac{(0.015 \text{ m})(0.03 \text{ m})(0.025 \text{ m})}{(0.03 \text{ m})(0.025)} = 0.015 \text{ m}$$

Sustituyendo:

$$Bi = \frac{(10.64 \text{ W/m}^2\text{C})(0.015 \text{ m})}{0.568 \text{ W/m}^2\text{C}} = 0.28$$

Los valores obtenidos se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 8. Valor de Biot de los equipos didácticos.

Número de Biot	
Diseño	Bi
1	0.28
2	0.45
3	0.51
4	0.62
5	0.69
6	1.20
7	0.20
8	0.95

g) Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor se calculó mediante la siguiente ecuación:

$$U = \left[\frac{1}{\frac{1}{h} + \frac{1}{hr} + \frac{Ea}{KTA}} \right]$$

Sustituyendo:

$$U = \left[\frac{1}{\frac{1}{10.64 \text{ W/m}^2\text{°C}} + \frac{0.015 \text{ m}}{0.586 \text{ W/m}^2\text{°C}}} \right]$$

$$U = 10.67 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Los valores obtenidos se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 9. Valor del coeficiente global de transferencia de calor de los equipos didácticos.

Coeficiente global de transferencia de calor	
Diseño	U (W/m ² °C)
1	10.67
2	17.08
3	19.46
4	23.61
5	26.16
6	45.60
7	7.46
8	36.02

h) Cálculo tiempo de congelación.

El cálculo del tiempo de congelación se llevó a cabo con la ecuación de Planck:

$$\theta = \frac{\lambda a \rho a}{(T_{ia} - T_a)} \left[\frac{P a'}{h} + \frac{Ra'^2}{ka} \right]$$

Sustituyendo:

$$\theta = \frac{(322.31 \text{ KJ/kg}) (1251.12 \text{ kg/m}^3)}{(-0.5\text{°C} - (-20\text{°C}))} \left[\frac{1/2 (0.0075)}{0.0585 \text{ KJ/s m}^2\text{°C}} + \frac{1/8(0.0075)^2}{0.000586 \text{ KJ/sm}^2\text{°C}} \right]$$

$$\theta = 13.13 \text{ min}$$

Los valores obtenidos se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 10. *Tiempos de congelación teórica de los equipos didácticos.*

Tiempo de congelación teórica	
Diseño	t (min)
1	13.13
2	10.64
3	10.09
4	26.25
5	14.01
6	10.87
7	32.57
8	11.99

i) Corrida experimental

Se llevo a cabo una corrida experimental para evaluar el funcionamiento del equipo didáctico, esto fue realizado con el diseño 8 congelando una placa finita de Calabacín (*Cucúrbita pepo*) con las dimensiones de (3 x 2.5 x 1.5) cm. A continuación, se muestra un resumen de las curvas de congelación obtenidas, así como el tiempo experimental que se muestra en la tabla siguiente. Se realizaron 3 corridas experimentales con 3 repeticiones cada una obteniéndose un promedio de 59 min para alcanzar los -12°C en el centro térmico.

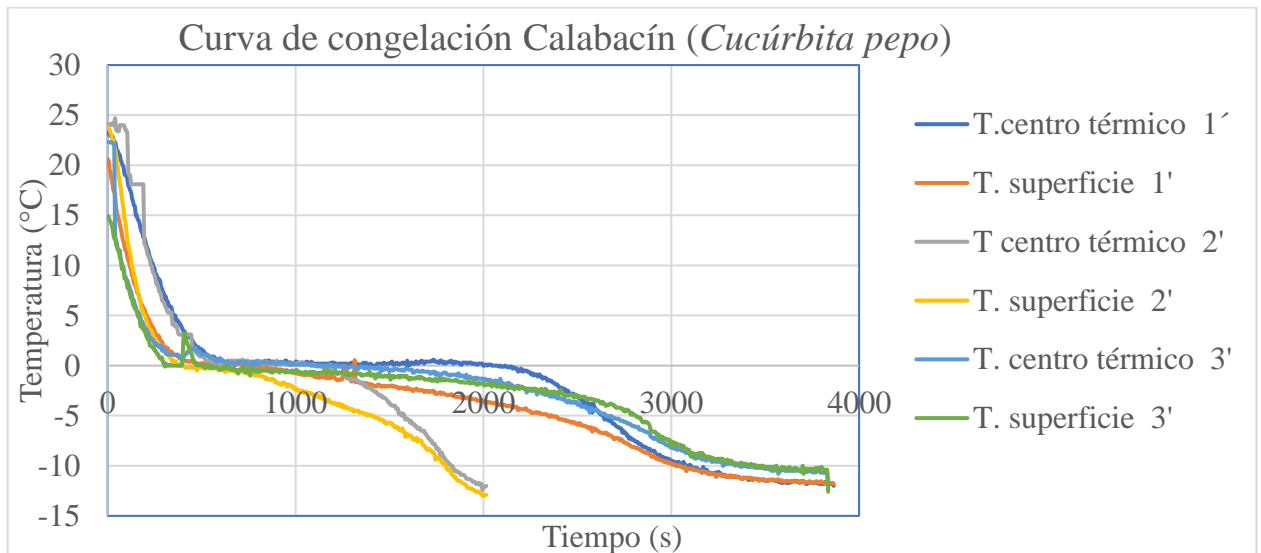


Figura 47. Resumen curvas de congelación Calabacín (*Cucúrbita pepo*).

j) Cálculos de la caída de presión

El cálculo de pérdida de presión se realizó mediante la ecuación de Darcy:

$$\Delta P = \frac{f * \rho * L_t * v^2}{2 D}$$

Inicialmente se determinó el factor de fricción “f”, si el número de Re < 2000 se determinaba mediante la siguiente ecuación, que se utilizó en el diseño 1, sustituyendo valores de Re:

$$f = \frac{64}{Re}$$

$$f = \frac{64}{1795.95} = 0.036$$

En los diseños 2 y 3 el flujo está en transición o conocido como en zona crítica y de acuerdo con lo que menciona Crane en 1992 en esta zona el flujo puede ser laminar o turbulento por lo cual el factor de fricción en esta región es indeterminado. Para el caso de Re > 4000 se recurrió al diagrama de Moody, contemplando el valor de ε , calculado de la siguiente forma:

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_a}{D}$$

Considerando un valor de $\varepsilon_a = 0.18$ mm como rugosidad. Ejemplo, sustituyendo valores del diseño 4:

$$\varepsilon = \frac{0.18 \text{ mm}}{0.006 \text{ m} \left(1000 \frac{\text{mm}}{\text{m}}\right)} = 0.03$$

Con un valor de $\varepsilon = 0.03$ y Re = 4884.99 se entra al diagrama de Moody que se muestra a continuación, dichos valores de ε y Re se interseccionan y se obtiene un valor de f = 0.06.

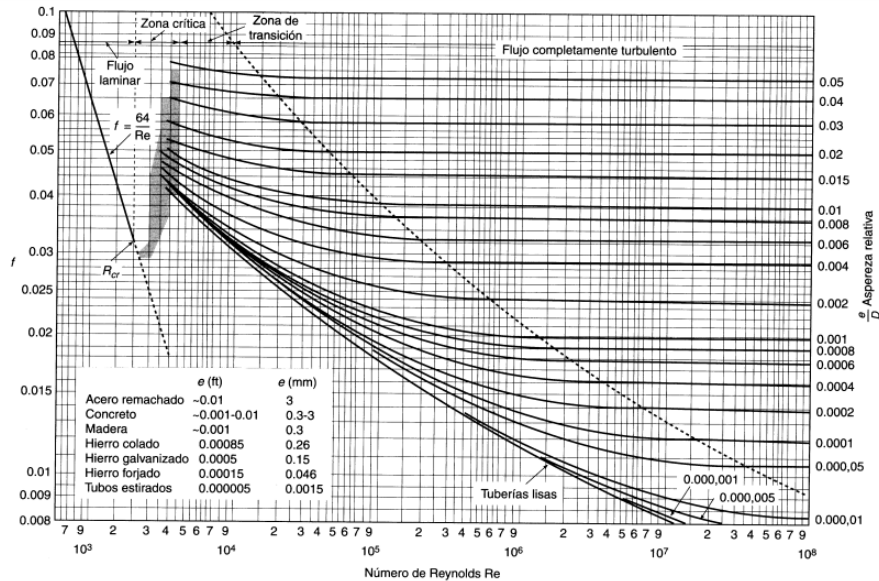


Figura 48. Diagrama de Moody (Crane, 1992).

Una vez obtenido el valor de factor de fricción se prosigue a sustituir en la ecuación de Darcy. Se contemplo el cálculo de la caída de presión antes de los cabezales (a) y en la descarga de los cabezales (b), la secuencia de cálculo se realizó de la siguiente manera:

(a) Caída de presión antes de los cabezales, se calculó el valor de Re en la succión del extractor:

Para el diseño 1 se obtuvo el siguiente valor:

$$Re = \frac{(1.394 \text{ kg/m}^3)(2.96\text{m/s})(0.254 \text{ m})}{1.630 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}} = 64298.46$$

Re=64298.46 y un $\epsilon=0.0007$ da un valor de $f=0.043$

$$\Delta P = \frac{(0.043) * (1.394 \text{ kg/m}^3) * (0.07\text{m}) * (2.96 \text{ m/s})^2}{2 (0.254\text{m})}$$

$$\Delta P = 0.07 \text{ Pa}$$

Para el diseño 2 al 8 el valor obtenido fue el siguiente:

$$Re = \frac{(1.394 \text{ kg/m}^3)(2.96\text{m/s})(0.1 \text{ m})}{1.630 \times 10^{-5} \text{ kg/ms}} = 25314.36$$

Re=25314.36 y un $\epsilon=0.00018$ da un valor de $f=0.025$

$$\Delta P = \frac{(0.025) * (1.394 \text{ kg/m}^3) * (0.07\text{m}) * (2.96 \text{ m/s})^2}{2 (0.1\text{m})}$$

$$\Delta P = 0.11 \text{ Pa}$$

(b) Caída de presión de los cabezales a la descarga:

$$\Delta P = \frac{(0.036) * (1.394 \text{ kg/m}^3) * (0.12 \text{ m}) * (3.5 \text{ m/s})^2}{2 (0.006\text{m})}$$

$$\Delta P = 6.09 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{\text{Total}} = 0.07 \text{ Pa} + 6.09 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{\text{Total}} = 6.16 \text{ Pa}$$

Los valores obtenidos se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 11. *Valores de ΔP de los equipos didácticos.*

Caída de Presión	
Diseño	ΔP (Pa)
1	6.16
2	-
3	-
4	1.25
5	2.81
6	0.11
7	0.13
8	0.26

k) Cálculos del flujo de calor de enfriamiento del aire

El flujo de calor de enfriamiento del aire fue calculado con la ecuación de Newton que se indica a continuación, se consideró que la pared del congelador horizontal era una placa plana donde se realizaba el choque del flujo de aire, esto fue calculado únicamente del diseño 5 al 8.

$$q = h A (T_a - T)$$

Sustituyendo los valores:

$$q = (27.38 \text{ W/m}^2\text{°C})(0.0056 \text{ m}^2)(-19^\circ\text{C} - (-20^\circ\text{C}))$$

$$q = 0.15 \text{ J/s}$$

Los valores obtenidos se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 12. *Flujo de calor 'q' de los equipos didácticos.*

Flujo de calor	
Diseño	q (J/s)
5	0.15
6	2.23
7	0.36
8	1.76