



DISEÑO DE UN ENFRIADOR DE MANÍ POR CONVECCIÓN FORZADA

Cristhian Daniel Londoño

Universidad del Valle
Escuela de Ingeniería Mecánica
Cali, Colombia
Julio 2025



DISEÑO DE UN ENFRIADOR DE MANÍ POR CONVECCIÓN FORZADA

Presentado por:

Autor: Cristhian Daniel Londoño

Director: Miguel Enrique Rosillo Ph.D.

Documento presentado como requisito para optar por el Título de
Ingeniero Mecánico

Escuela de Ingeniería Mecánica
Universidad del Valle
Julio 2025

Resumen

Se diseñó un enfriador de maní por convección forzada que sustituye al cuarto frío de 40 HP utilizado actualmente por una empresa procesadora de maní. La metodología incluyó la modelación numérica de dos configuraciones de flujo mediante MATLAB (método explícito en diferencias finitas) y su validación por medio de ensayos experimentales. La configuración seleccionada (flujo de aire horizontal simultáneo sobre y bajo las bandejas) permite enfriar 25 bandejas (≈ 350 kg) de maní desde 120°C hasta 35°C en 17–20 min utilizando aire ambiente a 25°C . La caída de presión se mantiene por debajo de 250 Pa, lo que permitió seleccionar un ventilador helicoidal EC (conmutado electrónicamente por sus siglas en inglés) de 3 kW, de modo que el consumo eléctrico anual se reduce un 88% frente al sistema actual. El costo de inversión (CAPEX) es de \$45,3 M.M. COP y el costo operativo anual (OPEX) se reduce un 90%, dando un periodo simple de recuperación de 1,3 años, donde además del beneficio económico, el diseño propuesto simplifica significativamente el mantenimiento. El proyecto demuestra la viabilidad técnica y económica de reemplazar sistemas de refrigeración por convección forzada en procesos post-tueste, aportando una guía replicable para otros frutos secos.

Palabras clave: Enfriador de maní, Convección forzada, Transferencia de calor, Diseño de ingeniería, Eficiencia energética, Modelado numérico, Análisis económico

Abstract

A forced convection peanut cooler was designed to replace the existing 40 HP cold room used by a peanut processing company. The methodology included numerical modeling of two airflow configurations using MATLAB (explicit finite difference method), which were then validated through experimental tests. The selected configuration—simultaneous horizontal airflow above and below the trays—allows cooling of 25 trays (≈ 350 kg) of peanuts from 120°C down to 35°C in approximately 17–20 minutes, using ambient air at 25°C . The pressure drop remains below 250 Pa, enabling the use of a 3 kW EC (Electronically Commutated) axial fan and resulting in an 88% annual reduction in electricity consumption compared to the existing system. The investment cost (CAPEX) is approximately \$45,3 million COP, and the annual operating cost (OPEX) is reduced by 90%, achieving a simple payback period of about 1.3 years. In addition to the economic benefits, the proposed design significantly simplifies maintenance. This project demonstrates the technical and economic viability of replacing refrigeration systems with forced convection cooling in post-roasting processes, providing a replicable methodology for other nuts and similar products. **Keywords:** Peanut cooler, Forced convection, Heat transfer, Engineering design, Energetic efficiency, Numerical modeling, Economic Analysis

Agradecimientos

Quiero expresar mi sincero agradecimiento a todas las personas que hicieron posible la realización de este proyecto, a mi novia por el apoyo constante y la motivación durante todo este proceso. Agradezco especialmente a mis padres, que siempre han estado ahí en los momentos más críticos de mi carrera, y que sin su apoyo nada de esto sería posible.

Quiero extender mi gratitud a la universidad, a mis compañeros de clase, y a todos los profesores de la escuela por todos los conocimientos y experiencias brindadas, especialmente a mi director, el profesor Miguel Enrique Rosillo, por ser una guía fundamental en todo el trayecto de este proyecto aportando valiosas sugerencias que enriquecieron el resultado final.

Contenidos

Resumen	2
Abstract	3
Agradecimientos	4
Lista de Figuras	6
Lista de Tablas	8
1. Introducción	10
1.1. Planteamiento del Problema	10
1.2. Objetivos	11
1.2.1. Objetivo General	11
1.2.2. Objetivos Específicos	11
1.3. Estado del arte	12
2. Marco Teórico	14
2.1. Propiedades del maní post-tueste	14
2.1.1. Propiedades físicas	15
2.1.2. Propiedades térmicas	15
2.2. Principios de transferencia de calor	17
2.2.1. Conducción	17
2.2.2. Convección	18
2.3. Modelado de Problemas de Transferencia de Calor	19
2.3.1. Balance de energía	19
2.3.2. Ecuación de difusión de calor en una placa plana	20
2.3.3. Ecuación General de Transporte	21
2.3.4. Formulación de Ecuaciones Diferenciales en Diferencias Finitas	21
2.4. Pérdidas de presión en sistemas de ductos	24
2.4.1. Pérdidas por fricción	24
2.4.2. Pérdidas dinámicas	25
2.4.3. Pérdidas por tramo en sistemas de ductos	25
2.5. Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)	25
2.5.1. Ecuaciones de Gobierno	26
2.5.2. Turbulencia y su Modelamiento	26

3. Especificaciones del Enfriador	29
3.1. Proceso de Enfriamiento	29
3.2. Consideraciones para la Calidad del Producto	29
4. Metodología	30
4.1. Alternativas de Diseño	30
4.1.1. Alternativa 1	30
4.1.2. Alternativa 2	30
4.2. Alternativa 1	31
4.2.1. Modelado Matemático y Simulación Numérica	31
4.2.2. Procedimiento experimental	34
4.3. Alternativa 2	37
4.3.1. Modelado Matemático y Simulación Numérica	37
4.3.2. Procedimiento Experimental	39
5. Resultados y Verificación Experimental	41
5.1. Evaluación de Alternativa 1	41
5.2. Evaluación de Alternativa 2	45
6. Diseño del Sistema	48
6.1. Selección del sistema	48
6.2. Determinación de la Velocidad de Aire Mínima Requerida	49
6.3. Distribución de aire	49
6.4. Selección del Ventilador	50
6.4.1. Caudal Requerido	50
6.4.2. Presión Estática del Sistema	51
6.4.3. Selección Final del Ventilador	52
6.5. Visualización en 3D	55
7. Análisis Económico	57
7.1. Costos de Inversión Inicial	57
7.2. Costos de Operación	58
7.2.1. Consumo energético	58
7.2.2. Mantenimiento Anual	60
8. Conclusiones	62
8.1. Recomendaciones y Trabajos Futuros	62
References	63
Anexos	67
A. Código MATLAB de la alternativa 1	68
B. Código MATLAB de la alternativa 2	71
C. CFD	74
C.0.1. Modelo computacional y condiciones de frontera	74
C.0.2. Resultado CFD del diseño final	78

Lista de Figuras

1.1. Árbol del problema	11
1.2. Árbol de objetivos	12
2.3. Esquema de la transformación de una almendra durante el tueste y los factores de control de calidad. Tomado de [1]	14
2.4. Calor específico de vainas, granos y cáscaras a diferentes contenidos de humedad. Tomado de [2]	16
2.5. Conductividad térmica de vainas, granos y cáscaras a diferentes contenidos de humedad. Tomado de [2]	16
2.6. Diagrama de transferencia de calor unidimensional. Tomado de [3]	17
2.7. Transferencia de calor a través de una sección de una pared plana. Tomado de [4]	20
2.8. Diagrama esquemático de la conducción de calor unidimensional. Tomado de [5]	22
2.9. Diagrama esquemático que comprende puntos discretos en el tiempo y en el espacio. Tomado de [4]	22
2.10. Esquema de conducción de calor en diferencias finitas. Tomado de [4].	23
2.11. Gráfico de variable instantánea con su componente media y fluctuante. Tomado de [27]	27
4.12. Bosquejo de la alternativa 1	30
4.13. Bosquejo de la alternativa 2	31
4.14. Puntos nodales y elementos de volumen para la formulación en diferencias finitas de la transferencia de calor en el cilindro de maní	32
4.15. Esquema de montaje experimental para la alternativa 1.	34
4.16. Componentes estructurales del montaje 1	35
4.17. Secadora de pelo Rowenta Silence Respect 2300 W. Fuente: Google imágenes, 2025, Disponible en: https://images.app.goo.gl/R2hheSgVpWk1UZ5U9	35
4.18. Anemómetro UNI-T UT363	36
4.19. Horno de gas modelo GFO-6C. Fuente: Google imágenes, 2025, Disponible en: https://images.app.goo.gl/RERuA9BLsuZo5Poq6	36
4.20. Termómetro y termopar tipo K	37
4.21. Puntos nodales para la formulación en diferencias finitas de la transferencia de calor para la placa plana	37
4.22. Esquema del montaje experimental para la alternativa 2.	40
4.23. Componentes estructurales del montaje 2	40
5.24. Visualización de volúmenes de control para las ecuaciones 4.42 y 4.44	41
5.25. Curvas de enfriamiento en el extremo final del cilindro para diferentes velocidades del aire	42
5.26. Curvas experimentales de enfriamiento de la alternativa 1 obtenidas para distintas velocidades de aire	43

5.27. Comparación de resultados simulados y experimentales para la alternativa 1 con velocidad de aire a 0.8m/s	43
5.28. Comparación de resultados simulados y experimentales para la alternativa 1 con velocidad de aire a 1 m/s	44
5.29. Comparación de resultados simulados y experimentales para la alternativa 1 con Velocidad de aire a 1.3m/s	44
5.30. Visualización de volúmenes de control para las ecuaciones 4.50 y 4.52	45
5.31. Curvas de enfriamiento simuladas, obtenidas en el extremo final de la placa para diferentes velocidades del aire	46
5.32. Curvas experimentales de enfriamiento de la alternativa 2 obtenidas para distintas velocidades de aire	46
5.33. Comparación de resultados simulados y experimentales para la alternativa 2 con Velocidad de aire a 1.7m/s	47
5.34. Comparación de resultados simulados y experimentales para la alternativa 2 con Velocidad de aire a 3 m/s	47
6.35. Curva de enfriamiento del sistema a 6m/s	49
6.36. Esquema de configuración final del diseño	50
6.37. Ventilador Sodeca modelo HC/EC-80-4T-3 IE5. Tomado de [31]	52
6.38. Curva característica del ventilador HC/EC-80-4T-4 IE5 con voltaje variable. Tomado de [31]	53
6.39. Dimensiones del ventilador seleccionado ventilador. Tomado de [31]	54
6.40. Curva de enfriamiento con el caudal que ofrece el ventilador seleccionado	55
6.41. Representación CAD del sistema	56
6.42. Render del enfriador de maní	56
C.1. Representación geométrica del dominio	74
C.2. Modelo de turbulencia utilizado y sus parámetros	75
C.3. Gráfico de residuales de velocidad (x, y, z) y parámetros de turbulencia (k , epsilon y continuidad).	76
C.4. Ubicación de superficies (en color amarillo) de medición de magnitud de velocidad media ponderada por área	77
C.5. Configuración de mallado fino, medio y grueso	77
C.6. Simulación CFD del diseño final con vista isométrica con líneas de trayectoria.	79
C.7. Simulación CFD del diseño final con vista isométrica con vectores de trayectoria.	79
C.8. Simulación CFD del diseño final con vista isométrica con contornos de velocidades entre las bandejas	80

Lista de Tablas

2.1. Propiedades geométricas del maní	15
2.2. Grupos adimensionales relevantes en transferencia de calor y masa. Tomado de [3]. .	19
2.3. Ecuaciones de gobierno de un flujo compresible [22].	26
3.4. Parámetros de diseño	29
4.5. Parámetros Físicos del Modelo de la Alternativa 1	31
4.6. Parámetros Físicos del Modelo de la Alternativa 1	38
6.7. Comparación de ventajas entre las alternativas propuestas.	48
6.8. Parámetros y propiedades físicas del sistema	51
6.9. Cálculo de pérdida de presión por fricción por tramos	51
6.10. Cálculo de la caída de presión por accesorios.	51
6.11. Relación entre caudal (Q) y presión estática (ΔP) del sistema.	52
6.12. Dimensiones principales del ventilador HC/EC-80-4T-4. Tomado de [31]	54
7.13. Desglose de costos estimados de materiales, componentes y equipos	58
7.14. Desglose de Costos Estimados de Mano de Obra	58
7.15. Resumen del Costo Total de Inversión (CAPEX)	58
7.16. Costes de los Términos de Potencia Contratada para Tarifa 3.0 TD. Tarifa tomada de Repsol.	59
7.17. Comparación de Costos Anuales de Electricidad	60
7.18. Estimación del Costo de Mantenimiento Anual del Cuarto Frío	60
7.19. Estimación del Costo de Mantenimiento Anual del Cuarto Frío	61
7.20. Resumen de costos operativos anuales	61
C.1. Condiciones de frontera de la simulación.	74
C.2. Resultados del análisis de independencia de malla con base en la velocidad media ponderada por área	78

1. Introducción

Este trabajo se centra en el diseño de un sistema de enfriamiento de maní por convección forzada con aire a temperatura ambiente, como alternativa al cuarto frío de 40 HP actualmente utilizado por una empresa ubicada en España. Se parte del problema industrial y fijan métricas claras: enfriamiento desde 120 °C hasta 35 °C, capacidad para un escabiladero de 25 bandejas de $0,8 \times 1 \times 0,035$ m con 14,5 kg de maní por bandeja y bajo costo operativo. Con base en ello se proponen y justifican dos alternativas de diseño, se desarrollan modelos numéricos para la transferencia de calor para cada una de estas. Por otro lado se realizan ensayos y se obtienen curvas de enfriamiento y distribución de aire para comprobar la veracidad de los modelos. A partir de los resultados, se selecciona y diseña la configuración más viable, incluyendo la selección del ventilador y la visualización en 3D del sistema. Finalmente, se realiza un análisis económico que demuestra la rentabilidad del diseño propuesto y se concluye con recomendaciones para trabajos futuros.

1.1. Planteamiento del Problema

En la industria de procesamiento de maní, el enfriamiento es una etapa crítica que sigue al proceso de tostado. Después de ser tostados a altas temperaturas, los granos de maní deben enfriarse rápidamente para detener el proceso de cocción y garantizar la uniformidad y calidad del producto final. Un enfriamiento inadecuado no solo compromete la calidad del maní, alterando su sabor y textura, sino que también puede aumentar los riesgos de oxidación y deterioro del producto, reduciendo así su vida útil [1, 6].

Actualmente, el método de enfriamiento utilizado por una empresa procesadora de maní ubicada en España consiste en un cuarto frío equipado con un compresor de 40 HP. Aunque este método cumple con los requisitos de enfriamiento, resulta ineficiente y costoso en términos de consumo energético. Esta ineficiencia se traduce en un aumento significativo de los costos de producción, afectando negativamente la rentabilidad y competitividad de la empresa en el mercado.

La ineficiencia del sistema de enfriamiento actual no solo afecta las finanzas de la empresa, sino que también plantea desafíos desde una perspectiva ambiental y de sostenibilidad. En un contexto donde la reducción de costos y la mejora de la eficiencia son esenciales para mantenerse competitivo, es crucial explorar alternativas de enfriamiento que sean más sostenibles y económicamente viables. La necesidad de un enfriador más eficiente no solo responde a cuestiones económicas, sino que también se alinea con las tendencias actuales de sostenibilidad, que promueven la reducción del consumo de energía y la adopción de prácticas más ecológicas en los procesos industriales.

Por lo tanto, se hace necesario el diseño de un sistema de enfriamiento alternativo que optimice el tiempo de enfriamiento y reduzca los costos operativos; un sistema de enfriamiento por convección forzada con aire a temperatura ambiente se presenta como una solución potencialmente más eficiente y económica. Este método podría reducir significativamente el consumo energético

y los costos operativos asociados, mejorando así la rentabilidad de la empresa y su posición en el mercado.

Para visualizar mejor las causas y consecuencias de este problema, se ha creado un árbol del problema que se muestra en la Figura 1.1.

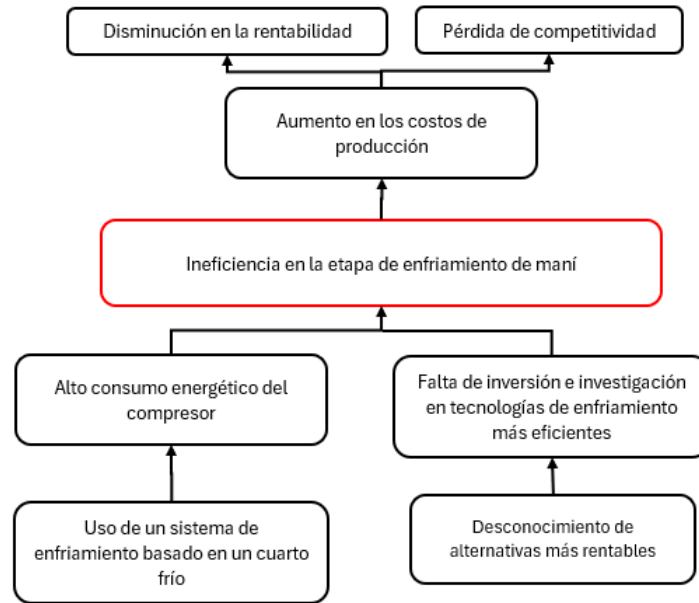


Figura 1.1: Árbol del problema

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Diseñar y mejorar un sistema de enfriamiento de maní por convección forzada

1.2.2. Objetivos Específicos

- Proponer distintas alternativas de diseño y compararlas.
- Formular e implementar un modelo matemático de carácter numérico para simular la transferencia de calor en las diferentes alternativas de diseño planteadas.
- Evaluar experimentalmente la curva de enfriamiento del maní tostado.
- Analizar las pérdidas de presión en el sistema de enfriamiento para establecer los requerimientos del ventilador y garantizar un flujo de aire adecuado.
- Diseñar la configuración mecánica del sistema de enfriamiento y evaluar su viabilidad económica.

El siguiente árbol de objetivos (figura 1.2) ilustra cómo estos objetivos específicos abordan las causas del problema identificadas anteriormente:

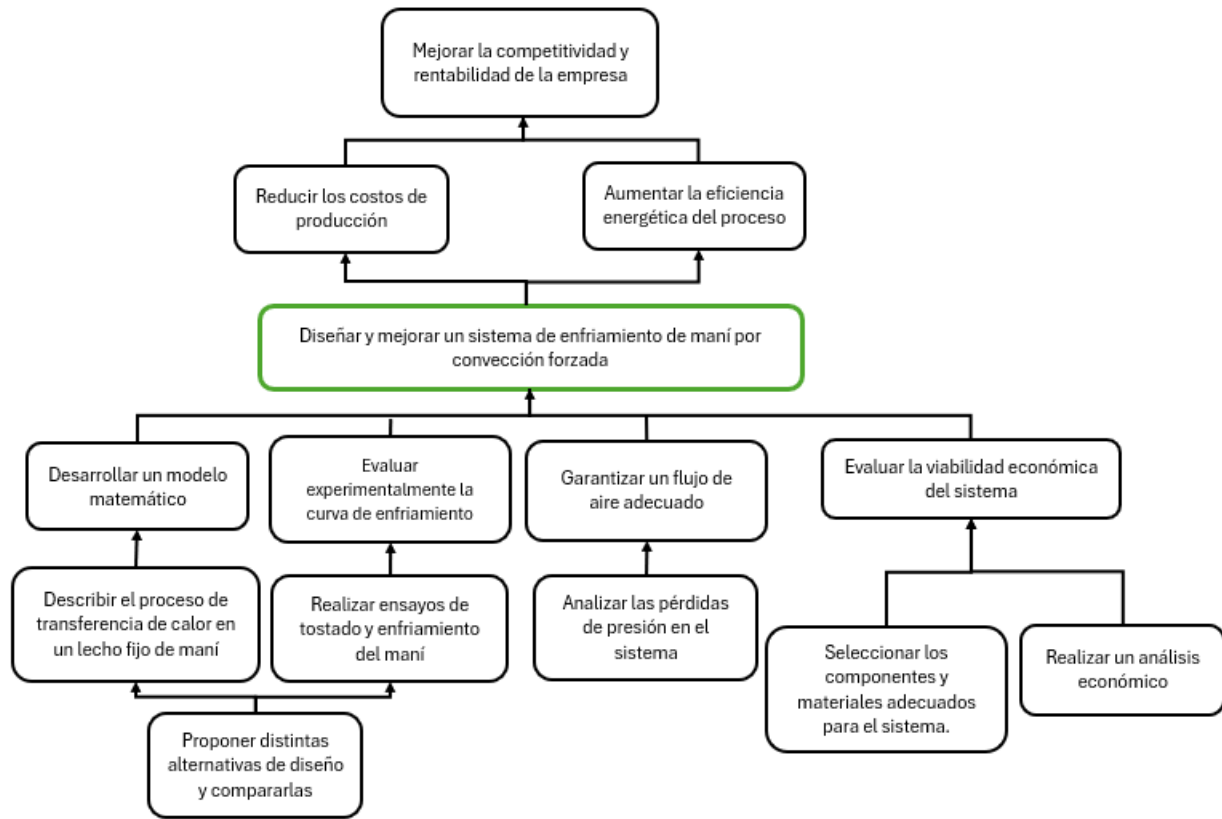


Figura 1.2: Árbol de objetivos

1.3. Estado del arte

El enfriamiento rápido del maní tras el tostado es crucial para preservar su calidad. Como señalan Perren y Escher [1] y Woodroof [6], un enfriamiento lento prolonga la exposición al calor, lo que aumenta la oxidación de las grasas, la pérdida de aromas y afecta negativamente la textura. Woodroof describe los distintos métodos de tostado industrial, destacando la importancia del enfriamiento rápido para detener las reacciones químicas y evitar el sobrecalentamiento.

Para comprender el proceso de enfriamiento, es esencial conocer las propiedades del maní. Dilmac y Altunas [7], junto con Aydin [8], caracterizaron detalladamente las propiedades físicas y mecánicas del maní, como su densidad, porosidad y geometría. Suter, Agrawal y Clary [9], junto con Bitra [2], aportaron datos experimentales y modelos que predicen las propiedades térmicas del maní en función de su humedad y temperatura. Mohsenin [10], por su parte, estableció las bases para comprender las propiedades físicas de los materiales biológicos en la industria alimentaria, desarrollando un marco teórico que analiza la relación entre su estructura y propiedades físicas.

La transferencia de calor en lechos fijos, que es fundamental para el enfriamiento a granel, ha sido estudiada por varios autores. Whitaker [11] propuso una correlación general y validó sus análisis con datos experimentales. Lindauer [12] encontró una correlación satisfactoria entre εJ_H y Re , donde ε es la porosidad (fracción de vacío) del lecho, J_H es el factor de Colburn para transferencia de calor y Re el número de Reynolds cuya longitud y velocidad de referencia son el diámetro de la partícula D_p y la velocidad superficial u_s del fluido que pasa por el lecho.

Jiang et al. [13] llevaron a cabo un estudio experimental y numérico sobre la transferencia de

calor por convección forzada de aire en canales rellenos con partículas esféricas no sinterizadas. Sus resultados mostraron que, a diferencia de lo observado en lechos empacados con agua, los coeficientes de transferencia de calor aumentaban al reducir el diámetro de las partículas. Además, se observó un incremento en los coeficientes de transferencia al aumentar la conductividad térmica de las partículas. Wakao, Kaguei y Funazkri [14] propusieron una correlación para los números de Nusselt en lechos fijos, considerando los coeficientes de dispersión del fluido y logrando una buena representación de los datos experimentales.

Gowda, Narasimham y Murthy [15] desarrollaron un modelo matemático para predecir el enfriamiento de alimentos esféricos a granel mediante aire forzado, considerando la transferencia de calor por conducción, la transferencia simultánea de calor y masa, y la variación de temperatura y humedad del aire.

Estudios sobre el diseño de secadores de bandejas, sistemas muy similares al sistema propuesto, han sido realizados por Misha et al. [16, 17] quienes emplearon CFD (Dinámica de Fluidos Computacional por sus siglas en inglés) para predecir la uniformidad del secado en un sistema de bandejas. Similarmente, Rakyat et al. [18] analizaron mediante CFD la distribución de aire dentro de un secador de bandejas existente, enfocándose en cómo el diseño del ducto y la geometría interna afectan el flujo de aire. La rugosidad para superficies granulares en ductos ha sido estudiada por Nikuradse [19], donde demuestra que la rugosidad equivalente de una superficie granular está del orden del tamaño de las partículas, siendo aproximadamente el diámetro de estas.

2. Marco Teórico

En este capítulo se establecen las bases teóricas necesarias para el diseño y análisis del enfriador. Se comenzará por describir las propiedades físicas y térmicas del maní post-tueste, luego se revisan los principios de transferencia de calor, que permitirán introducir los principios del modelamiento matemático mediante el método de diferencias finitas.

2.1. Propiedades del maní post-tueste

Durante el proceso de tueste, ocurren cambios químicos en el maní crudo que alteran tanto su composición como su microestructura, la figura 2.3 se muestra un ejemplo resumido de la transformación que ocurre durante este proceso en un fruto seco análogo, como lo es la almendra.

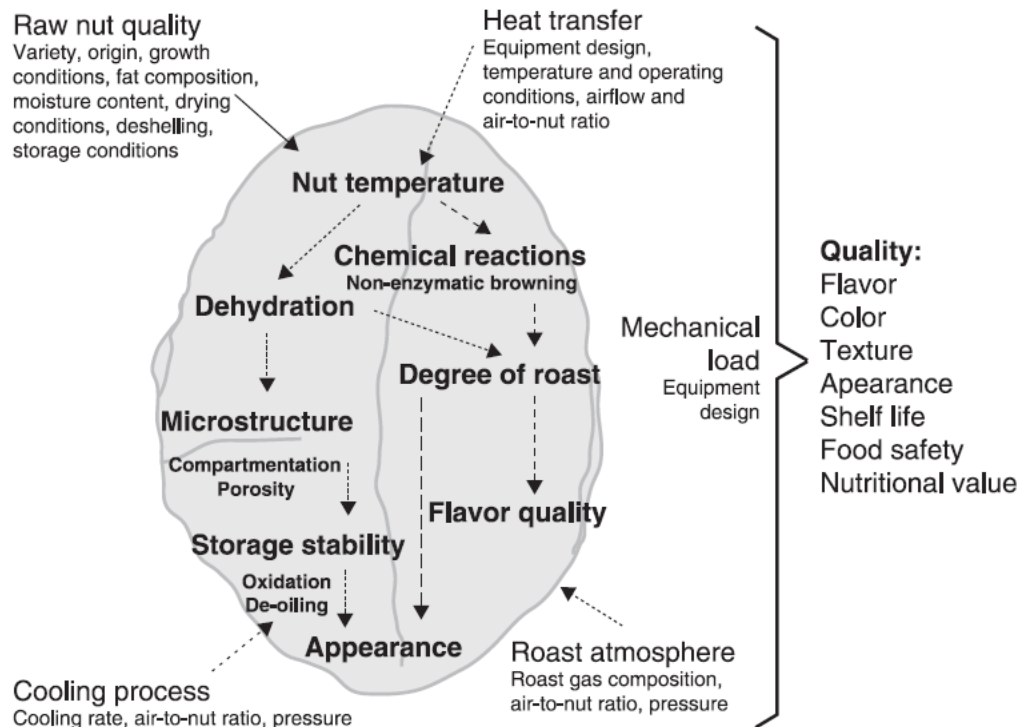


Figura 2.3: Esquema de la transformación de una almendra durante el tueste y los factores de control de calidad. Tomado de [1]

2.1.1. Propiedades físicas

A continuación, en el cuadro 2.1 se consignan las propiedades físicas del maní (*Arachis hypogaea* L.) necesarias para realizar los cálculos teóricos pertinentes; algunos datos fueron obtenidos de [7]. Es importante tener en cuenta que son valores aproximados debido a las diversas variedades de este tipo de grano; sin embargo, son lo bastante fiables para realizar cálculos aproximados sobre su comportamiento térmico.

Tabla 2.1: Propiedades geométricas del maní

Parámetros	
Longitud, x_1 (mm)	21.1
Ancho, x_2 (mm)	10.2
Grosor, x_3 (mm)	10.9
Diámetro medio geométrico, D_g (mm)	13.2
Porosidad, ε (%)	40
Área superficial, S (cm ²)	5.3
Masa del grano, m (g)	1.5
Volumen del grano, V (cm ³)	1.30

El diámetro medio geométrico (D_g) se utiliza para simplificar los cálculos debido a la forma irregular de la almendra del maní y su fórmula es la siguiente [10]:

$$D_p = (x_1 x_2 x_3)^{1/3} \quad (2.1)$$

donde x_1 es la longitud, x_2 es el ancho y x_3 es el grosor.

La densidad del maní varía dependiendo de su humedad, por lo que al ser esta relación tan significativa, se encontró una fórmula que describe la densidad tanto volumétrica como la real según el contenido de humedad [8].

$$\rho_b = -2,08M_c + 589,84 \quad (2.2)$$

$$\rho_t = 4,91M_c + 968,18 \quad (2.3)$$

donde M_c es el contenido de humedad en base seca (d.b.). Al tener el maní un proceso de tueste, su humedad se verá reducida al mínimo, normalmente a un valor menor que 2.6 % d.b.[1].

La porosidad ε del maní se determina con la siguiente ecuación [10]:

$$\varepsilon = \left[1 - \frac{\rho_b}{\rho_t} \right] \times 100 \quad (2.4)$$

2.1.2. Propiedades térmicas

En la literatura se ha encontrado que calor específico y la conductividad térmica del maní se pueden determinar como una función de la humedad [2]. Esta relación que incluye las vainas, los granos y las cáscaras del maní se observa en las figuras 2.4 y 2.5 para el calor específico y la conductividad térmica respectivamente.

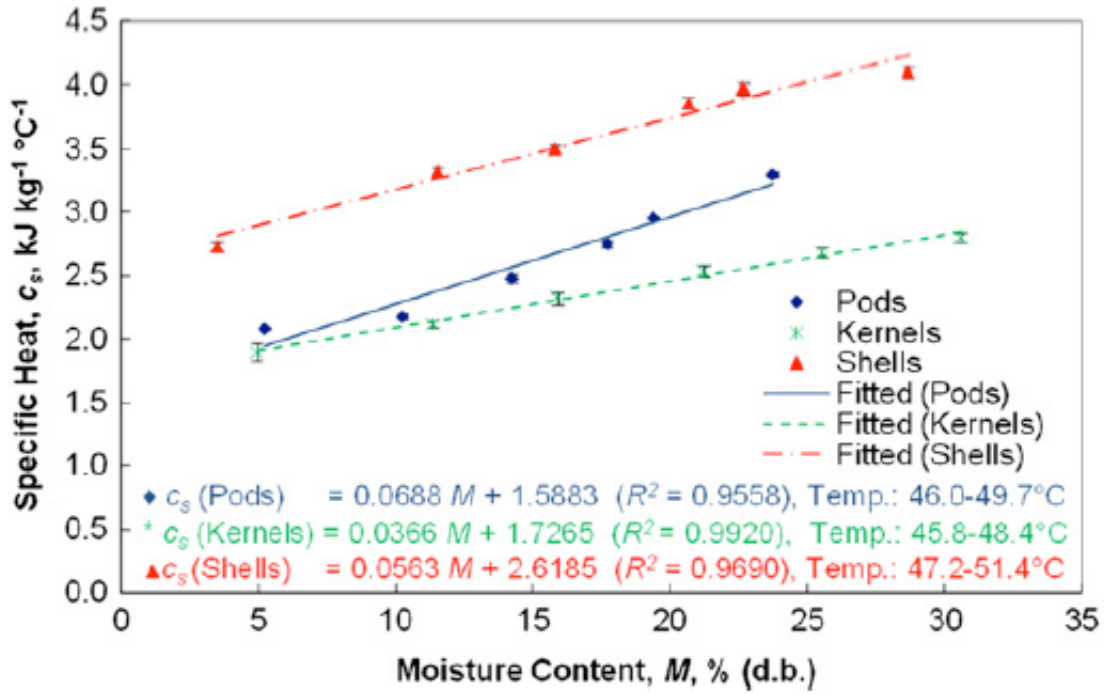


Figura 2.4: Calor específico de vainas, granos y cáscaras a diferentes contenidos de humedad. Tomado de [2]

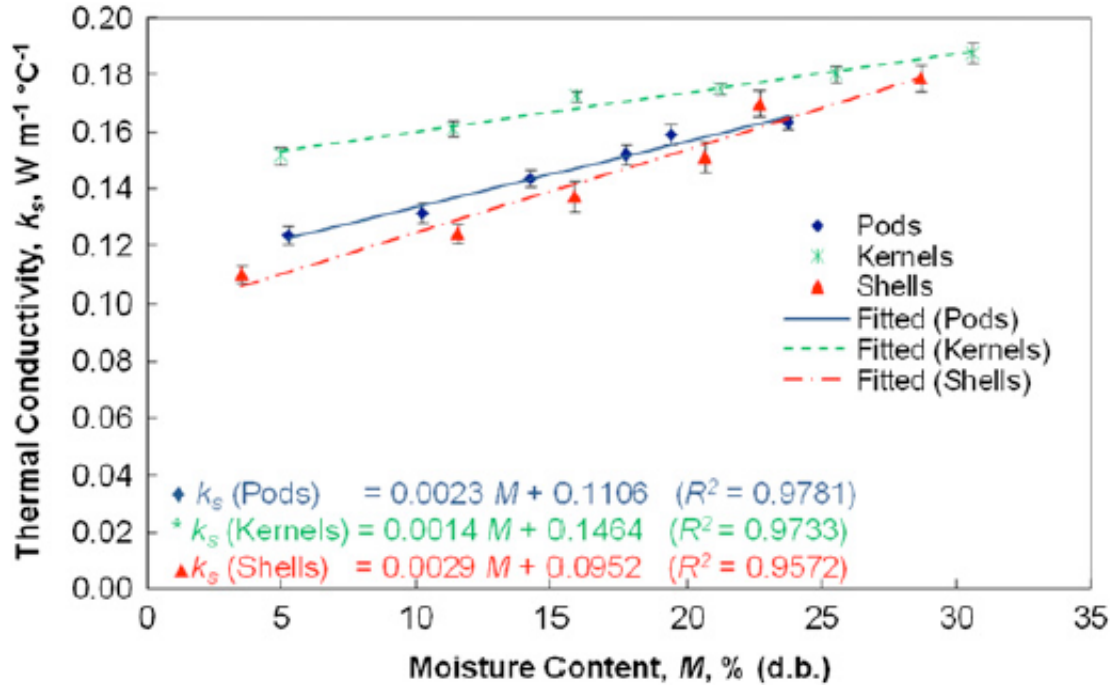


Figura 2.5: Conductividad térmica de vainas, granos y cáscaras a diferentes contenidos de humedad. Tomado de [2]

2.2. Principios de transferencia de calor

La transferencia de calor es un proceso fundamental en el diseño de sistemas de enfriamiento. Se define como *la energía térmica en tránsito debido a una diferencia espacial de temperatura* [3]. En el contexto de este proyecto, la transferencia de calor ocurre desde el maní caliente hacia el aire más frío que lo rodea.

Existen tres mecanismos principales de transferencia de calor: conducción, convección y radiación. En el enfriamiento de maní en lecho fijo, los dos primeros son los más relevantes, mientras que la radiación juega un papel insignificante debido a que su magnitud es significativamente menor en comparación con los otros dos mecanismos.

2.2.1. Conducción

La conducción es la *transferencia de energía desde las partículas más energéticas de una sustancia hacia las partículas adyacentes menos energéticas como resultado de las interacciones entre las partículas* [20]. La ley fundamental que gobierna la conducción de calor es la Ley de Fourier [20], que en su forma unidimensional se expresa como:

$$\dot{Q} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (W) \quad (2.5)$$

donde $\dot{Q}$ es la tasa de transferencia de calor, k es la conductividad térmica del material, la cual es una *medida de la capacidad del material para conducir calor*, A es el área de transferencia de calor y dT/dx es el gradiente de temperatura, que es *la pendiente de la curva de temperatura en un diagrama T - x* (figura 2.6)

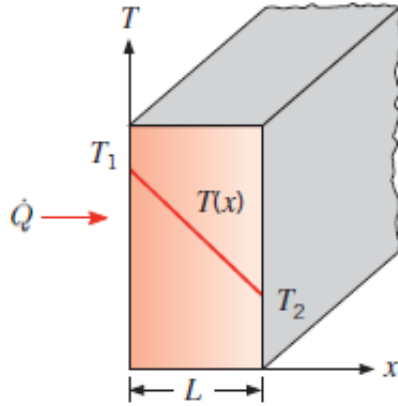


Figura 2.6: Diagrama de transferencia de calor unidimensional. Tomado de [3]

Bajo condiciones de estado estacionario como en la figura 2.6 donde la distribución de temperatura es lineal, el gradiente de temperatura se puede expresar como

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (2.6)$$

quedando entonces la ecuación 2.5 como

$$\dot{Q} = kA \frac{T_1 - T_2}{L} \quad (W) \quad (2.7)$$

2.2.2. Convección

La convección es el mecanismo de transferencia de calor que ocurre entre una superficie sólida y un fluido en movimiento. En el contexto del enfriamiento de maní en lecho fijo, la convección es el proceso dominante por el cual se extrae el calor de los granos de maní.

La convección se puede clasificar según la naturaleza del flujo. La *convección forzada* es la que se produce cuando el movimiento del fluido es inducido por medios externos, como un ventilador. En contraste, la *convección natural* ocurre por diferencias de densidad en el fluido debido a gradientes de temperatura [3].

Para este diseño, el enfoque se hizo principalmente en la convección forzada, ya que el aire que enfría es impulsado mecánicamente a través del lecho de maní.

La tasa de transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura, y está expresada mediante la *Ley de enfriamiento de Newton* [20] como:

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (W) \quad (2.8)$$

donde h es el *coeficiente de transferencia de calor por convección* en W/m^2K o $Btu/hft^2^\circ F$, A_s es el área superficial en donde se da lugar la transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura superficial, y T_∞ es la temperatura del fluido lo suficientemente lejos de la superficie.

El coeficiente de transferencia de calor por convección h es un parámetro crucial en el diseño de sistemas de enfriamiento. En convección forzada, h depende de varios factores como la geometría y rugosidad de la superficie, las propiedades del fluido, la velocidad del fluido y el régimen del flujo (laminar o turbulento) [20].

Otro aspecto importante en el estudio de la transferencia de calor convectiva es el número de Nusselt (Nu), este número adimensional mide qué tan eficiente es la convección en comparación con la conducción en un fluido. Entre mayor sea el valor de Nu , más efectiva es la convección, si este es igual a 1, el calor se transfiere sólo por conducción [20]. Este número está definido como

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (2.9)$$

donde L_c es la longitud característica

2.2.2.1. Flujo paralelo sobre placas planas

Sobre una placa plana de longitud x , la capa límite de un fluido que fluye sobre ella con una velocidad v y una temperatura T_∞ comienza como un flujo laminar, pero se vuelve turbulento a medida que la placa es lo suficientemente larga. Suponiendo, por simplificación, que la zona de flujo laminar es muy pequeña en comparación con la región de flujo turbulento, se obtiene la siguiente correlación que permite calcular el promedio del coeficiente de transferencia de calor en toda la placa [20].

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,037Re_L^{0,8}Pr^{1/3} \quad (2.10)$$

donde Re_L es el número de Reynolds y Pr es el número de Prandtl del fluido. Estos números adimensionales (Re , Pr , Nu) están definidos con mayor claridad en el cuadro 2.2.

2.2.2.2. Lecho fijo

El término lecho fijo se refiere a la condición en la cual la posición de las partículas está *fija*. Para estos sistemas, muchas correlaciones han sido desarrolladas para según las características del lecho [11], [12]. Una de las correlaciones mas utilizadas para estimar el coeficiente de transferencia de calor en lechos fijos es la siguiente [14]:

$$Nu = 2 + 1,1Re_D^{0,6}Pr^{1/3} \quad (2.11)$$

Tabla 2.2: Grupos adimensionales relevantes en transferencia de calor y masa. Tomado de [3].

Grupo	Definición	Interpretación
Coeficiente de fricción (C_f)	$\frac{\tau_s}{\rho v^2/2}$	Esfuerzo cortante superficial adimensional.
Factor j de Colburn (j_H)	$St Pr^{2/3}$	Coeficiente de transferencia de calor adimensional
Número de Nusselt (Nu_D)	$\frac{hD}{k_f}$	Relación de convección a conducción pura
Número de Prandtl (Pr)	$\frac{C_p\mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$	Relación entre la difusividad de momento y la difusividad térmica
Número de Reynolds (Re_D)	$\frac{vD}{\nu}$	Relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas
Número de Stanton (St)	$\frac{h}{\rho v C_p} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr}$	Número de Nusselt modificado

τ_s : esfuerzo cortante, D : diámetro de la esfera, k_f : conductividad térmica del fluido, μ : viscosidad dinámica, ν : Viscosidad cinemática, α : Difusividad térmica, v : velocidad del fluido

2.3. Modelado de Problemas de Transferencia de Calor

El modelado matemático es una herramienta esencial para el diseño y optimización de sistemas de enfriamiento. En el caso del enfriamiento de maní, el modelado nos permite predecir y analizar el comportamiento térmico del sistema. Hay diferentes métodos para obtener la formulación numérica de un problema de conducción de calor, entre ellos se encuentran los métodos de *diferencias finitas*, *elementos finitos*, *elementos frontera* y *el método de balance de energía* [4]. Para este caso nos enfocaremos principalmente en el método de *balance de energía*, obteniendo las formulaciones en diferencias finitas.

2.3.1. Balance de energía

El principio de conservación de la energía es establecido por la primera ley de la termodinámica y se puede expresar como sigue: *el cambio neto (aumento o disminución) de la energía total del*

sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso [21] es decir:

$$\dot{E}_{entrada} - \dot{E}_{salida} = dE_{sistema}/dt \quad (2.12)$$

donde $\dot{E}_{entrada}$ y $\dot{E}_{salida}$ son la transferencia de energía neta de entrada y salida respectivamente, y $dE_{sistema}/dt$ es la razón de cambio del contenido de energía del sistema. Para nuestro caso, tenemos que las energías que entran o salen del sistema son la tasa de transferencia de calor $\dot{Q}$ en términos conducción y convección.

2.3.2. Ecuación de difusión de calor en una placa plana

Analizando una sección delgada de una pared plana extensa, con un grosor de Δx , como se ilustra en la figura 2.7. Asumiendo que la pared posee una densidad ρ , un calor específico C y un área A perpendicular a la dirección del flujo de calor, podemos formular un balance energético para esta sección durante un breve lapso de tiempo Δt [4]. Este balance se expresaría como

$$\dot{Q} - \dot{Q}_{x+\Delta x} = \frac{\Delta E_{elemento}}{\Delta t} \quad (2.13)$$

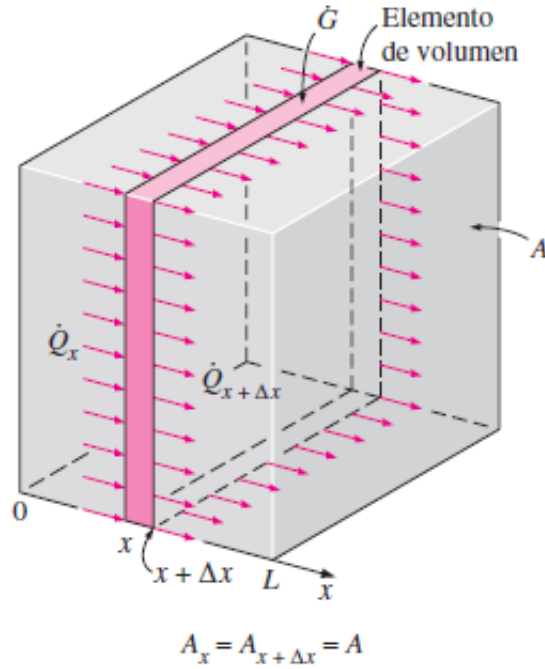


Figura 2.7: Transferencia de calor a través de una sección de una pared plana. Tomado de [4]

El cambio energético $\Delta E_{elemento}$ se puede reemplazar como un cambio en la energía interna expresada como $\Delta U = mC(T_{t+\Delta t} - T_t) = \rho CA\Delta x(T_{t+\Delta t} - T_t)$ [21], siendo m la masa, T_t la temperatura en el tiempo, $A\Delta x$ el elemento de volumen. Al tomar el límite cuando $\Delta x \rightarrow 0$ y $\Delta t \rightarrow 0$ y al simplificar, obtenemos

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\rho C}{k} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2.14)$$

donde $\alpha = k/\rho C$ es la difusividad térmica. Para esta ecuación se asume que la conductividad térmica k permanece constante dentro del rango de temperaturas considerado, ya que a pesar de que esta depende de la temperatura, en la mayoría de aplicaciones prácticas su variación es relativamente pequeña.

2.3.3. Ecuación General de Transporte

La ecuación de transporte es un punto de partida cuando se necesita realizar procedimientos computacionales, como el método de diferencias finitas. Esta ecuación permite describir cómo evoluciona la propiedad ϕ en función del tiempo y el espacio a causa de los fenómenos de transporte que involucran los mecanismos de acumulación, advección, difusión y generación interna [22]. De forma general se expresa como:

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}}_{\text{Tasa de cambio local (acumulación) de } \phi} + \underbrace{\nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \phi)}_{\text{Flujo neto de } \phi \text{ por advección}} = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi)}_{\text{Tasa de cambio de } \phi \text{ por difusión}} + \underbrace{S_\phi}_{\text{Tasa neta de generación de } \phi \text{ (fuente/sumidero)}} \quad (2.15)$$

donde $\mathbf{u}$ es el vector velocidad del fluido, Γ es el coeficiente de difusión generalizado para la propiedad ϕ , y S_ϕ es el término fuente o sumidero.

Particularmente, para el caso de transferencia de calor, la propiedad ϕ se representa como la temperatura T y el coeficiente de difusión Γ como la difusión térmica α . Por otro lado, considerando una densidad ρ constante y fluido incompresible ($\nabla \cdot \mathbf{u} = 0$) [22, 23] la ecuación 2.15 se puede simplificar a la siguiente forma:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla T = \alpha \nabla^2 T + S' \quad (2.16)$$

Considerando un problema de transferencia de calor unidimensional, y multiplicando por ρC , obtenemos

$$\rho C \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v \frac{\partial T}{\partial x} \right) = k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + S' \quad (2.17)$$

En esta forma simplificada, el término $\frac{\partial T}{\partial t}$ representa la tasa local de acumulación o pérdida de energía, el término convectivo $v \frac{\partial T}{\partial x}$ describe el transporte de calor debido al movimiento del fluido (advección), el término $k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}$ representa la transferencia de calor mediante difusión térmica (conducción), y finalmente, S' es un término que representa cualquier generación o pérdida de calor dentro del sistema analizado.

Dependiendo entonces de la naturaleza del problema, algunos términos pueden dominar sobre otros, por lo que si el volumen de control transfiere calor principalmente por conducción, el término convectivo se puede despreciar, quedando como la ecuación de difusión vista anteriormente (ecuación 2.14) y análogamente, si predomina la convección y el flujo es suficientemente fuerte, el término difusivo puede ser insignificante, y por ende, omitirse en el modelo matemático.

2.3.4. Formulación de Ecuaciones Diferenciales en Diferencias Finitas

Para determinar la distribución de temperatura en un sólido bajo transferencia de calor en estado transitorio, la Ecuación 2.14 se resuelve numéricamente mediante el método de diferencias finitas. Esto implica discretizar el dominio del problema, como se muestra en la Figura 2.8(b), y convertir la ecuación diferencial en ecuaciones de diferencia [5]. Esta formulación tiene dos métodos:

implícito y explícito. El método explícito consiste en calcular la solución en el siguiente paso a partir de los valores conocidos en los pasos anteriores, mientras que el método implícito calcula la solución del siguiente paso resolviendo una o varias ecuaciones que involucran tanto el estado actual como el futuro. En nuestro caso, aplicaremos el método explícito debido a su simplicidad y facilidad de implementación, además de requerir menor tiempo computacional. La desventaja de este método radica en la necesidad de mantener la estabilidad mediante pasos de tiempo pequeños, criterio de estabilidad que se discutirá más adelante. Por otro lado, al tener también una diferenciación temporal, existiría un dominio en una segunda dimensión para el intervalo del tiempo como se puede observar en la figura 2.9.

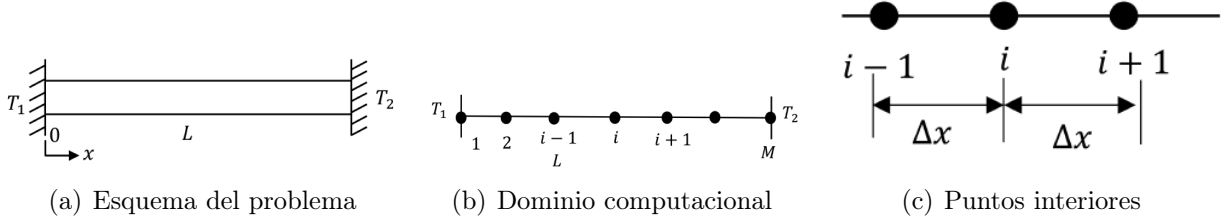


Figura 2.8: Diagrama esquemático de la conducción de calor unidimensional. Tomado de [5]

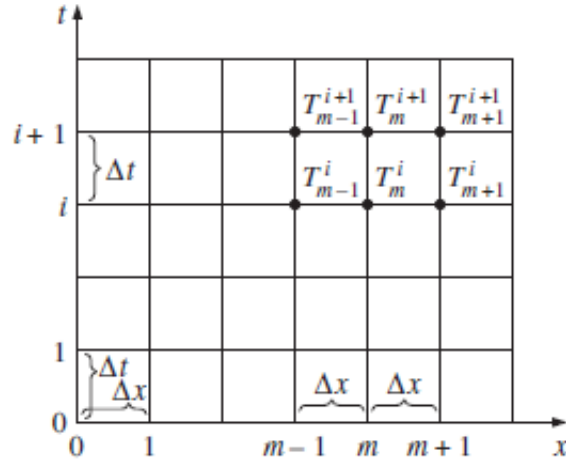


Figura 2.9: Diagrama esquemático que comprende puntos discretos en el tiempo y en el espacio. Tomado de [4]

En la figura 2.8(c), se muestra un punto cualquiera llamado i , junto con sus vecinos $i - 1$ (a la izquierda) e $i + 1$ (a la derecha). La distancia entre estos puntos es Δx . Análogamente, cuando se analizan problemas donde la temperatura cambia con el tiempo, utilizaremos la letra j como un contador para los intervalos de tiempo Δt , donde $j = 0$ representa el momento inicial.

El principio de diferencia finita puede ser comprendido al escribir la *expansión en la serie de Taylor* de la función f en torno al punto x [4].

$$f(x + \Delta x) = f(x) + \Delta x \frac{df(x)}{dx} + \frac{1}{2} \Delta x^2 \frac{d^2 f(x)}{dx^2} + \dots \quad (2.18)$$

Para valores pequeños de Δx , los términos que contienen Δx^2 , Δx^3 y así sucesivamente se vuelven cada vez más pequeños. Por lo tanto, podemos obtener una aproximación razonable de la derivada al considerar solo los dos primeros términos de la serie de Taylor. Despejando $\frac{df(x)}{dx}$, obtenemos:

$$\frac{df(x)}{dx} \cong \frac{f(x + \Delta x) - f(x)}{\Delta x} \quad (2.19)$$

Mediante la ecuación 2.19, se puede expresar la primera derivada de la temperatura en los puntos medios de las secciones al lado del nodo i , es decir, en los puntos $i + \frac{1}{2}$ e $i - \frac{1}{2}$ como

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{i-\frac{1}{2}} \cong \frac{T_i - T_{i-1}}{\Delta x} \quad \left. \frac{dT}{dx} \right|_{i+\frac{1}{2}} \cong \frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta x} \quad (2.20)$$

Como la segunda derivada es la derivada de la primera derivada, la segunda derivada en el nodo i se expresa como

$$\left. \frac{d^2T}{dx^2} \right|_i \cong \frac{T_{i-1} - 2T_i + T_{i+1}}{\Delta x^2} \quad (2.21)$$

Entonces, con las expresiones de las ecuaciones 2.20 y 2.21 se puede escribir la ecuación 2.14 para la conducción de calor en una pared plana en régimen transitorio como

$$kA \frac{T_{i-1}^j - T_i^j}{\Delta x} + kA \frac{T_{i+1}^j - T_i^j}{\Delta x} = \rho A \Delta x C_p \frac{T_i^{j+1} - T_i^j}{\Delta t} \quad (2.22)$$

donde el primer y segundo término son la tasa de transferencia de calor por conducción por la izquierda y por la derecha respectivamente (figura 2.10).

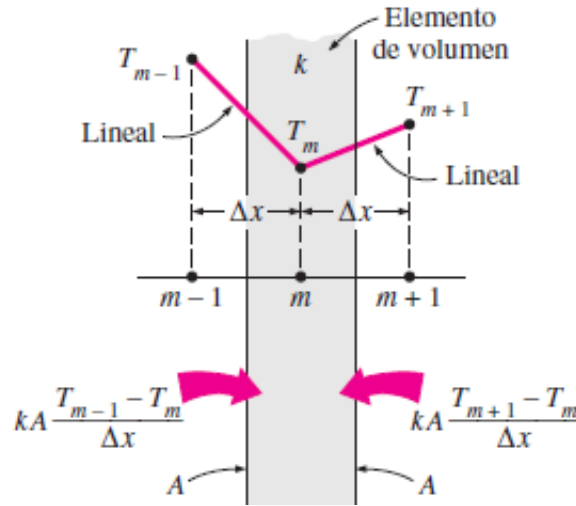


Figura 2.10: Esquema de conducción de calor en diferencias finitas. Tomado de [4].

Para los nodos sobre las fronteras, encontraremos condiciones de convección y de temperatura específica para el caso del enfriador. La condición de frontera de *temperatura específica* se incorpora al asignar las temperaturas superficiales dadas a los nodos de frontera, por ejemplo:

$$T(x) = \begin{cases} T_0 = \text{Valor específico}, & x = 0, \\ T_M = \text{Valor específico}, & x = L. \end{cases} \quad (2.23)$$

Para la condición de frontera de *convección* se le añade el término de la ecuación 2.8 al balance de energía expresado en diferencias finitas, quedando como

$$hA(T_\infty - T_i^j) + kA \frac{T_{i+1}^j - T_i^j}{\Delta x} = \rho A \Delta x C_p \frac{T_i^{j+1} - T_i^j}{\Delta t} \quad (2.24)$$

2.3.4.1. Estabilidad numérica

Es muy importante tener en cuenta que al utilizar el método explícito, el valor de Δt debe mantenerse por debajo de cierto límite establecido por el criterio de estabilidad. Este criterio establece que el esquema explícito sólo es estable cuando

$$C \equiv \frac{v \Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (2.25)$$

donde C es el *número de Courant*. Esta condición se conoce como la *condición de Courant-Friedrichs-Lewy* (CFL) [24]. De la ecuación 2.25 se tiene entonces que

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{v} \quad (2.26)$$

Siendo este el límite para garantizar que el método sea estable.

2.4. Pérdidas de presión en sistemas de ductos

Las pérdidas de presión en ductos se pueden clasificar en *pérdidas por fricción* y *pérdidas dinámicas*. Las pérdidas por fricción se dan debido al rozamiento continuo entre el aire y la superficie interna del ducto; por otro lado, las pérdidas dinámicas ocurren debido a elementos particulares del sistema (codos, válvulas, transiciones de sección, etc.) ubicados en puntos específicos del ducto, generando una pérdida de presión adicional [25].

2.4.1. Pérdidas por fricción

2.4.1.1. Ecuaciones de Darcy-Weisbach y Colebrook

Las pérdidas por fricción de un flujo en conductos pueden ser calculadas por medio de la ecuación de Darcy-Weisbach [26]:

$$\Delta p_f = f \frac{L}{D_h} \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.27)$$

donde Δp_f son las pérdidas por fricción en términos de presión total, f el factor de fricción, L la longitud del ducto, D_h el diámetro hidráulico, V la velocidad del flujo y ρ la densidad del fluido.

Para un flujo en régimen turbulento y rugosidad dominante el factor de fricción f se calcula por medio de la ecuación de Colebrook [25]:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.7 D_h} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} \right) \quad (2.28)$$

donde ϵ es la rugosidad absoluta del material.

2.4.2. Pérdidas dinámicas

2.4.2.1. Coeficiente de pérdida localizada

Las pérdidas de presión localizadas (dinámicas) se calculan usando coeficientes adimensionales de pérdida C , donde cada accesorio o cambio en el ducto consta de un coeficiente C característico (estos valores se pueden encontrar tabulados en bases de datos como la *ASHRAE Duct Fitting Database*) [25]. La caída de presión para un accesorio o elemento local se expresa como:

$$\Delta p = C \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.29)$$

donde $\frac{\rho v^2}{2}$ es la presión de velocidad del flujo.

2.4.3. Pérdidas por tramo en sistemas de ductos

La pérdida total en una sección de un ducto se calcula combinando las ecuaciones 2.27 y 2.29 en términos de Δp , donde $\sum C$ es la suma los coeficientes de pérdida local en la sección del ducto [25]:

$$\Delta p = \left(\frac{f L}{D_h} + \sum C \right) \left(\frac{\rho v^2}{2} \right) \quad (2.30)$$

2.5. Dinámica de Fluidos Computacional (CFD)

La dinámica de fluidos computacional trata de sistemas que involucran flujo de fluidos, transferencia de calor y fenómenos asociados tales como reacciones químicas por medio de simulaciones basadas en computador [22].

El proceso para llevar a cabo una simulación en CFD, se estructura en tres etapas fundamentales [22]:

- **Preprocesamiento:** En esta fase se prepara el modelo, aquí se comienza con la creación o importación de la geometría del dominio de interés. Luego se realiza el mallado, donde se divide el dominio geométrico en un gran número de pequeños volúmenes de control o celdas. Por último se definen las propiedades físicas del fluido y se establecen condiciones de entorno, que especifican el comportamiento del fluido en las fronteras del dominio, como la velocidad de entrada, la presión de salida, condiciones en las paredes, etc.
- **Resolución (Solving):** Esta etapa resuelve iterativamente las ecuaciones matemáticas que gobiernan el flujo para cada una de las celdas de la malla. Este proceso integra las ecuaciones de gobierno sobre todos los volúmenes de control del dominio, luego se discretiza convirtiendo todas estas ecuaciones integrales en un sistema de ecuaciones algebraicas que la computadora puede resolver y así realizar el proceso iterativo.
- **Postprocesamiento:** Una vez que la solución ha convergido a un estado estable, se procede al análisis y visualización de los resultados, para esto existen herramientas como contornos de color, vectores de velocidad, líneas de corriente, gráficos de datos y animaciones que permiten al usuario interpretar el comportamiento del fluido, validar el diseño y extraer conclusiones cualitativas y cuantitativas.

2.5.1. Ecuaciones de Gobierno

El fundamento matemático de una simulación en la dinámica de fluidos reside en un conjunto de ecuaciones conocidas como las ecuaciones de Navier-Stokes, las cuales describen el movimiento de los fluidos viscosos y se derivan aplicando las leyes de la conservación de la física a un volumen de control infinitesimal o a un volumen de control finito [22].

Las ecuaciones se basan en tres principios de conservación:

- La masa de un fluido se conserva (Ecuación (2.31)).
- La tasa de cambio del momento lineal es igual a la suma de las fuerzas sobre una partícula de fluido (segunda ley de Newton. Ecuaciones (2.32), (2.33) y (2.34)).
- La tasa de cambio de energía es igual a la suma de la tasa de adición de calor al fluido y la tasa de trabajo realizada sobre una partícula de fluido (primera ley de la termodinámica. Ecuación (2.35))

En la Tabla 2.3 se presenta el sistema de ecuaciones que gobierna el flujo tridimensional de un fluido newtoniano compresible. Es notable que todas estas ecuaciones comparten una estructura matemática común, la cual corresponde a la forma de la ecuación general de transporte (Ecuación 2.15), vista en el capítulo 2.3.3. Dicha correspondencia se establece al sustituir la variable genérica ϕ por la propiedad física que se transporta en cada caso.

Tabla 2.3: Ecuaciones de gobierno de un flujo compresible [22].

Ecuación	Expresión	Ref.
Continuidad	$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = 0$	(2.31)
Momentum- x	$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \nabla \cdot (\mu \nabla u) + S_{M_x}$	(2.32)
Momentum- y	$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \nabla \cdot (\mu \nabla v) + S_{M_y}$	(2.33)
Momentum- z	$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \mathbf{u}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \nabla \cdot (\mu \nabla w) + S_{M_z}$	(2.34)
Energía	$\frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho i \mathbf{u}) = -p \nabla \cdot \mathbf{u} + \nabla \cdot (k \nabla T) + \Phi + S_e$	(2.35)

$\mathbf{u}$: vector de velocidad del fluido. u, v, w : componentes de la velocidad en los ejes x, y , y z , respectivamente. p : presión estática. μ : Viscosidad dinámica. k : conductividad térmica.

T : Temperatura. i : energía interna. Φ : termino de disipación viscosa. $S_{M_x}, S_{M_y}, S_{M_z}$: fuentes (o sumideros) de cantidad de movimiento por unidad de volumen en x, y, z .

2.5.2. Turbulencia y su Modelamiento

Cuando un fluido se mueve a bajas velocidades o tiene una alta viscosidad, su comportamiento es predecible y ordenado, con las partículas de fluido moviéndose en capas o láminas suaves, este régimen se conoce como *flujo laminar*. Sin embargo, a medida que la velocidad aumenta o la viscosidad disminuye, se alcanza un punto crítico en el que el flujo se vuelve caótico, irregular y tridimensional, este régimen es conocido como *flujo turbulento* [22].

La transición de flujo laminar a turbulento se rige por el número de Reynolds (Re), el cual representa la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas (ver tabla 2.2).

2.5.2.1. Modelos de Turbulencia RANS (Reynolds Average Navier-Stokes)

Debido al elevado costo computacional que implica, la resolución de todas las escalas espaciales y temporales de las fluctuaciones turbulentas es inviable para la mayoría de las aplicaciones prácticas en ingeniería. Para superar esta limitación, se han desarrollado modelos numéricos cuyo objetivo no es resolver la turbulencia en su totalidad, sino capturar su efecto sobre el flujo promedio. Dentro de este marco, el enfoque basado en el promediado de Reynolds (RANS, por sus siglas en inglés) es una de las metodologías más extendidas y validadas.

El pilar de este enfoque es promediar en el tiempo las ecuaciones de Navier-Stokes antes de resolverse numéricamente, descomponiendo cualquier variable instantánea del flujo ($\phi(t)$) en componentes media ($\bar{\phi}$) y fluctuante ($\phi'(t)$) [27] como se puede observar en la figura 2.11. Cada variable instantánea puede expresarse como en la ecuación 2.36.

$$\phi(t) = \bar{\phi} + \phi'(t) \quad (2.36)$$

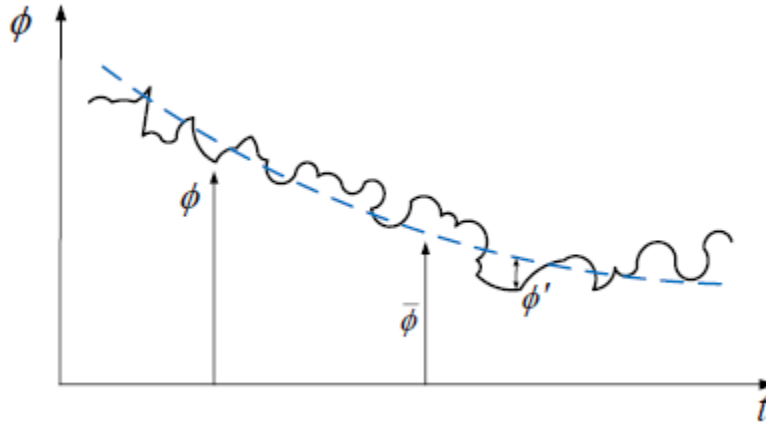


Figura 2.11: Gráfico de variable instantánea con su componente media y fluctuante. Tomado de [27]

Cuando esta descomposición se aplica a las ecuaciones de Navier-Stokes se obtienen las ecuaciones RANS, las cuales son similares a las ecuaciones de gobierno originales, pero describen el comportamiento del flujo medio, y se expresan de la siguiente forma para flujo newtoniano e incompresible [27]:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2.37)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] + \rho g \quad (2.38)$$

con el fin de simplificar las ecuaciones en forma compacta y general, se utiliza la notación indicial, donde los subíndices i y j representan los índices tensoriales, es decir, representan las direcciones en el sistema cartesiano (por ejemplo, 1 para x , 2 para y y 3 para z).

Al promediar estas ecuaciones, se introducen seis nuevas incógnitas debidas a la aparición del tensor de esfuerzos de Reynolds ($-\rho \overline{u'_i u'_j}$) sin generar nuevas ecuaciones para resolverlas, por ello, se han desarrollado varios *modelos de turbulencia* para poder realizar estas estimaciones [27]. Los modelos de turbulencia pueden clasificarse en función del número de ecuaciones extras de transporte, en:

- **Modelos algebraicos (cero ecuaciones adicionales):** En estos modelos, la viscosidad turbulenta se calcula con ecuaciones algebraicas
- **Modelos Spalart-Allmaras (una ecuación adicional):** En estos modelos, una magnitud turbulenta se obtiene mediante una ecuación de transporte y otra magnitud turbulenta se calcula con una expresión algebraica.
- **Modelos $\kappa - \varepsilon$ y $\kappa - \omega$ (dos ecuaciones adicionales):** Estos modelos son más complejos y emplean dos ecuaciones de transporte que describen el transporte de dos escalares. Por ejemplo, en el modelo $\kappa - \varepsilon$, una ecuación describe la energía cinética turbulenta y la otra su disipación.
- **Modelos de esfuerzos de Reynolds (Siete ecuaciones adicionales):** Estos modelos consideran seis ecuaciones de transporte para el tensor de Reynolds y una ecuación para la escala de longitud de la turbulencia.

La etapa de resolución consiste en formular e integrar numéricamente las ecuaciones RANS junto con las ecuaciones de transporte adicionales introducidas por los modelos de turbulencia considerados. La técnica numérica más extendida en CFD es el método de volúmenes finitos (MVF), que integra de manera conservativa las ecuaciones sobre cada volumen de control de la malla y transforma los términos convectivos y difusivos en flujos a través de las caras, garantizando la conservación local y global de las magnitudes. Su base conceptual es afín a la del método de diferencias finitas (MDF) presentado en el capítulo 2.3.4; sin embargo, mientras el MDF aproxima las derivadas en puntos nodales mediante desarrollos diferenciales, el MVF opera con formulaciones integrales sobre celdas y balances de flujo entre caras, lo que resulta especialmente ventajoso para problemas regidos por ecuaciones de conservación.

Aunque se abordaron las bases teóricas del método CFD, el estudio completo se incluyó en el Apéndice C debido a imprecisiones detectadas durante su desarrollo. El presente documento se centra principalmente en el modelado térmico por diferencias finitas y la validación experimental

3. Especificaciones del Enfriador

Para diseñar el enfriador, es esencial definir las condiciones operativas. En la siguiente tabla se presentan tanto los parámetros conocidos como aquellos requeridos por el cliente:

Tabla 3.4: Parámetros de diseño

Parámetros	
Densidad aparente del maní, ρ_b (kg/m ³)	600
Densidad real del maní, ρ (kg/m ³)	980
Humedad del maní, (% d.b.)	2.6 [1]
Temperatura inicial del maní, (°C)	120
Temperatura final del maní, (°C)	35
Temperatura del aire a la entrada, (°C)	25
Masa de maní a enfriar, (kg/bandeja)	14.5
Dimensiones de la bandeja, (m)	1 x 0.8 x 0.035
Capa de maní, (m)	0.03

La densidad aparente y la densidad real del maní fueron determinadas mediante las ecuaciones 2.2 y 2.3 vistas en el marco teórico.

3.1. Proceso de Enfriamiento

Es importante destacar que el maní, que se tuesta sin cáscara, debe permanecer en las bandejas durante las etapas posteriores al tueste en la cadena de producción, por lo que el enfriamiento debe realizarse en dichos recipientes. El sistema debe ser capaz de enfriar un escabiladero de 25 bandejas simultáneamente, es decir, aproximadamente 350 kg de maní tostado.

El método de enfriamiento seleccionado es la convección forzada con aire a temperatura ambiente, debido a su efectividad y simplicidad en la transferencia de calor, lo cual además permite un bajo costo operativo.

3.2. Consideraciones para la Calidad del Producto

Dado que es crucial garantizar la calidad del producto final, el enfriamiento debe completarse en menos de 30 minutos, pues de no ser así, se correría el riesgo de perder las propiedades organolépticas y nutricionales del maní. Las temperaturas de entrada y salida del maní en el enfriador, así como la temperatura del aire de entrada, son conocidas y se detallan en la tabla 3.4.

4. Metodología

En este capítulo se mostrarán las alternativas planteadas, cada una con su respectivo modelamiento y procedimiento experimental. Inicialmente se dará una breve introducción a cada una de ellas; luego, en los capítulos 4.2 y 4.3 se profundizará en cada una de ellas su respectivo modelamiento matemático y procedimiento experimental.

4.1. Alternativas de Diseño

Para el diseño se tuvieron dos propuestas que cumplen con los respectivos requerimientos vistos en el capítulo anterior. Ambas alternativas consisten en enfriamiento por aire forzado, que pasa por las bandejas de maní caliente. El aire será impulsado por medio de un ventilador que fue seleccionado según el flujo de aire requerido y la caída de presión ejercida por el sistema.

4.1.1. Alternativa 1

Como primera alternativa, el aire fluye a través de la capa de maní desde abajo hacia arriba. Esta circulación de aire es posible gracias a la porosidad de los granos y a la malla ubicada en la superficie inferior de la bandeja, como se muestra en la figura 4.12. Cabe destacar que esta opción podría implicar una caída de presión muy grande debido a la resistencia que podría ofrecer el lecho de maníes.

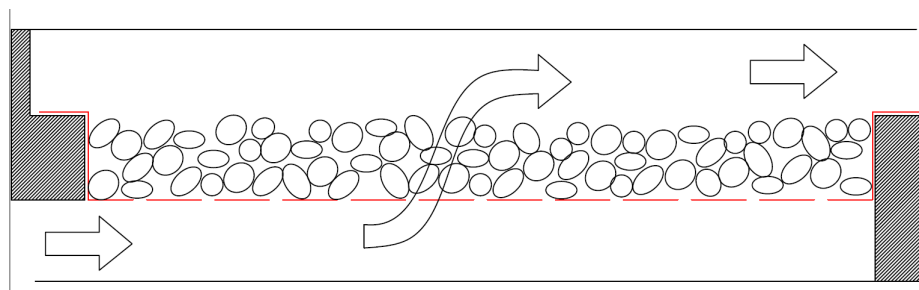


Figura 4.12: Bosquejo de la alternativa 1

4.1.2. Alternativa 2

La segunda alternativa propone un flujo horizontal de aire para el enfriamiento del maní, circulando tanto por la parte superior como inferior de la capa, como se muestra en la figura 4.13. Aunque el aire no atraviesa todo el volumen de maní, esta opción es viable, ya que la capa de maní es muy delgada y permite una rápida transferencia de calor desde las zonas más internas hacia los granos en contacto con el aire. Además, esta configuración podría reducir la caída de presión

respecto a la alternativa 1, ya que el aire no pasa directamente a través del lecho. Sin embargo, una desventaja potencial es la falta de homogeneidad en el enfriamiento: a medida que el aire se calienta al avanzar por la bandeja, los granos en el extremo final se enfriarán más lentamente que aquellos en el lado de entrada.

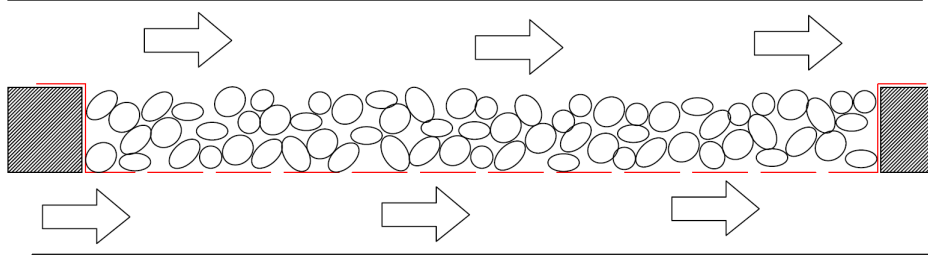


Figura 4.13: Bosquejo de la alternativa 2

4.2. Alternativa 1

4.2.1. Modelado Matemático y Simulación Numérica

En la primera alternativa, se asumió una pequeña sección de la bandeja y la simplificamos a una geometría de un cilindro dentro de otro cilindro. El cilindro interior representa el maní, mientras que el volumen del cilindro hueco exterior corresponde al flujo de aire, como se ilustra en la figura 4.14

Los parámetros físicos tanto para el maní como para el aire, así como la geometría del volumen de control se pueden ver en las tablas 3.4 y 4.5. Los supuestos para este modelo son los siguientes:

- La temperatura del cilindro cambia con el tiempo
- El calor se conduce a lo largo del cilindro
- Existe transferencia de calor por convección en la superficie del cilindro.
- El aire aumenta su temperatura a medida que absorbe calor del cilindro.
- Las propiedades térmicas son constantes.

Tabla 4.5: Parámetros Físicos del Modelo de la Alternativa 1

Parámetros	
Longitud del cilindro, L (m)	0.03
Diámetro del cilindro interno, d (m)	0.01
Diámetro del cilindro externo, D (m)	0.017
Densidad del aire, ρ_a (kg/m^3)	1.184
Calor específico del aire, $C_{p,a}$ (J/Kg K)	1007
ρ_a y $C_{p,a}$ fueron obtenidos de [21] para aire a presión atmosférica a $25^\circ C$	

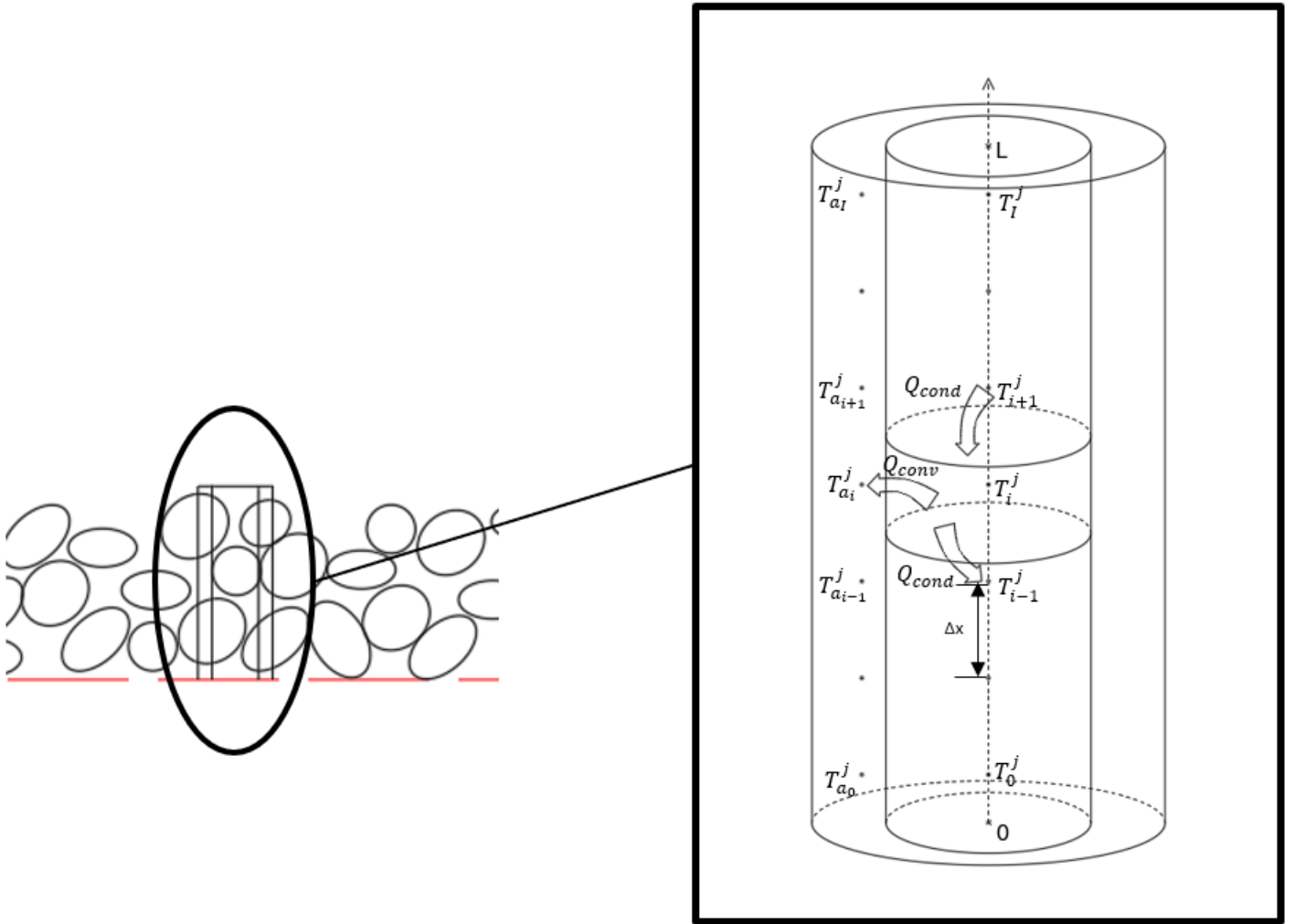


Figura 4.14: Puntos nodales y elementos de volumen para la formulación en diferencias finitas de la transferencia de calor en el cilindro de maní

4.2.1.1. Formulación Matemática

La ecuación de conducción de calor (ver capítulo 2.3.3) en una dimensión para el cilindro con un término de pérdida de calor por convección para el cilindro es:

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{hP}{A}(T - T_a) = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.39)$$

donde x es la dirección axial, T es la temperatura del cilindro, h el coeficiente de convección, P el perímetro del cilindro, A el área transversal del cilindro y T_a la temperatura del aire.

La ecuación de energía para el flujo de aire es:

$$hP(T - T_a) = \rho_a A_a C_{p,a} \left(\frac{\partial T_a}{\partial t} + v \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) \quad (4.40)$$

donde T_a representa la temperatura del aire y A_a la sección transversal del cilindro externo por donde pasa el aire con una velocidad v . A esta ecuación se le añade el término convectivo ($\dot{m} C_{p,a} \frac{\partial T_a}{\partial x}$) que representa el transporte de energía debido al movimiento del aire, y es fundamental cuando tenemos un flujo y la temperatura varía en el espacio.

Las condiciones iniciales son que la temperatura del cilindro en $t = 0$ es igual a la temperatura inicial T_0 y que la temperatura del aire a la entrada, en cualquier instante, es igual a la temperatura ambiente T_∞

- $T(x, 0) = T_0$
- $T_a(0, t) = T_\infty$

Para las condiciones de borde, asumimos que el cilindro tiene sus extremos aislados, de modo que sólo transfiere calor por convección en la superficie y por conducción con el nodo contiguo.

4.2.1.2. Métodos Numéricos

Para discretizar el cilindro se dividió en I nodos a lo largo de x con un paso $\Delta x = L/(N - 1)$ como se muestra en la figura 4.14. Para el paso de tiempo Δt se aplicó el criterio de estabilidad que se muestra más adelante en la ecuación 4.46. Aplicando el método de diferencias finitas, la ecuación 4.39 se discretiza para el nodo i en el tiempo j de la siguiente manera:

$$k \frac{T_{i+1}^j - 2T_i^j + T_{i-1}^j}{\Delta x^2} - \frac{hP}{A}(T_i^j - T_{a,i}^j) = \rho C_p \frac{T_i^{j+1} - T_i^j}{\Delta t} \quad (4.41)$$

despejando T_i^{j+1} , obtenemos:

$$T_i^{j+1} = T_i^j + \alpha \Delta t \frac{T_{i+1}^j - 2T_i^j + T_{i-1}^j}{\Delta x^2} - \frac{hP \Delta t}{A \rho C_p} (T_i^j - T_{a,i}^j) \quad (4.42)$$

donde $\alpha = k/\rho C_p$ es la difusividad térmica del maní.

De forma similar, la ecuación para el aire, derivada de la ecuación 4.40 se discretiza como:

$$hP(T_i^j - T_{a,i}^j) = \rho_a A_a C_{p,a} \left(\frac{T_{a,i}^{j+1} - T_{a,i}^j}{\Delta t} + v \frac{T_{a,i}^j - T_{a,i-1}^j}{\Delta x} \right) \quad (4.43)$$

despejando $T_{a,i}^{j+1}$, obtenemos:

$$T_{a,i}^{j+1} = T_{a,i}^j + \Delta t \left(\frac{hP}{\rho_a A_a C_{p,a}} (T_i^j - T_{a,i}^j) - v \frac{T_{a,i}^j - T_{a,i-1}^j}{\Delta x} \right) \quad (4.44)$$

4.2.1.3. Determinación del Coeficiente de Convección h

Para encontrar el coeficiente de convección h utilizaremos la correlación de la ecuación 2.11 vista en el marco teórico, donde al reemplazar Nu por hd/k_a tenemos

$$h = \frac{k_a}{d}(2 + 1,1Pr^{1/3}Re^{0,6}) \quad (4.45)$$

donde d es el diámetro característico del maní y k_a es la conductividad térmica del aire.

4.2.1.4. Determinación del Intervalo de Tiempo Δt

Para determinar el intervalo de tiempo, se aplicó el criterio de estabilidad (ecuación 2.26) y se multiplicó por un margen de seguridad de 0,9 para garantizar la estabilidad numérica

$$\Delta t = 0,9 \frac{\Delta x}{v}. \quad (4.46)$$

4.2.2. Procedimiento experimental

Para evaluar la primera alternativa se implementó el sistema experimental mostrado en la Figura 4.15, donde el aire impulsado desde la parte inferior atraviesa el lecho de maní dispuesto en una bandeja metálica. La temperatura se registró en el centro de la capa superior del producto con un termómetro, obteniendo así la curva experimental de enfriamiento.

El montaje físico correspondiente se muestra en la Figura 4.16, compuesto por un cajón fabricado en MDF (Medium Density Fibreboard, por sus siglas en inglés) (Figura 4.16a), que actúa como cámara de flujo, y una bandeja de acero con base de malla (Figura 4.16b), encargada de sostener el maní y permitir el paso uniforme del aire a través del lecho.

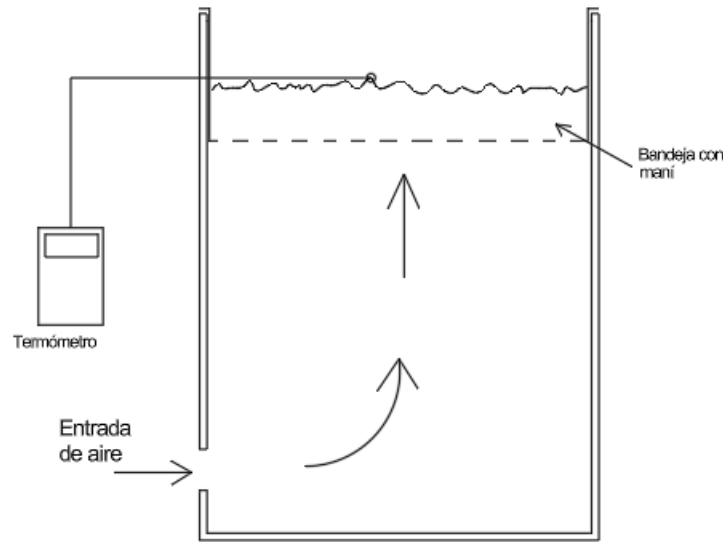
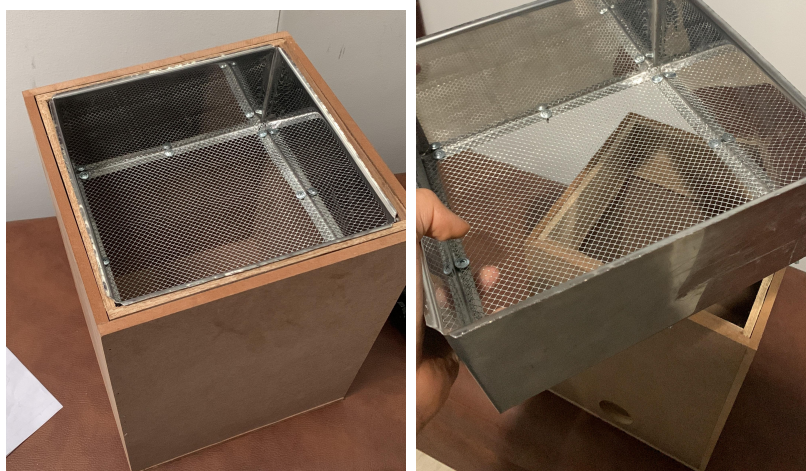


Figura 4.15: Esquema de montaje experimental para la alternativa 1.



(a) Componente estructural del sistema (b) Bandeja que sostiene el maní caliente

Figura 4.16: Componentes estructurales del montaje 1

El aire fue impulsado mediante una secadora (Figura 4.17) acoplada a la entrada inferior del cajón, generando un flujo ascendente a través del lecho de maní. Antes de cada ensayo, la velocidad del aire se midió con un anemómetro (Figura 4.18) en varios puntos distribuidos sobre el área de la bandeja, a una altura aproximada de 5, mm por encima de la superficie del producto, y las lecturas se promediaron para obtener un valor representativo del flujo. Durante el procedimiento experimental, el maní se calentó dentro de la bandeja utilizando un horno (Figura 4.19) hasta alcanzar una temperatura superior a los 100°C ; luego, la bandeja fue retirada y colocada sobre el sistema de enfriamiento, iniciándose el paso del aire que redujo progresivamente la temperatura del maní. Las mediciones se registraron mediante un termómetro con termocupla tipo K (Figura 4.20) en función del tiempo, con lo cual se obtuvo la curva de enfriamiento correspondiente.

4.2.2.1. Instrumentación

- Secadora de pelo Rowenta Silence Respect 2300 W



Figura 4.17: Secadora de pelo Rowenta Silence Respect 2300 W. Fuente: Google imágenes, 2025, Disponible en: <https://images.app.goo.gl/R2hheSgVpWk1UZ5U9>

- Anemómetro UNI-T UT363



Figura 4.18: Anemómetro UNI-T UT363

- Horno de gas modelo GFO-6C



Figura 4.19: Horno de gas modelo GFO-6C. Fuente: Google imágenes, 2025, Disponible en: <https://images.app.goo.gl/RERuA9BLsuZo5Poq6>

- Termómetro Extech Easyview 11A Tipo K y Termopar tipo K



(a) Termómetro Extech Easyview 11A (b) Termopar tipo K. Fuente: Google imágenes, 2025, Disponible en: <https://images.app.goo.gl/KoemkAiP3QbrHbHc8>

Figura 4.20: Termómetro y termopar tipo K

4.3. Alternativa 2

4.3.1. Modelado Matemático y Simulación Numérica

Para la segunda alternativa asumiremos que la bandeja puede modelarse como una placa plana por donde pasará aire por encima y por debajo de esta como se observa en la figura 4.21.

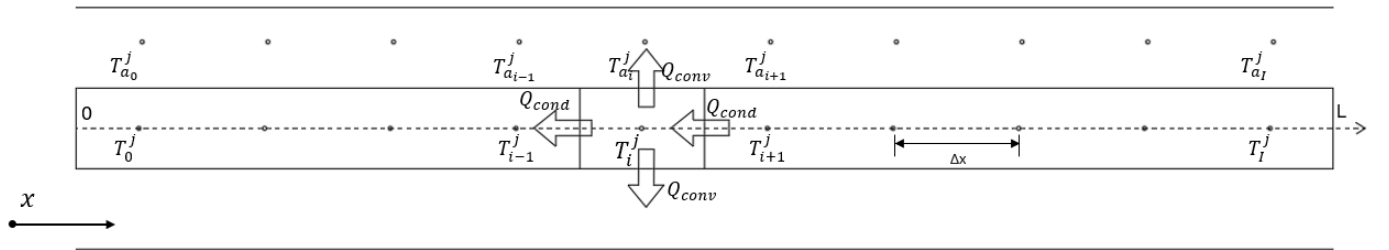


Figura 4.21: Puntos nodales para la formulación en diferencias finitas de la transferencia de calor para la placa plana

Los parámetros físicos tanto para el maní como para el aire, así como la geometría del volumen de control se pueden ver en las tablas 3.4 y 4.6. Los supuestos para este modelo son los siguientes:

- El calor se conduce a lo largo de la placa.

- Existe transferencia de calor por convección en la superficie superior e inferior de la placa.
- La transferencia de calor por encima y por debajo de la placa es simétrica.
- Las propiedades térmicas son constantes.

Tabla 4.6: Parámetros Físicos del Modelo de la Alternativa 1

Parámetros	
Longitud de la placa, L (m)	1
Espesor de la placa, δ (m)	0.03
Altura del ducto de aire, H (m)	0.03
Densidad del aire, ρ_a (kg/m^3)	1.184
Calor específico del aire, $C_{p,a}$ (J/Kg K)	1007
ρ_a y $C_{p,a}$ fueron obtenidos de [21] para aire a presión atmosférica a $25^\circ C$	

4.3.1.1. Formulación Matemática

La ecuación de conducción unidimensional transitoria (ver capítulo 2.3.3) con un término de pérdida de calor por convección para la placa es

$$k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} - \frac{2h}{\delta}(T - T_a) = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.47)$$

donde T es la temperatura de la placa, h el coeficiente de convección y T_a la temperatura del aire. La ecuación de energía para el flujo de aire es:

$$h(T - T_a) = \rho_a C_{p,a} H \left(\frac{\partial T_a}{\partial x} + v \frac{\partial T_a}{\partial x} \right) \quad (4.48)$$

donde T_a representa la temperatura del aire y $\dot{m} = \rho_a v A_a$ es la cantidad de masa de aire que fluye a través de la sección transversal del ducto superior.

Las condiciones iniciales son, que la temperatura de toda la placa en el tiempo $t = 0$ es igual a la temperatura inicial T_0 y que la temperatura del aire a la entrada, en cualquier instante, es igual a la temperatura ambiente T_∞ .

- $T(x, 0) = T_0$
- $T_a(0, t) = T_\infty$

Para las condiciones de frontera, se asume que la placa tiene sus extremos aislados, de modo que sólo transfiere calor por convección en la superficie y por conducción con el nodo contiguo.

4.3.1.2. Métodos Numéricos

Al igual que se hizo con el cilindro, se discretiza la placa en I nodos con un paso $\Delta x = L(N-1)$. Aplicando el método de diferencias finitas, la ecuación 4.47 se discretiza utilizando el método explícito como:

$$k \frac{T_{i+1}^j - 2T_i^j + T_{i-1}^j}{\Delta x^2} - \frac{2h}{\delta}(T_i^j - T_{a,i}^j) = \rho C_p \frac{T_i^{j+1} - T_i^j}{\Delta t} \quad (4.49)$$

Despejando T_i^{j+1} , obtenemos:

$$T_i^{j+1} = T_i^j + \alpha \Delta t \frac{T_{i+1}^j - 2T_i^j + T_{i-1}^j}{\Delta x^2} - \frac{2h\Delta t}{\delta \rho C_p} (T_i^j - T_{a,i}^j) \quad (4.50)$$

De forma similar, la ecuación para el aire, derivada de la ecuación 4.48 se discretiza como:

$$h(T_i^j - T_{a,i}^j) = \rho_a C_{p,a} H \left(\frac{T_{a,i}^{j+1} - T_{a,i}^j}{\Delta t} + v \frac{T_{a,i}^j - T_{a,i-1}^j}{\Delta x} \right) s \quad (4.51)$$

despejando $T_{a,i+1}$, obtenemos:

$$T_{a,i}^{j+1} = T_{a,i}^j + \Delta t \left(\frac{h}{\rho_a C_{p,a} H} (T_i^j - T_{a,i}^j) - v \frac{T_{a,i}^j - T_{a,i-1}^j}{\Delta x} \right) \quad (4.52)$$

4.3.1.3. Determinación del Coeficiente de Convección h

Para este caso utilizaremos la correlación de la ecuación 2.10 la cual aplica para placa plana y por ende se ajusta a el modelo de esta alternativa.

$$h = \frac{k_a}{L} 0,037 Re_L^{0,8} Pr^{1/3} \quad (4.53)$$

4.3.1.4. Determinación del Intervalo de Tiempo Δt

Para este modelo se emplea nuevamente la ecuación de estabilidad numérica presentada en la Alternativa 1 (ecuación 4.46), con el fin de garantizar que el esquema explícito permanezca estable durante toda la simulación.

4.3.2. Procedimiento Experimental

El montaje experimental diseñado para la segunda alternativa se ilustra en la Figura 4.22, donde el aire es conducido a través de un ducto fabricado en MDF que dirige el flujo simultáneamente sobre y bajo la bandeja de maní. La Figura 4.23 muestra el montaje físico construido, conformado por una bandeja de acero galvanizado de 1, m de longitud —igual a la utilizada en planta— y 10, cm de ancho (Figura 4.23a), junto con las secciones de entrada y salida del flujo de aire (Figuras 4.23b y 4.23c).

Para esta alternativa se utilizó la misma instrumentación descrita en el capítulo 4.2.2.1. Antes de cada ensayo, la velocidad del aire en los dos canales de salida se midió con un anemómetro para verificar que ambas fueran equivalentes y estables. Durante el procedimiento experimental, la bandeja con maní se calentó en el horno hasta alcanzar una temperatura superior a los 100°C; luego, se retiró y se colocó dentro del ducto, iniciando el flujo de aire impulsado por una secadora desde uno de los extremos del sistema. En el extremo opuesto, correspondiente a la salida del ducto, se registró la temperatura de los granos con un termómetro, obteniendo así la curva de enfriamiento experimental del extremo final de la bandeja.

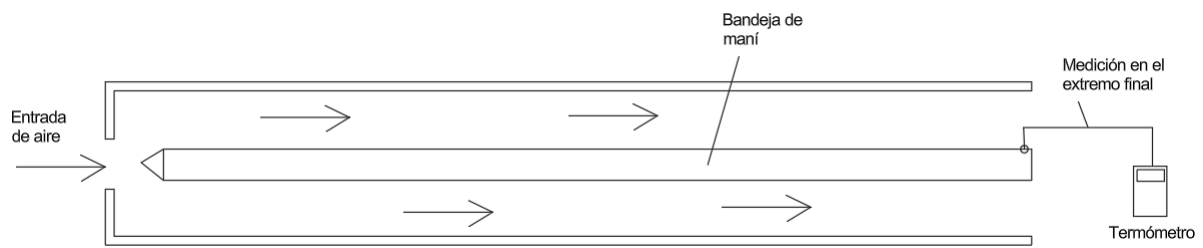


Figura 4.22: Esquema del montaje experimental para la alternativa 2.



(a) Bandeja de maní



(b) Entrada de aire al ducto



(c) Salida de aire del ducto

Figura 4.23: Componentes estructurales del montaje 2

5. Resultados y Verificación Experimental

En este capítulo se presentan los resultados numéricos obtenidos mediante las ecuaciones descritas en los capítulos 4.2.1.2 y 4.3.1.2 implementando la herramienta MATLAB (códigos en el Apéndice A y B), así como los resultados de los ensayos experimentales obtenidos, los cuales permiten validar que el modelo matemático haya sido implementado correctamente mediante la comparación de ambos métodos.

5.1. Evaluación de Alternativa 1

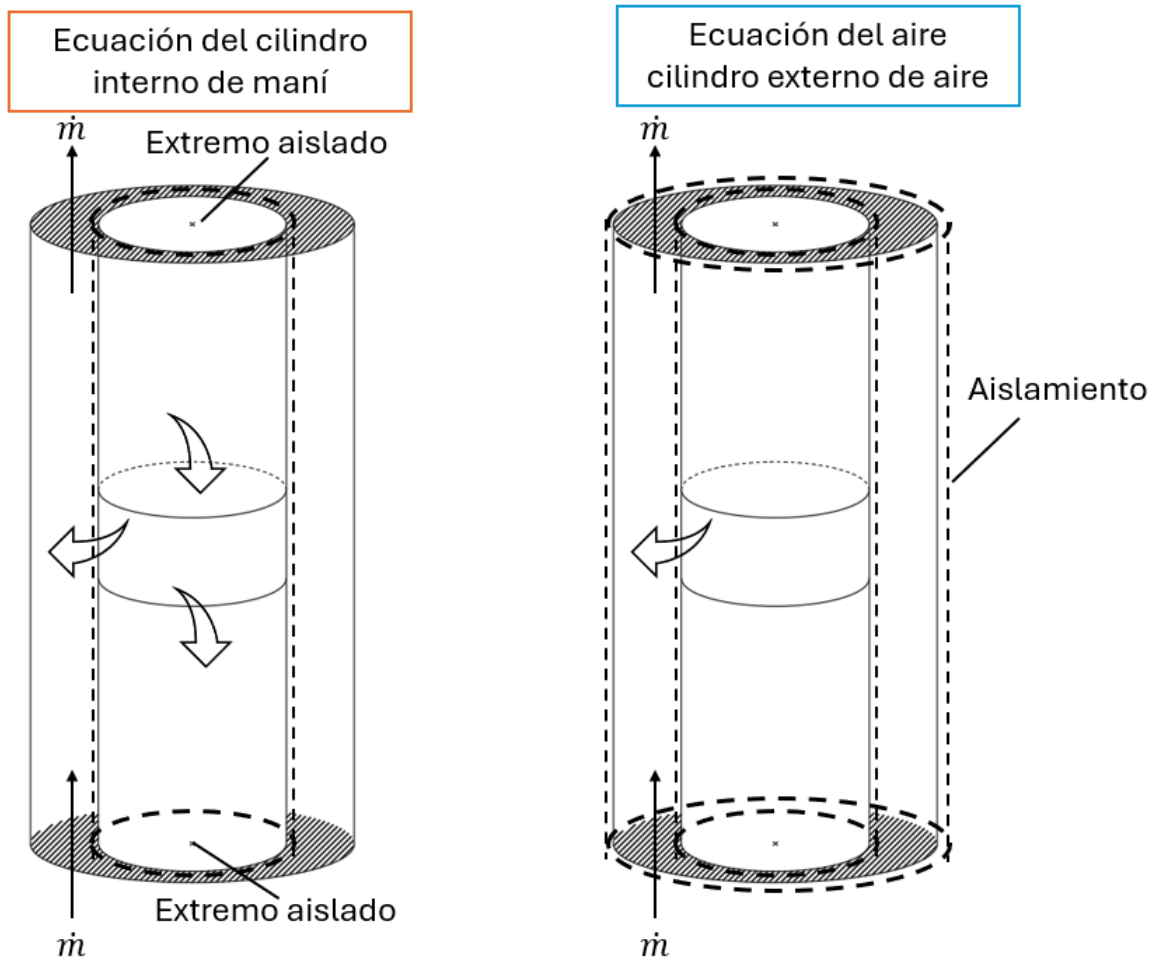


Figura 5.24: Visualización de volúmenes de control para las ecuaciones 4.42 y 4.44

La Figura 5.24 muestra el esquema de los volúmenes de control considerados en la simulación de la alternativa 1, donde se representan las zonas correspondientes al cilindro y al flujo de aire que lo rodea. En esta figura se aprecia la interacción entre ambos dominios a través de la superficie de contacto, donde se aplica la condición de convección que relaciona las ecuaciones 4.42 y 4.44. El esquema permite entender la forma en que se planteó el intercambio térmico entre el sólido y el fluido en el modelo numérico.

Para la simulación de esta alternativa se aplicaron las ecuaciones mencionadas, considerando como condiciones iniciales una temperatura del cilindro de 120°C y una temperatura ambiente de 25°C ; los demás parámetros empleados se presentan en la tabla 4.5. Las curvas obtenidas numéricamente (Figura 5.25) fueron calculadas para distintas velocidades de aire, evaluando la temperatura en el extremo final del cilindro, el cual representa el punto más crítico del sistema por ser el último en alcanzar el equilibrio térmico.

Como se observa en la Figura 5.25, los tiempos de enfriamiento resultan considerablemente rápidos, alcanzando la temperatura ambiente en aproximadamente 3 minutos para una velocidad de aire de 3, m/s, y alrededor de 10 minutos para una velocidad de 0,5, m/s.

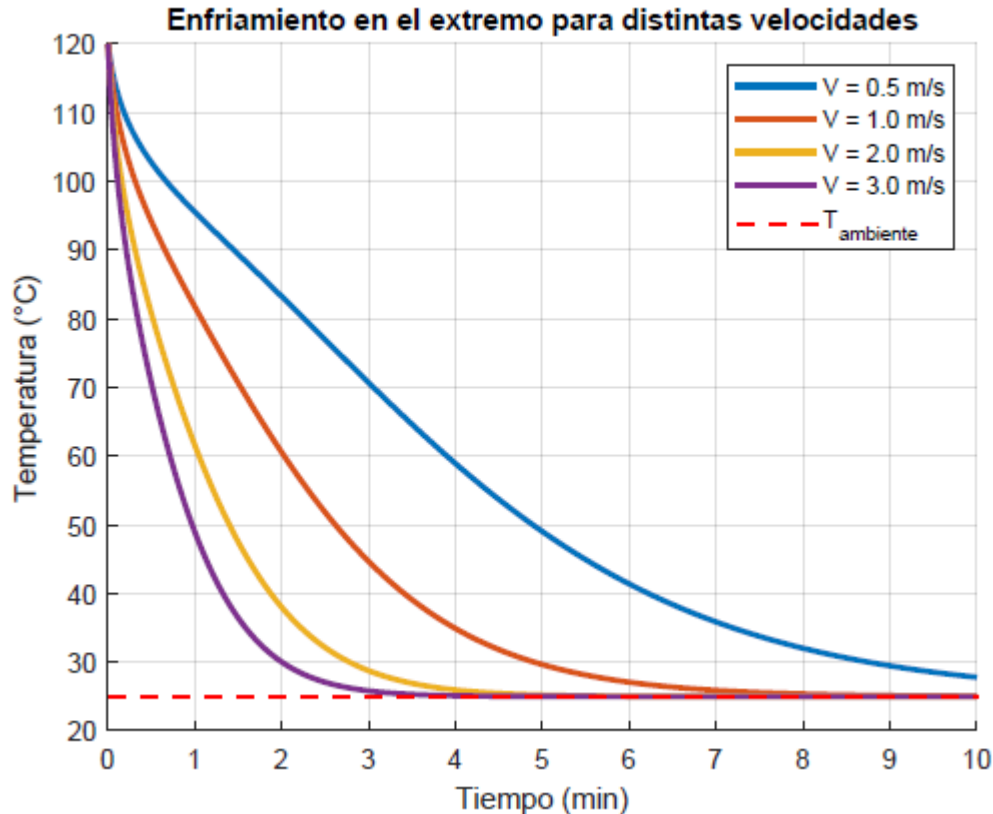


Figura 5.25: Curvas de enfriamiento en el extremo final del cilindro para diferentes velocidades del aire

En cuanto a los resultados experimentales (figura 5.26), se obtuvieron curvas para 3 condiciones diferentes de temperatura inicial y velocidad de aire, evidenciando un comportamiento similar al obtenido en las simulaciones. Estas curvas de los resultados tanto experimentales como simulados se comparan bajo las mismas condiciones operativas y se observan en las figuras 5.27 - 5.29.

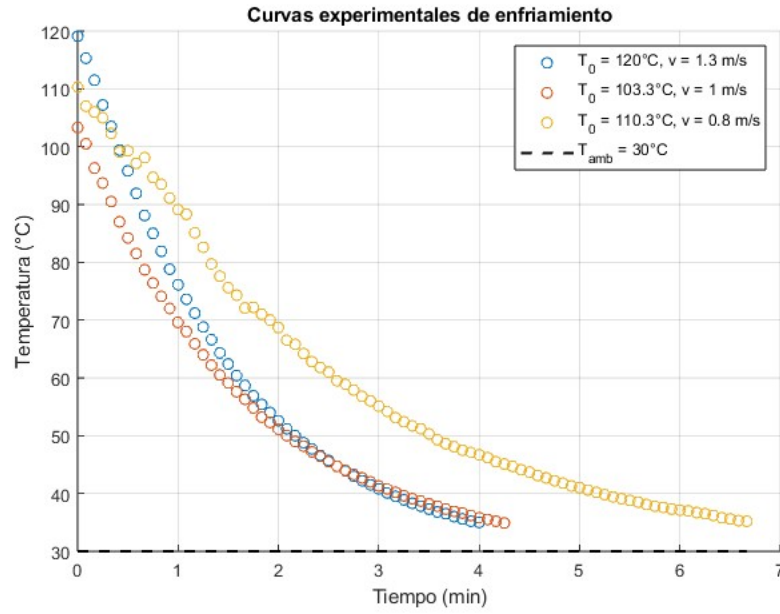


Figura 5.26: Curvas experimentales de enfriamiento de la alternativa 1 obtenidas para distintas velocidades de aire

Aunque las curvas simuladas no se ajustan exactamente a las reales, el comportamiento general es muy similar. Teniendo en cuenta las simplificaciones y supuestos que se utilizaron en el modelo, los resultados son muy satisfactorios, permitiendo predecir adecuadamente cómo se enfriará el maní bajo diferentes condiciones.

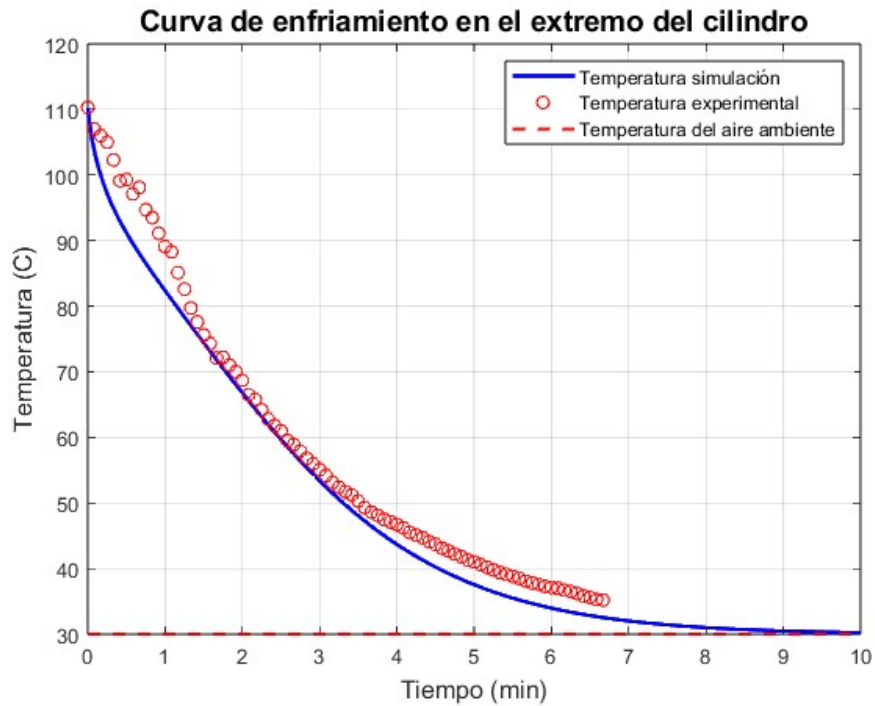


Figura 5.27: Comparación de resultados simulados y experimentales para la alternativa 1 con velocidad de aire a 0.8m/s

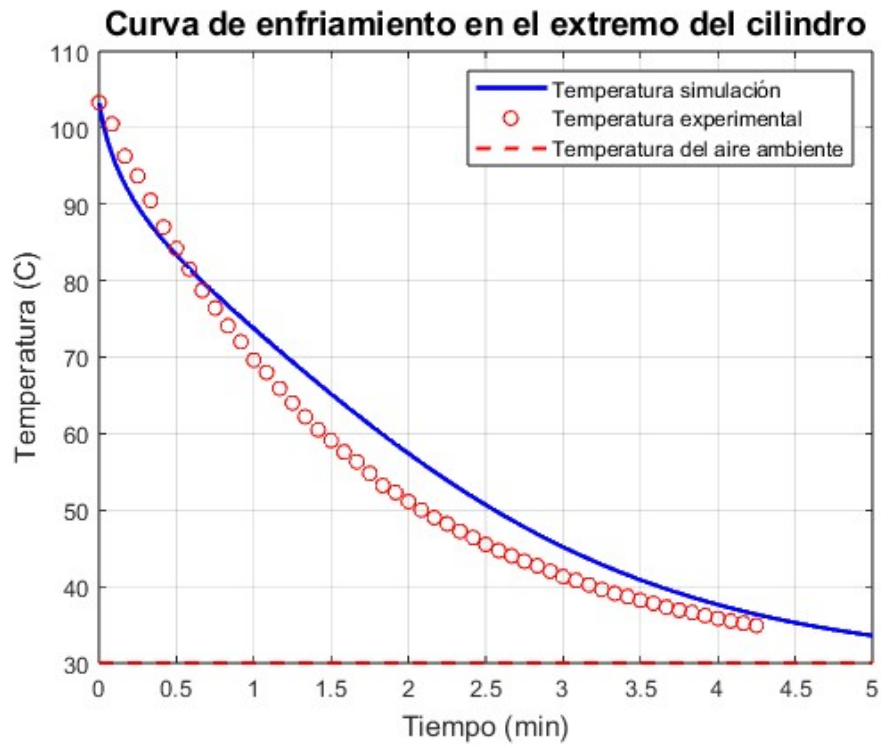


Figura 5.28: Comparación de resultados simulados y experimentales para la alternativa 1 con velocidad de aire a 1 m/s

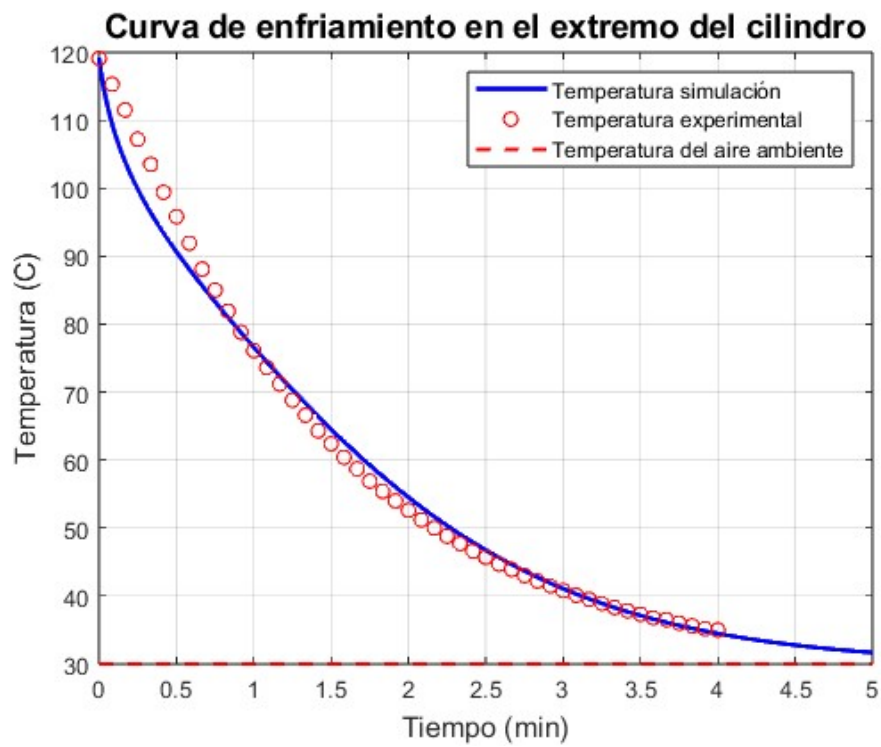


Figura 5.29: Comparación de resultados simulados y experimentales para la alternativa 1 con Velocidad de aire a 1.3m/s

5.2. Evaluación de Alternativa 2

La Figura 5.30 muestra el esquema de los volúmenes de control considerados en la simulación de la alternativa 2, donde se representan las regiones correspondientes a la placa de maní y al flujo de aire que circula sobre y bajo su superficie. En esta figura se aprecia la interacción térmica entre ambos dominios, donde se aplica la condición de convección que acopla las ecuaciones 4.50 y 4.52. Este esquema permite comprender cómo se planteó el intercambio de calor entre el sólido y el fluido dentro del modelo numérico.

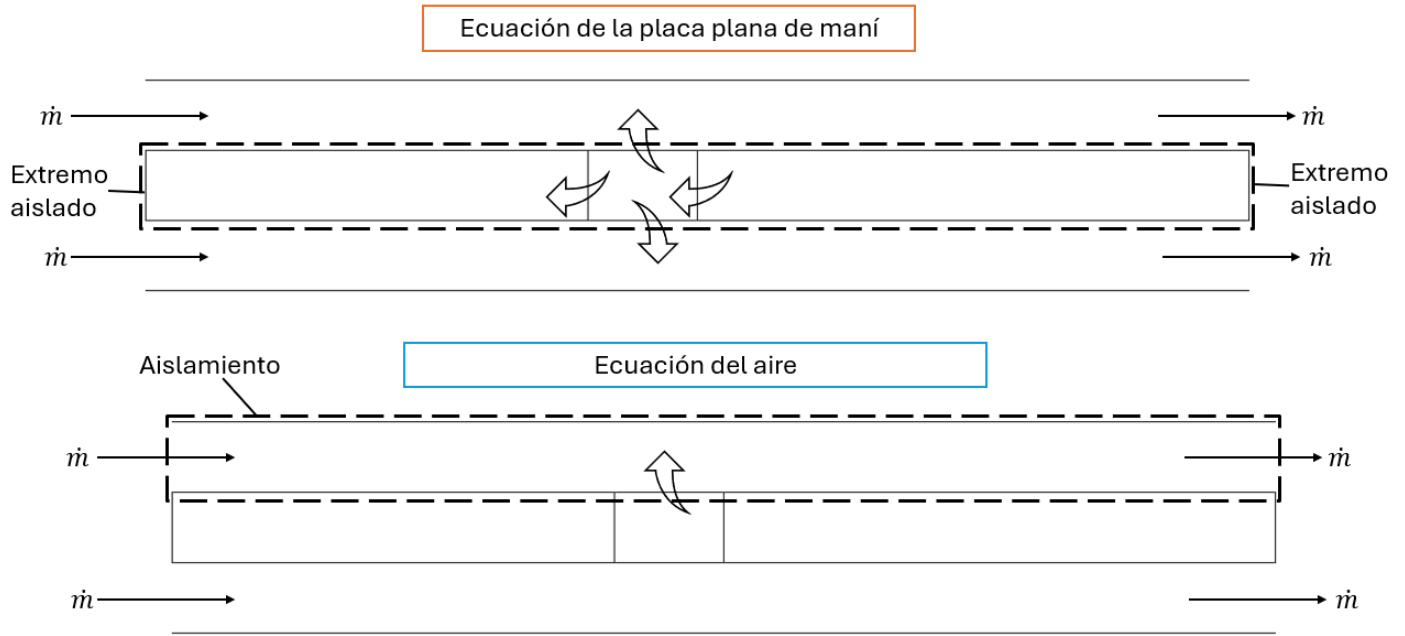


Figura 5.30: Visualización de volúmenes de control para las ecuaciones 4.50 y 4.52

Para esta alternativa se aplicaron las ecuaciones mencionadas, considerando una temperatura inicial de la placa de 120°C y una temperatura ambiente de 25°C ; los demás parámetros utilizados se presentan en la tabla 4.6. Las curvas simuladas (Figura 5.31) se calcularon para diferentes velocidades de aire, evaluando la temperatura en el extremo final de la placa, que corresponde al punto más crítico del sistema por ser el último en alcanzar la temperatura ambiente.

En este caso se pueden ver tiempos de enfriamiento mucho más prolongados respecto a la alternativa 1, superando incluso los 20 minutos con velocidades de aire altas.

Los ensayos experimentales se realizaron con 2 configuraciones de temperatura inicial y velocidad del aire, tal como se muestra en la figura 5.32, donde se ve que efectivamente, al igual que en las simulaciones, el enfriamiento en el extremo crítico de la bandeja toma mucho tiempo. Durante estos ensayos la temperatura ambiente fue de aproximadamente 27°C .

Las figuras 5.33 y 5.34 muestran la comparación directa entre las curvas simuladas y experimentales, donde se observa una buena concordancia entre ambas curvas, aunque existe un ligero desfase que se nota principalmente en la figura 5.33. Esto se puede atribuir a factores como el coeficiente de convección o posibles variaciones en las propiedades físicas del maní (densidad, calor específico o conductividad térmica). No obstante, el resultado se considera aceptable, permitiendo predecir posibles escenarios reales de enfriamiento, donde además, al presentar resultados más

conservadores (mayor tiempo de enfriamiento), permite tener un margen adicional de seguridad al diseñar el sistema.

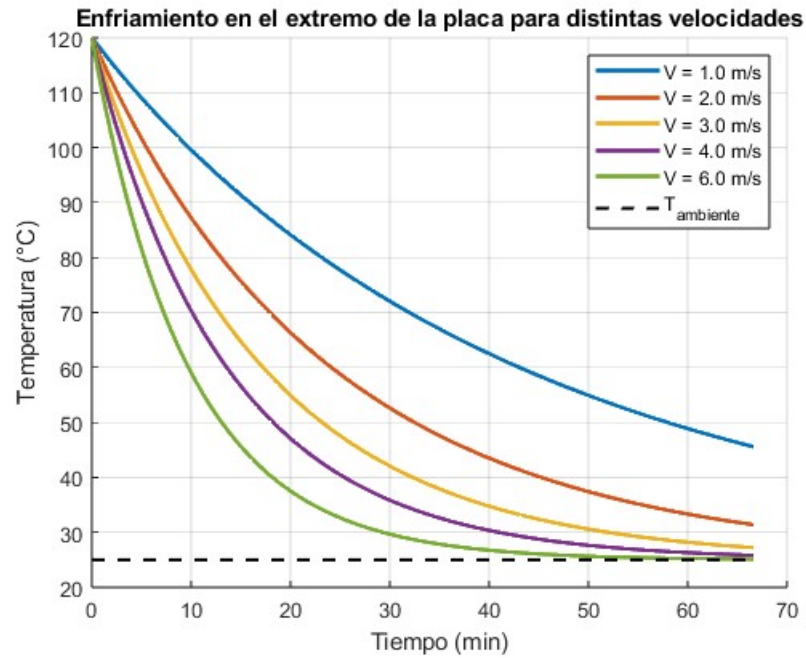


Figura 5.31: Curvas de enfriamiento simuladas, obtenidas en el extremo final de la placa para diferentes velocidades del aire

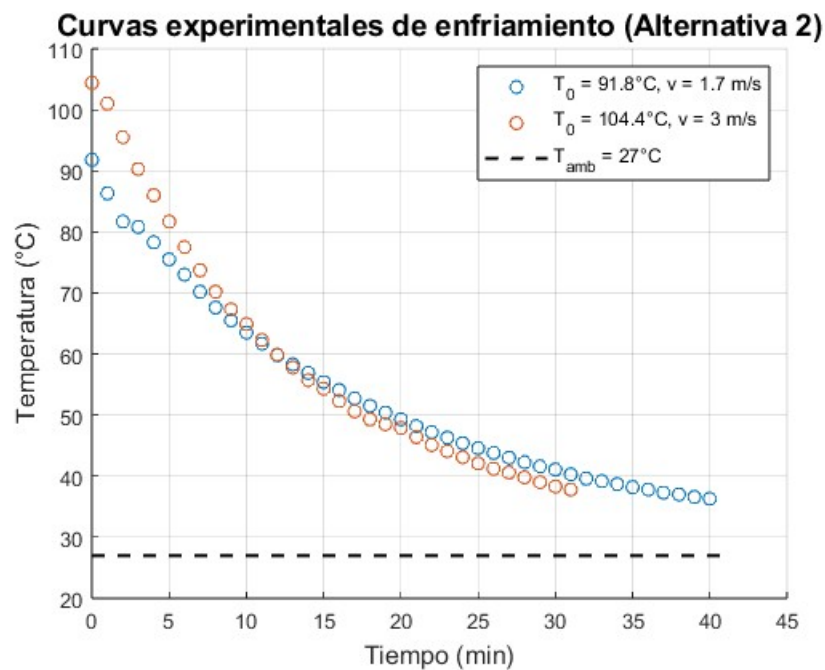


Figura 5.32: Curvas experimentales de enfriamiento de la alternativa 2 obtenidas para distintas velocidades de aire

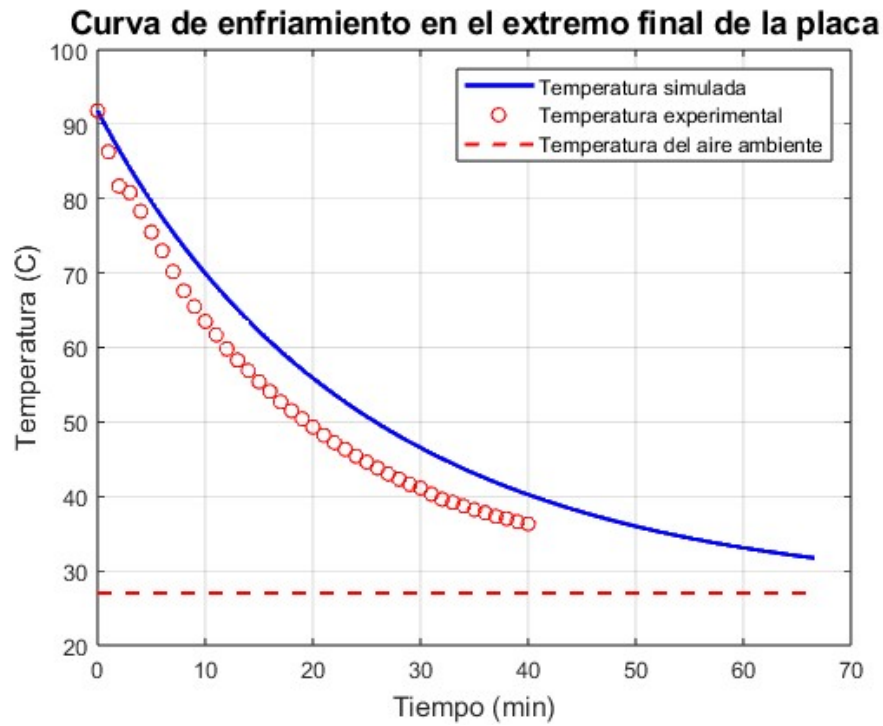


Figura 5.33: Comparación de resultados simulados y experimentales para la alternativa 2 con Velocidad de aire a 1.7m/s

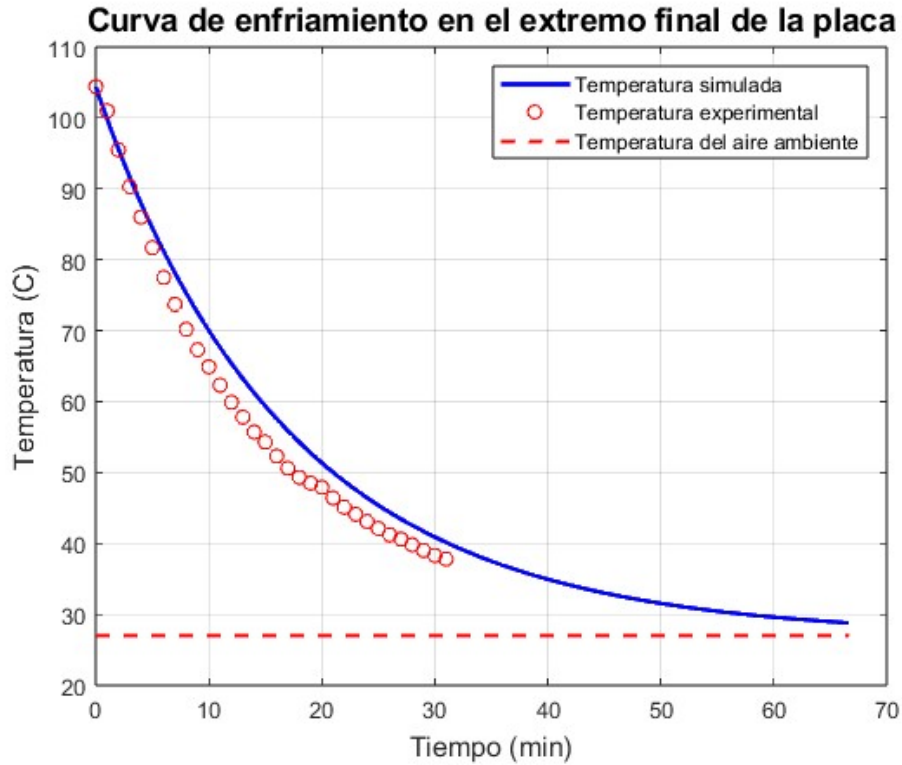


Figura 5.34: Comparación de resultados simulados y experimentales para la alternativa 2 con Velocidad de aire a 3 m/s

6. Diseño del Sistema

6.1. Selección del sistema

La selección final del sistema fue decisión de la empresa, tras evaluar las alternativas presentadas con sus respectivas ventajas y desventajas.

Por un lado, la alternativa 1 presenta un gran desempeño alcanzando tiempos muy cortos de enfriamiento, no obstante, este sistema requiere para pasar un flujo de aire vertical por 25 bandejas simultáneamente, cada una con un área de 0.8 m^2 , requiriendo una demanda muy alta de caudal de aire, incluso a bajas velocidades, esto sumado a la alta resistencia al flujo generada por el lecho de maní implica que el ventilador seleccionado deba ser potente, es decir, de alto consumo energético, por lo que la ventaja principal de esta alternativa radica en una reducción considerable de tiempo, siendo ideal para casos donde sea prioritario acelerar el nivel de producción.

La alternativa 2, por otro lado, requiere de velocidades más altas para lograr un enfriamiento aceptable respecto al sistema que la empresa tiene actualmente, sin embargo, al tener un flujo horizontal pasando por encima y por debajo de las bandejas sin atravesarlas, se presentan dos ventajas importantes: la primera, el área transversal por donde pasa el flujo de aire es mucho menor, reduciendo el caudal total requerido; la segunda es que al no tener que atravesar las bandejas sino pasar por encima y por debajo de estas la presión estática del sistema es significativamente menor que en la alternativa anterior. Esto permite seleccionar un ventilador menos potente reduciendo considerablemente el consumo energético, con la desventaja que el tiempo de enfriamiento es mayor, igualando o excediendo el tiempo que se tiene actualmente, pero con la ventaja de reducir costos operativos.

Otro aspecto clave a tener en cuenta es la complejidad adicional que se requiere para la alternativa 1, ya que como el aire tiene que pasar a través de las bandejas, se debe garantizar un sellado eficiente de los ductos para evitar las fugas de aire. Además, dado que el maní se transporta en escabiladeros, se tendría que replantear cómo ingresar las bandejas al sistema, ya que introducir directamente todo el escabiladero no sería posible. Todo esto incrementa la complejidad técnica del sistema, elevando no sólo los costos iniciales de implementación, sino también los costos asociados al mantenimiento preventivo para evitar interrupciones en la producción. En la tabla 6.7 se muestra una comparación de las ventajas más importantes con las que cuenta cada alternativa.

Aspecto	Alternativa 1	Alternativa 2
Bajo coste energético		X
Tiempo corto de enfriamiento	X	
Simplicidad		X

Tabla 6.7: Comparación de ventajas entre las alternativas propuestas.

Luego de evaluar ambas alternativas con sus respectivas ventajas y limitaciones, la empresa

decidió optar por la alternativa 2, priorizando el ahorro energético sobre una reducción importante en los tiempos de enfriamiento. Esta decisión requiere igualmente que el tiempo final de enfriamiento se mantenga dentro de rangos similares a los que tiene actualmente la empresa, evitando así extender la duración del proceso, para no perjudicar la producción ni su calidad.

6.2. Determinación de la Velocidad de Aire Mínima Requerida

Con el objetivo de tener un caudal base, se seleccionó la velocidad mínima de aire la cual debe lograr un enfriamiento cercano a los 20 minutos, tiempo similar al empleado actualmente en la planta. En la figura 6.35 se observa que a una velocidad de 6 m/s, la temperatura en el extremo de la bandeja pasa de los 120°C a los 35°C en aproximadamente 20 minutos, cumpliendo así con el criterio de diseño establecido, es decir que la velocidad del aire en el sistema debe de ser mayor o igual a 6 m/s.

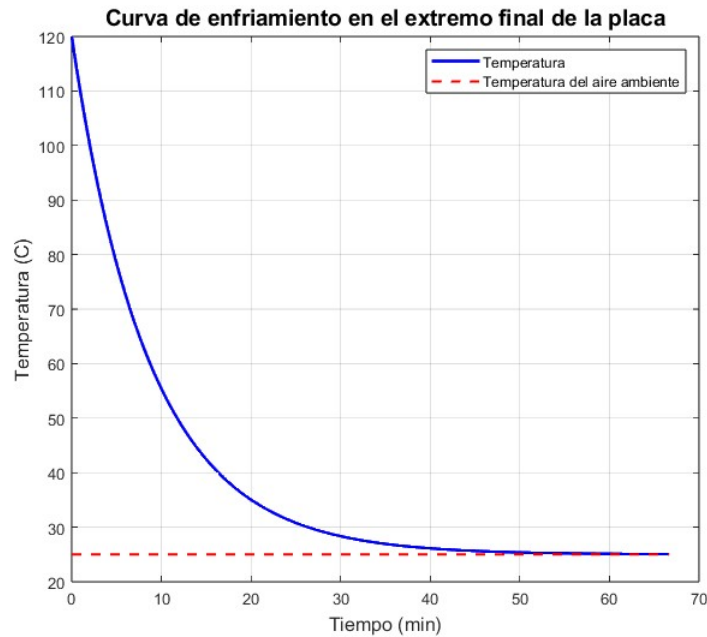


Figura 6.35: Curva de enfriamiento del sistema a 6m/s

6.3. Distribución de aire

Con el objetivo de obtener un caudal lo más uniforme posible a través de todos los niveles de bandejas, y tras varias iteraciones, se presenta la configuración final del sistema. La geometría definitiva se compone basicamente de tres partes, la entrada de aire con la cámara de distribución, la cabina de bandejas, y el ducto de descarga como se observa en la figura 6.36. Las medidas representadas en este esquema son las que se utilizaron en la simulación, con una profundidad de 0.8m.

El ventilador está ubicado al frente de las bandejas, el cual impulsa el aire a través de la cámara de distribución, la cual contiene unas placas que dividen el flujo principal en múltiples

ramales, dado que la entrada de aire es circular y las divisiones son paralelas, es necesario cortar el círculo en franjas horizontales con áreas iguales, de tal manera que por todos los conductos entre la misma cantidad de aire. Estas distancias se calcularon numéricamente con la ecuación del área de segmento circular utilizando la herramienta en línea "*Cutting a Circle into equal parts with Parallel Cuts*", disponible en PlanetCalc [28].

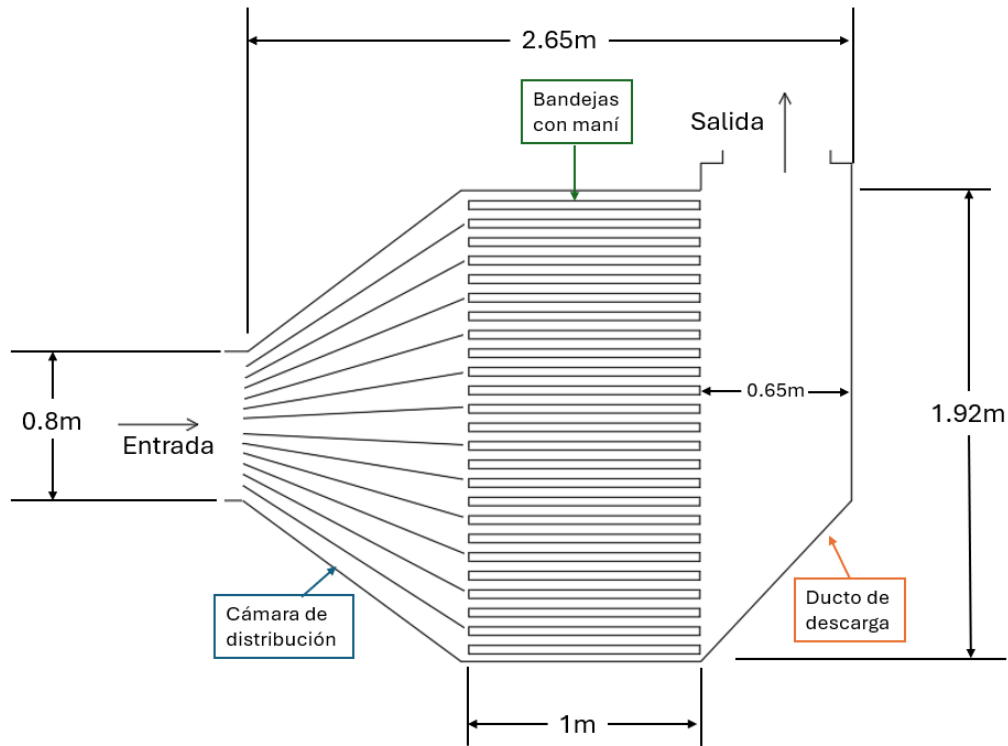


Figura 6.36: Esquema de configuración final del diseño

6.4. Selección del Ventilador

Para seleccionar un ventilador adecuado, es necesario determinar dos parametros clave, el primero es el caudal de aire que el ventilador tiene que mover por el sistema y el segundo, la presión estática, que es la fuerza con la que el ventilador puede empujar el aire venciendo la resistencia de los elementos del sistema. Las condiciones de operación se tomarán como aire a 25°C y altura a nivel del mar.

6.4.1. Caudal Requerido

Una vez seleccionada la velocidad del aire, la cual se determinó que será de 6 m/s, queda por definir el área de sección transversal del sistema por donde irá el flujo. Se determinó que serán 26 espacios de 0.8 m x 0.045m, y multiplicando por la velocidad obtenemos el caudal:

$$Q = V \cdot A = 6 \text{ m/s} \cdot 26 \cdot 0,8 \text{ m} \cdot 0,045 \text{ m} = 5,6 \text{ m}^3/\text{s} \quad (6.54)$$

6.4.2. Presión Estática del Sistema

Para determinar la presión estática, se utilizará la ruta más crítica por donde pasa el aire, la cual es el trayecto que pasa por la bandeja inferior, principalmente porque por esta ruta hay un mayor recorrido del flujo. Para determinar las pérdidas por fricción se utilizarán las ecuaciones 2.27 y 2.28. Las propiedades del aire y las rugosidades de las superficies se encuentran en la tabla 6.8. La rugosidad del tramo entre bandejas se determinó con base al diámetro del maní [19].

Tabla 6.8: Parámetros y propiedades físicas del sistema

Parámetro	Valor
Temperatura del aire (T)	25 °C
Densidad del aire (ρ)	1,2 kg m ⁻³
Viscosidad dinámica del aire (μ)	18,6 × 10 ⁻⁶ Pa s
Rugosidad del acero galvanizado (ϵ)	0,000 15 m
Rugosidad del tramo entre bandejas (ϵ)	0,015 m

Las pérdidas por fricción se calculan en la tabla 6.9, donde se observa que la mayor parte se la lleva la zona entre bandejas, esto es debido a la alta rugosidad de la superficie de granos de maní, además de suponerse que todo el ducto presenta esta superficie, con el fin tener un margen de seguridad en los cálculos.

Tabla 6.9: Cálculo de pérdida de presión por fricción por tramos

Tramo	A (m ²)	Q (m ³ /s)	V (m/s)	Dh (m)	L (m)	Re	ϵ	f	ΔP (Pa)
Zona distribución	0.08	0.43	5.4	0.18	1.1	62700	1.50E-04	0.023	2.5
Entre bandejas	0.036	0.22	6	0.085	1	32983	0.015	0.144	36.6
Zona salida	0.48	5.6	11.7	0.68	1.92	513290	1.50E-04	0.018	3.7
Total									42.8

Las pérdidas dinámicas (o localizadas) se calculan utilizando la ecuación 2.29, y los coeficientes de pérdida C se obtuvieron de [29, 30]

Tabla 6.10: Cálculo de la caída de presión por accesorios.

Componente o accesorio	C	v (m/s)	ΔP (Pa)
Codo rectangular 30° a la entrada de aire	0,11	11,2	8,3
Codo rectangular 30° a la entrada de la bandeja	0,12	5,4	2,1
Contracción brusca	0,25	6	5,4
Codo rectangular 45° a la salida de la bandeja	0,22	6	4,8
Contracción brusca en la salida del ducto vertical	0,14	11,7	11,5
Salida al ambiente	1	11,7	82,1
Total			114.2

Al sumar las pérdidas de presión tanto por fricción como localizadas, se tiene que la presión estática del sistema es de aproximadamente 157 Pa. Con el fin de trazar la curva característica del

sistema, se realizó el mismo ejercicio con caudales mayores y se determinó su respectiva presión estática, estos datos se pueden observar a continuación:

Tabla 6.11: Relación entre caudal (Q) y presión estática (ΔP) del sistema.

Q (m^3/s)	ΔP (Pa)
5,6	157
6,1	184,8
6,6	209

6.4.3. Selección Final del Ventilador

El ventilador seleccionado tendrá que cumplir entonces con una entrega de caudal y de potencia requeridos por el sistema, para esto los fabricantes proveen curvas características para los ventiladores ofrecidos, por lo que se seleccionará el ventilador cuya curva de presión y caudal cruce la curva de los datos obtenidos en la tabla 6.11. Para este caso, en donde se necesita mover un gran caudal a una presión relativamente baja, se buscará principalmente un ventilador helicoidal.



Figura 6.37: Ventilador Sodeca modelo HC/EC-80-4T-3 IE5. Tomado de [31]

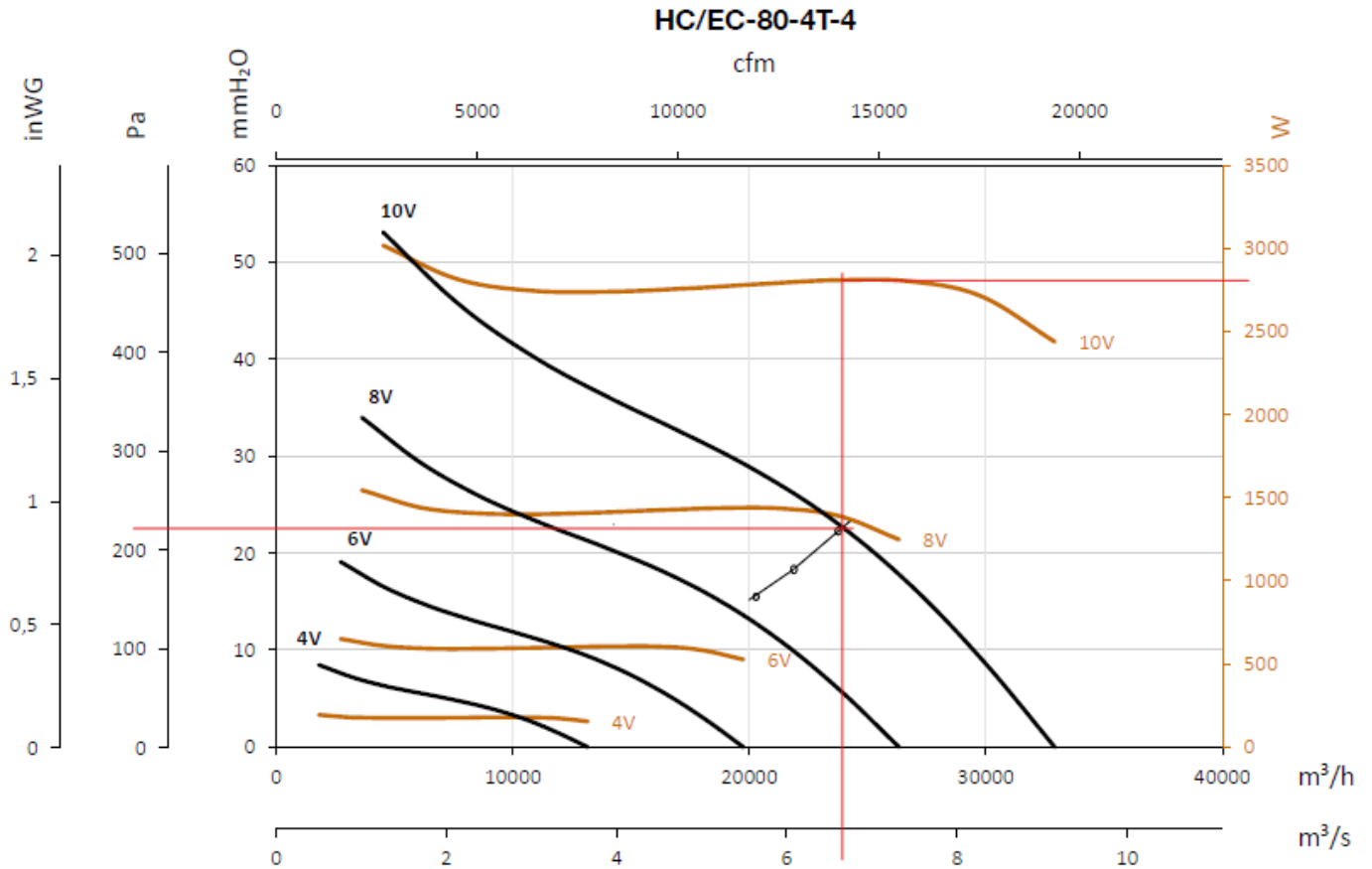


Figura 6.38: Curva característica del ventilador HC/EC-80-4T-4 IE5 con voltaje variable.
Tomado de [31]

El ventilador que se determinó que cumple con las condiciones del sistema es un ventilador helicoidal mural del fabricante Sodeca, modelo HC/EC-80-4T-4 IE5 (figura 6.37), con un motor instalado de 3kW. En la figura 6.38 se muestran las curvas del ventilador a diferentes voltajes, donde adicionalmente se ubicaron los puntos de la tabla 6.11 con el fin de determinar el punto de operación entre la curva característica del ventilador y la curva de resistencia del sistema. Al ver la curva de 10V se puede observar entonces que el punto de operación de este ventilador será con un caudal $6.6 \text{ m}^3/\text{s}$, una presión estática de 220 Pa y una potencia absorbida de 2.8 kW aproximadamente, este es el punto de trabajo a 10V, no obstante, podría trabajar perfectamente a 9V, aunque con menos caudal, seguiría entregando el suficiente para un enfriamiento rápido.

En términos de eficiencia, este ventilador tiene un motor IE5, siendo la clase más eficiente de motores que existen actualmente, con una eficiencia superior al 92 %. En cuanto a la eficiencia estática del ventilador en el punto de trabajo seleccionado se tiene:

$$\eta_e = \frac{Q \cdot \Delta P}{W_{abs}} = \frac{6,6 \cdot 220}{2800} \approx 52 \% \quad (6.55)$$

el cual entra dentro de los rangos esperados para un ventilador helicoidal y está bastante cerca al BEP (punto de máxima eficiencia) registrada por el fabricante, que es de 58.3 % [32]. Por otro lado, este ventilador cuenta con tecnología EC, por lo que cuenta con electrónica integrada que incorpora un arranque suave, protección térmica interna y limitación de corriente, por lo que no

hace falta añadir un contactor ni un relé termico externo para la protección del motor, haciendo mucho más sencilla su instalación.

Las dimensiones del ventilador se encuentran en la figura 6.39 y la tabla 6.12

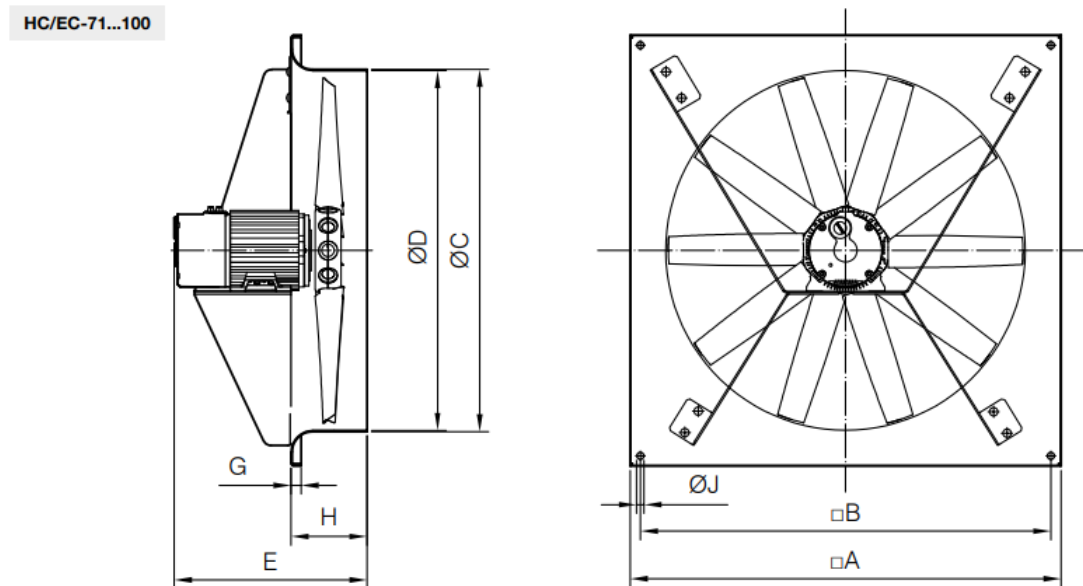


Figura 6.39: Dimensiones del ventilador seleccionado ventilador. Tomado de [31]

Tabla 6.12: Dimensiones principales del ventilador HC/EC-80-4T-4. Tomado de [31]

Modelo	A [mm]	B [mm]	ØC [mm]	ØD [mm]	E [mm]	G [mm]	H [mm]	ØJ [mm]
HC/EC-80-4T-4	970	910	804	800	458	20	180	14.5

Con el caudal que ofrece este ventilador se tendría aproximadamente una velocidad entre bandejas de

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{6,6}{26 \cdot 0,8 \cdot 0,045} = 7m/s \quad (6.56)$$

Donde, al realizar la simulación de la curva de enfriamiento con esta velocidad, tenemos como resultado un enfriamiento más rápido, como se puede observar en la figura 6.40, donde llega a los 35°C en aproximadamente 17 minutos.

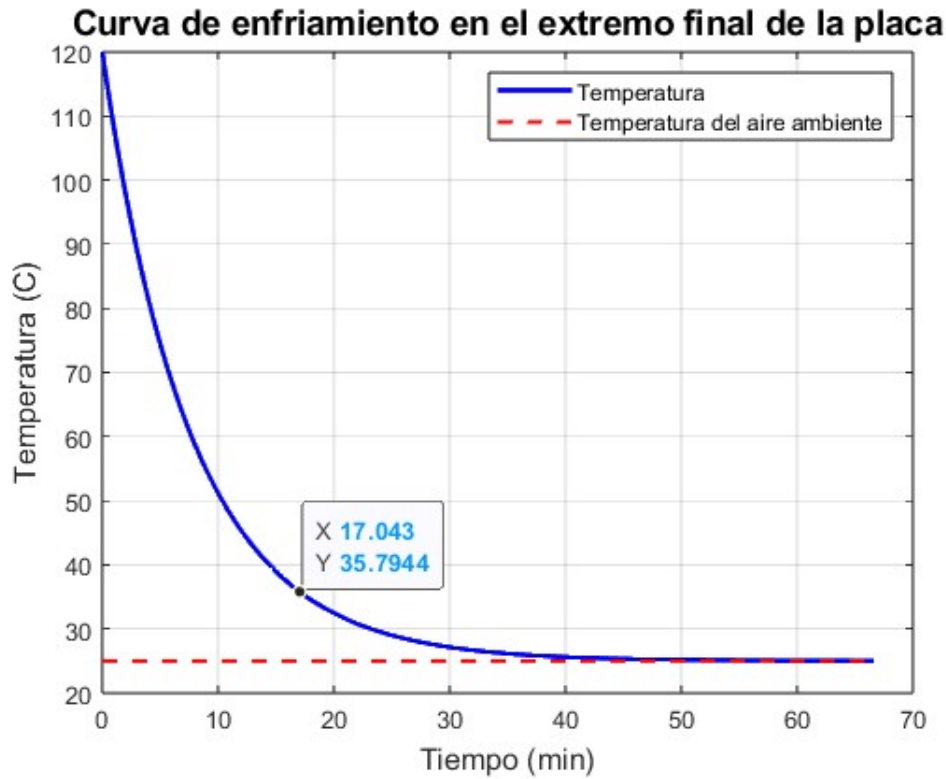
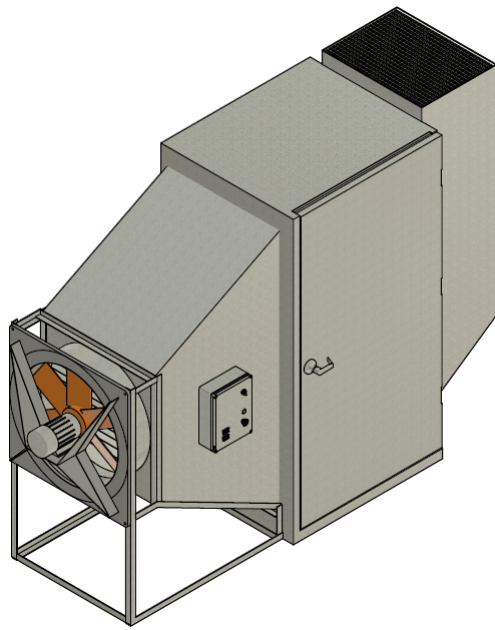


Figura 6.40: Curva de enfriamiento con el caudal que ofrece el ventilador seleccionado

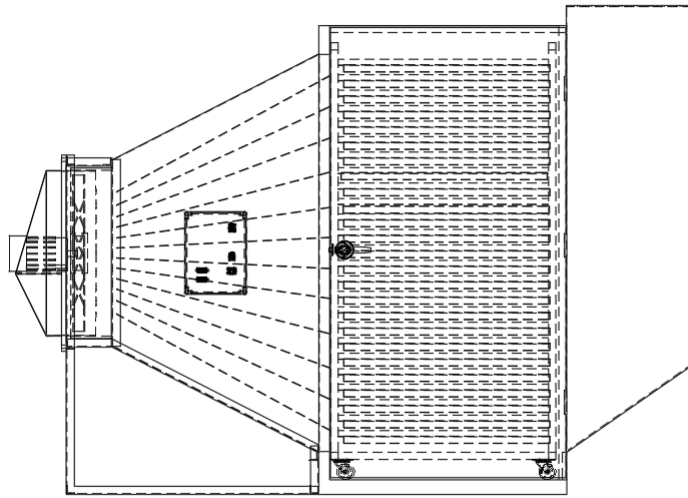
6.5. Visualización en 3D

Con el fin de tener una representación ilustrativa del diseño final del sistema, se creó el diseño en CAD 3D, que se puede observar en la figura 6.41a, acompañada del plano con vista lateral con el carro de bandejas en su interior en la figura 6.41b. Al diseño se le añadieron barras de perfil angular para poder soportar la zona del ventilador y del difusor debido a su peso respecto al resto del sistema.

Este sistema se hizo a medida del escaliladero, el cual tendrá rieles guía al abrirse la puerta para que este se ajuste lo mejor posible al ingresar al sistema, adicionalmente se añadió el circuito de potencia y de control en un panel al costado del enfriador. Las dimensiones del enfriador son de aproximadamente 2.3 m de altura por 3.3 m de largo, esto debido al gran espacio que se dedica a la distribución del aire. En la figura 6.42 se visualiza mejor el sistema con el carro de bandejas en su interior.



(a) Vista en 3D



(b) Plano con Vista Lateral

Figura 6.41: Representación CAD del sistema

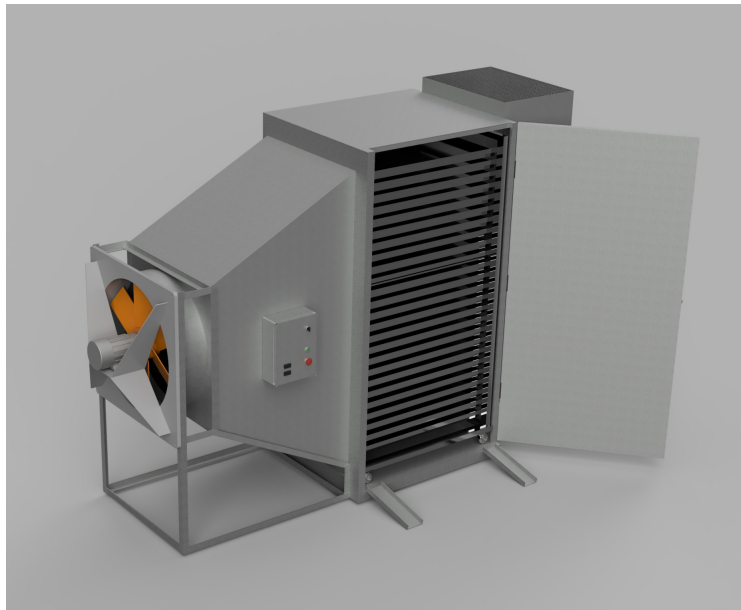


Figura 6.42: Render del enfriador de maní

7. Análisis Económico

En este capítulo hace énfasis en los costos asociados a la ejecución de este sistema, desde su construcción hasta su operación, y se hace una comparación con el sistema utilizado actualmente.

7.1. Costos de Inversión Inicial

Estos costos están relacionados con la mano de obra y la adquisición de equipos y materiales. Es importante tener en cuenta que todos estos valores corresponden al mercado Europeo y están calculados con una tasa de cambio EUR/COP de \$4,800 COP, vigente a la fecha que se escribió este documento.

El material seleccionado para la estructura del enfriador será el acero inoxidable 304 para las láminas, debido a que es un material apto para tratar con alimentos, no libera partículas tóxicas y es muy resistente a la corrosión, y para los perfiles se seleccionaron ángulos en L en hierro galvanizado.

Para llevar este sistema también es muy importante el circuito de potencia y de control para el ventilador, en este caso, al tener un ventilador con circuito electrónico integrado, no es necesario contar con un contactor ni un relé térmico, basta simplemente con tener un guardamotor con un rango de ajuste a la corriente admisible del motor que es de 4.2 A.

Para el circuito de control se tendrá una fuente de alimentación de 24V, breakers para proteger la fuente y el circuito después de la fuente, un temporizador para que el sistema se apague automáticamente, además del pulsador de arranque, de parada, el selector entre manual y automático, los respectivos relés que activan el ventilador y un potenciómetro que permitirá variar la velocidad del ventilador.

En la tabla 7.13 se listan todos los materiales y equipos necesarios para la fabricación del enfriador, con un costo estimado de aproximadamente \$30,000,000 COP.

En cuanto a los costos de mano de obra, se debe considerar un trabajo mecánico considerable en cuanto al manejo del acero (corte, plegado, soldadura, pulido), por otro lado en la parte eléctrica, se necesita un montaje con un cuadro de control personalizado, lo que requiere experiencia y conocimiento de esquemas eléctricos, y un supervisor que se asegure del correcto montaje del sistema. Para esta estimación se utilizarán tarifas por hora promedio para un personal cualificado en España, estos costos estimados se encuentran en la tabla 7.14. El total estimado, incluida la mano de obra, es entonces de \$45,301,503 COP

Tabla 7.13: Desglose de costos estimados de materiales, componentes y equipos

Concepto	Cantidad	Precio unitario	Sub-Total
Lámina acero inoxidable 304 2m x 1m x 2mm	12	\$ 1,032,875.00	\$ 12,394,500.00
Ventilador Sodeca HC/EC-80-4T-4	1	\$ 13,170,000.00	\$ 13,170,000.00
Perfil angulo L 40 x 4mm x 6m	3	\$ 116,671.00	\$ 350,013.00
Guardamotor Schneider Electric TeSys GV2ME10.	1	\$ 677,231.00	\$ 677,231.00
Breaker Schneider Electric A9F74102	1	\$ 254,647.00	\$ 254,647.00
Breaker Schneider Electric A9N61502	1	\$ 270,566.00	\$ 270,566.00
Fuente de alimentación schneider electric ABLM1A24025	1	\$ 462,600.00	\$ 462,600.00
Pulsador rojo nc XB4BC42	1	\$ 262,293.00	\$ 262,293.00
Pulsador verde na XB4BA31	1	\$ 110,000.00	\$ 110,000.00
Switch selector SE XB4BD33	1	\$ 81,468.00	\$ 81,468.00
Contacto NA ZBE101	2	\$ 42,657.00	\$ 85,314.00
Temporizador SE RE22R2AMR	1	\$ 329,526.00	\$ 329,526.00
Potenciometro 10k Ohm Schneider Harmony XB4	1	\$ 474,347.00	\$ 474,347.00
Relé de interfaz Schneider Zelio RXM2AB2BD	3	\$ 61,639.00	\$ 184,917.00
Base para relé Schneider RXZE2S108M	3	\$ 34,027.00	\$ 102,081.00
Consumibles de fabricación (discos de corte, soldadura, tornillería, etc)	-	-	\$ 500,000.00
Materiales de instalación (cableado, anclajes, conectores.. Etc)	-	-	\$ 400,000.00
Total estimado			\$ 30,109,503.00

Tabla 7.14: Desglose de Costos Estimados de Mano de Obra

Descripción	Horas	Tarifa/hora	Costo Estimado
Montaje de la estructura	40	\$ 190,000.00	\$ 7,600,000.00
Instalación Mecánica (posicionamiento y anclaje)	12	\$ 190,000.00	\$ 2,280,000.00
Instalación Eléctrica	16	\$ 142,000.00	\$ 2,272,000.00
Subtotal mano de obra directa			\$ 12,152,000.00
Supervisor	16	\$ 190,000.00	\$ 3,040,000.00
Total mano de obra			\$ 15,192,000.00

Tabla 7.15: Resumen del Costo Total de Inversión (CAPEX)

Costo total de inversión	
Fabricación y adquisición	\$ 30,109,503.00
Costo de instalación	\$ 15,192,000.00
Total Inversión Inicial (CAPEX)	\$ 45,301,503.00

7.2. Costos de Operación

En este capítulo se estimará y se comparará el costo de operación del sistema actual y el sistema propuesto, con base principalmente en el consumo eléctrico, el mantenimiento y la reposición anual.

7.2.1. Consumo energético

En España las tarifas de consumo varían según el horario de consumo, la potencia contratada, y el peaje de transporte y distribución que a su vez se determina según la potencia contratada. Para un rango entre 15 kW y 450 kW de potencia contratada, la tarifa es 3.0 TD, la cual cobra

6 periodos de potencia y 6 periodos de energía, estos 6 periodos varían según la temporada, y cada uno tiene un coste diferente, siendo P1 el mas caro hasta P6 el más barato. Para efectos prácticos, al tomar los periodos en horas laborales y haciendo un promedio ponderado según la temporada, tenemos que a dia de hoy se cobra aproximadamente $0,14 \text{ EUR}/kWh$, es decir, unos $\$672COP/kWh$.

Adicionalmente, también se tiene que pagar por la potencia contratada, y es un importe fijo a pagar por tener esa disponibilidad de potencia en la red, y se pagan todos los 6 periodos por día, estos precios se observan en la tabla 7.16. Se puede contratar una potencia diferente para cada periodo siempre y cuando siga un orden ascendente, esto significa que la potencia para el periodo P2 debe ser mayor o igual a la potencia contratada en el periodo P1, y así sucesivamente hasta el periodo P6.

Tabla 7.16: Costes de los Términos de Potencia Contratada para Tarifa 3.0 TD. Tarifa tomada de Repsol.

Período	Coste
P1	0,044241 €/kW/día
P2	0,031598 €/kW/día
P3	0,029256 €/kW/día
P4	0,018739 €/kW/día
P5	0,009584 €/kW/día
P6	0,008454 €/kW/día

Para la estimación del costo por el consumo energético se tuvieron en cuenta los siguientes supuestos:

- Costo de electricidad $\$672/kWh$.
- Días de operación al año: 250 días.
- Un horno entrega un lote cada 45 minutos.
- Lotes por día: 10 (en un turno de 8 horas)

7.2.1.1. Costo de Consumo Energético del Sistema Actual

Para este sistema se asume un tiempo de enfriamiento de 20 minutos, con una potencia de $40HP = 30kW$, da un consumo de 10 kWh por lote. Entonces el costo anual sería de

$$10kWh \cdot \$672/kWh \cdot 10 \text{ lotes/dia} \cdot 250 \text{ dias/año} = \$16,800,000/\text{año} \quad (7.57)$$

Para obtener el costo de la potencia contratada por tener este sistema de enfriamiento, se multiplican los 30kW por las tarifas de la tabla 7.16 por 365 días, dando un total de $\$7,523,635/\text{año}$. Por lo que el costo total de consumo energético es de aproximadamente $\$24,323,635/\text{año}$.

7.2.1.2. Costo de Consumo Energético del Sistema Propuesto

Para este sistema se asume un tiempo de enfriamiento de 20 minutos, con una potencia de 3 kW, dando un consumo por lote de 1 kWh por lo que el costo anual es de

$$1kWh \cdot \$672/kWh \cdot 10 \text{ lotes/día} \cdot 250 \text{ días/año} = \$1,680,000/\text{año} \quad (7.58)$$

Esto sumado al coste de la potencia contratada para este sistema, da un valor de \$745,679/año. Lo que da un costo total de consumo energético de \$2,425,679.

En la tabla 7.17 se tiene la comparación entre los costos energéticos estimados del sistema actual y del sistema propuesto, donde se observa una clara diferencia en el costo anual, representando una reducción del 90 %.

Tabla 7.17: Comparación de Costos Anuales de Electricidad

Sistema	Costo en electricidad anual
Actual	\$ 24,323,635.00
Propuesto	\$ 2,425,679.00

7.2.2. Mantenimiento Anual

7.2.2.1. Costo de Mantenimiento del Sistema Actual

El sistema de cuarto frío utilizado actualmente funciona bajo condiciones muy severas al tener que bajar la temperatura de 1 tonelada de maní de 120°C hasta 35°C de manera continua. Para estos cuartos fríos hay unas operaciones mínimas obligatorias que se deben llevar a cabo como control de carga, estanqueidad, limpieza, comprobación de equipos de seguridad, entre otros [33], por eso se requieren visitas trimestrales y anuales, que en su totalidad pueden rondar los 2,000 EUR anuales por medio de un contrato con una empresa autorizada. Por otro lado, el tiempo de vida de estos sistemas suele ser de 10-15 años dependiendo de su uso y cuidado. El reemplazo más costoso sería el del compresor que ronda entre 15,000 y 25,000 EUR, por lo que es importante tener una provisión para este tipo de daños. La tabla 7.19 muestra los costos anuales en mantenimiento preventivo y provisión de este sistema

Tabla 7.18: Estimación del Costo de Mantenimiento Anual del Cuarto Frío

Costo de mantenimiento anual del cuarto frío	
Mantenimiento preventivo	\$ 9,600,000.00
Fondo de reposición de equipos	\$ 6,400,000.00
Total	\$ 16,000,000.00

7.2.2.2. Costo de Mantenimiento del Sistema Propuesto

El sistema de enfriamiento por convección forzada sólo tiene una pieza crítica la cual es el ventilador, ya que es el único elemento motorizado. Este sistema requerirá de una inspección semestral en las aspas, limpieza de las aletas de la carcasa del motor y aspiración en el difusor, y anualmente un análisis vibracional del ventilador. Por otro lado, la vida útil del ventilador depende principalmente de sus rodamientos que pueden durar entre 60,000 y 70,000 horas [34], que con un uso diario de 8h/día pueden durar 20 años perfectamente.

Tabla 7.19: Estimación del Costo de Mantenimiento Anual del Cuarto Frio

Costo de mantenimiento anual del sistema propuesto	
Mantenimiento preventivo	\$ 994,300.00
Fondo de reposición de equipos	\$ 658,500.00
Total	\$ 1,652,800.00

Esto da como resultado un OPEX de \$4,078,479. Tal como se observa en la tabla 7.20, la diferencia en los costos operativos es de un orden de magnitud. Entonces, esta evidente reducción del 90 % permite recuperar la inversión en un periodo simple de 1.3 años, lo que convierte a este sistema en una alternativa muy rentable.

Tabla 7.20: Resumen de costos operativos anuales

Concepto	Sistema Actual	Sistema Propuesto
Costo energético	\$ 24,323,635.00	\$ 2,425,679.00
Costo de mantenimiento	\$ 16,000,000.00	\$ 1,652,800.00
Total	\$ 40,323,635.00	\$ 4,078,479.00

8. Conclusiones

- Se diseñó y validó exitosamente un sistema de enfriamiento de maní por convección forzada capaz de enfriar una carga de 25 bandejas, equivalente a aproximadamente 350 kg de maní, desde una temperatura post-tueste de 120°C hasta la temperatura objetivo de 35°C . Gracias a la selección de un ventilador helicoidal de 3 kW, el proceso se completa en un tiempo optimizado de 17 a 20 minutos.
- Se desarrollaron modelos matemáticos para las alternativas planteadas, los cuales permitieron simular las curvas de enfriamiento y predecir el comportamiento térmico del maní bajo diferentes velocidades de aire, con un costo computacional relativamente bajo, gracias a las simplificaciones del modelo y al método explícito de diferencias finitas.
- Se realizaron montajes experimentales para ambas alternativas con el fin de verificar los modelos numéricos, mostrando una fuerte correlación con las simulaciones numéricas. Para la Alternativa 1, las curvas de enfriamiento experimental y simulada presentaron un comportamiento general muy similar. Para la Alternativa 2, se observó una buena concordancia, donde el modelo numérico predijo tiempos de enfriamiento ligeramente más conservadores (largos), lo que proporcionó un margen de seguridad para el diseño final. Esta validación experimental fue crucial para confirmar la fiabilidad de las predicciones del modelo.
- Se realizó un análisis detallado de las pérdidas de presión para la Alternativa 2. Se calcularon las pérdidas por fricción y las pérdidas dinámicas por accesorios. Este análisis permitió seleccionar un ventilador helicoidal Sodeca, modelo HC/EC-80-4T-4 IE5 de 3 kW, cuyo punto de operación real en el sistema se estableció en $6,6\text{m}^3/\text{s}$ a una presión estática de 220 Pa.
- El diseño mecánico final consiste en una estructura de acero inoxidable 304 que incluye una cámara de distribución, una cabina para 25 bandejas y un ducto de descarga. El análisis económico reveló un Costo de Inversión (CAPEX) de \$45,301,503 COP. El Costo Operativo Anual (OPEX) se reduce en un 90 %, pasando de \$40.3 millones COP a \$4.1 millones COP. Esto resulta en un período simple de recuperación de la inversión de 1.3 años, confirmando la alta rentabilidad del proyecto.

8.1. Recomendaciones y Trabajos Futuros

- Desarrollar un estudio CFD a partir de los análisis preliminares realizados (ver apéndice C), los cuales no fueron concluyentes. Se recomienda efectuar un estudio CFD más exhaustivo que incorpore un enfoque especializado, considerando además transferencia de calor. Este trabajo permitirá obtener una representación más realista del comportamiento del flujo de

aire dentro del sistema y optimizar la configuración mecánica, mejorando la uniformidad del flujo y su eficiencia térmica del enfriador.

- Investigar la viabilidad de la alternativa 1, enfocándose en reducir la caída de presión, explorando ventiladores eficientes y diseñando una adecuada configuración para distribuir el aire.
- Desarrollar un sistema de control inteligente, permitiendo automatizar el ventilador variando la velocidad del aire según las condiciones del sistema, con el fin de minimizar aún mas el consumo energético.
- Construir un prototipo a escala real para validar el diseño y las caídas de presión en condiciones reales, permitiendo realizar ajustes finales a la estructura y la selección del ventilador.

References

- [1] R. Perren y F.E. Escher. “8 - Impact of roasting on nut quality”. En: *Improving the Safety and Quality of Nuts*. Ed. por Linda J. Harris. Woodhead Publishing Series in Food Science, Technology and Nutrition. Woodhead Publishing, 2013, págs. 173-197.
- [2] Venkata S.P. Bitra et al. “Moisture dependent thermal properties of peanut pods, kernels, and shells”. En: *Biosystems Engineering* 106.4 (2010), págs. 503-512. ISSN: 1537-5110. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2010.05.016>.
- [3] Theodore L. Bergman y Adrienne S. Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 8th. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, Inc., 2017.
- [4] Y.A. Cengel. *Transferencia de calor y masa: un enfoque práctico*. McGraw-Hill, 2007. ISBN: 9789701061732.
- [5] Krishnan Murugesan. *Modeling and Simulation in Thermal and Fluids Engineering*. CRC Press, 2022.
- [6] Jasper Guy Woodroof. *Peanuts: Production, Processing, Products*. 3rd. Westport, CT: AVI Publishing Company, 1983.
- [7] Mesut Dilmac y Ebubekir Altuntas. “Selected Some Engineering Properties of Peanut and Its Kernel”. En: *International Journal of Food Engineering* 8.2 (2012), Article 20. DOI: 10.1515/1556-3758.2652.
- [8] C. Aydin. “Some engineering properties of peanut and kernel”. En: *Journal of Food Engineering* 79.3 (2007), págs. 810-816. ISSN: 0260-8774. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jfoodeng.2006.02.045>.
- [9] D A Suter, K K Agrawal y B L Clary. “Thermal properties of peanut pods, hulls and kernels”. En: *Transactions of the ASAE* 18.2 (1975), págs. 370-375.
- [10] N. N. Mohsenin. *Physical Properties of Plant and Animal Materials*. New York: Gordon y Breach Science Publishers, 1970.
- [11] Stephen Whitaker. “Forced convection heat transfer correlations for flow in pipes, past flat plates, single cylinders, single spheres, and for flow in packed beds and tube bundles”. En: *AIChE Journal* 18.2 (1972), págs. 361-371.
- [12] George C Lindauer. “Heat transfer in packed and fluidized beds by the method of cyclic temperature variations”. En: *AIChE Journal* 13.6 (1967), págs. 1181-1187.
- [13] Pei-Xue Jiang et al. “Experimental and numerical investigation of forced convection heat transfer of air in non-sintered porous media”. En: *Experimental Thermal and Fluid Science* 28.6 (2004), págs. 545-555.

- [14] N. Wakao, S. Kagueli y T. Funazkri. "Effect of Fluid Dispersion Coefficients on Particle-to-Fluid Heat Transfer Coefficients in Packed Beds". En: *Chemical Engineering Science* 34.3 (1979), págs. 325-336.
- [15] B Sadashive Gowda, GSVL Narasimham y MV Krishna Murthy. "Forced-air precooling of spherical foods in bulk: A parametric study". En: *International Journal of Heat and Fluid Flow* 18.6 (1997), págs. 613-624.
- [16] Suhaimi Misha et al. "The CFD Simulation of Tray Dryer Design for Kenaf Core Drying". En: *Applied Mechanics and Materials* 393 (2013), págs. 717-722. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.393.717.
- [17] Suhaimi Misha et al. "The Prediction of Drying Uniformity in Tray Dryer System Using CFD Simulation". En: *International Journal of Machine Learning and Computing* 3.5 (oct. de 2013), págs. 419-422. DOI: 10.7763/IJMLC.2013.V3.352.
- [18] Manop Rakyat et al. "Study of air distribution in tray dryer using computational fluid dynamics". En: *Engineering and Applied Science Research* 48.6 (2021), págs. 684-693. DOI: 10.14456/easr.2021.69.
- [19] J. Nikuradse. *Laws of Flow in Rough Pipes*. Technical Memorandum TM 1292. Translation of "Strömungsgesetze in rauhen Rohren," VDI-Forschungsheft 361, B Band 4, Juli/August 1933. Translated by S. Reiss, Research Information Service, New York. National Advisory Committee for Aeronautics, nov. de 1950. URL: <https://boulderschool.yale.edu/sites/default/files/files/Nikuradse%20Laws%20of%20Flow%20in%20Rough%20Pipes%201933.pdf>.
- [20] Yunus A. Cengel y Afshin J. Ghajar. *Heat and Mass Transfer: Fundamentals and Applications*. Sixth edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2020. ISBN: 9780073398198.
- [21] Y.A. Cengel, M.A. Boles y M. Kanoglu. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. McGraw-Hill US Higher Ed ISE, 2023. ISBN: 9781266313240.
- [22] H. K. Versteeg y W. Malalasekera. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. 2nd. Harlow, England: Pearson Education, 2007. ISBN: 978-0131274983.
- [23] T. W. Becker y B. Kaus. *GEOL557: Numerical Modeling of Earth Systems – Problem Set: Finite-Difference Advection*. University of Texas at Austin. 2016.
- [24] Rajesh Bhaskaran y Lance Collins. *Introduction to CFD Basics*. <https://dragonfly.tam.cornell.edu/teaching/mae5230-cfd-intro-notes.pdf>. 2023.
- [25] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). "Duct Design". En: *2021 ASHRAE Handbook – Fundamentals*. Atlanta, GA: ASHRAE, 2021. Cap. 21, págs. 21.5-21.13. ISBN: 978-1947192934.
- [26] Frank M. White. *Fluid Mechanics*. 7th. McGraw-Hill Education, 2011. ISBN: 978-0073529349.
- [27] Mostafa Taherian, Seyed Ahmad Reza Saeidi Hosseini y Abdolmajid Mohammadian. "Overview of Outfall Discharge Modeling with a Focus on Turbulence Modeling Approaches". En: *Advances in Fluid Mechanics: Modelling and Simulations*. Ed. por Dia Zeidan et al. Singapore: Springer Nature Singapore, 2022, págs. 139-177. ISBN: 978-981-19-1438-6. DOI: 10.1007/978-981-19-1438-6_4. URL: https://doi.org/10.1007/978-981-19-1438-6_4.

- [28] Timur. *Cutting a Circle into equal parts with Parallel Cuts*. <https://planetcalc.com/8943/>. Creado: 2019, última actualización: 2020. 2020.
- [29] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE). *Fitting Loss Coefficients: Online Supplemental Material Accompanying *Principles of Heating, Ventilating, and Air Conditioning**, 9th ed. Supplemental PDF, © 2021 ASHRAE. ASHRAE, 2021. URL: https://xp20.ashrae.org/SupplementalFiles/PHVAC9/Fitting_Loss_Coefficients.pdf#:~:text=Co%20A1%2FAo%20%CE%B8%2C%20degrees%20,88.
- [30] The Engineering ToolBox. *Minor Loss in Air Ducts and Fittings*. URL: https://www.engineeringtoolbox.com/minor-loss-air-ducts-fittings-d_208.html (visitado 26-10-2023).
- [31] Catálogo HC/EC: Ventiladores helicoidales murales con motor EC Technology IE5. Ver. v2. Catálogo técnico. Fecha de edición: 17 nov. 2023. SODECA S.L.U. Gurb (Barcelona), España, 2023. URL: https://www.sodeca.com/es/catalogo/HC_EC_ES_v2.pdf.
- [32] SODECA S.L.U. *Información de diseño ecológico: Características del punto de máxima eficiencia (BEP) para ventiladores helicoidales HC/EC*. Folleto ErP conforme al Reglamento (UE) 327/2011, incluye tabla de eficiencia estática η_e en el BEP. Sodeca, 2023. URL: <https://www.sodeca.co/es/doc/erp/1000000791>.
- [33] *Real Decreto 552/2019, de 27 de septiembre, por el que se aprueban el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias (ITC IF-14)*. Boletín Oficial del Estado, núm. 256, 24 de octubre de 2019. Entrada en vigor: 2 de enero de 2020. 2019. URL: <https://www.boe.es/eli/es/rd/2019/09/27/552> (visitado 09-07-2025).
- [34] *Technical Terms*. Orion Fans. Dallas, TX, N.D.

Anexos

Apéndice A

Código MATLAB de la alternativa 1

A continuación se presenta el código MATLAB empleado en la simulación del modelo térmico explícito:

```
clc
clear
close all

% Propiedades del cilindro
L = 0.03; % Longitud del cilindro (m)
d = 0.01; % Diámetro del cilindro (m)
k = 0.15; % Conductividad térmica (W/m K)
rho = 980; % Densidad (kg/m^3)
cp = 1822; % Calor específico (J/kg K)
alpha = k / (rho * cp); % Difusividad térmica (m^2/s)
P = pi * d; % Perímetro (m)
A = pi * (d/2)^2; % Área transversal (m^2)

% Propiedades del aire
D = 0.0118; % Diámetro exterior del aire (m)
A_a = pi * ((D/2)^2 - (d/2)^2); % Área transversal del aire (m^2)
V = 0.8; % Velocidad del aire (m/s)
rho_a = 1.2; % Densidad del aire (kg/m^3)
cp_a = 1007; % Calor específico del aire (J/kg K)
k_a = 0.02551; % Conductividad térmica del aire
nu = 1.562 * 10^-5; % Viscosidad cinemática del aire (m^2/s)
T_infty = 30; % Temperatura ambiente (C)
m_dot = rho_a * V * A_a; % Flujo másico del aire (kg/s)
Re = (V * d / nu);
Pr = 0.7;
h = (2 + 1.1 * Pr^(1/3) * Re^0.6) * k_a / d; % Coeficiente de convección

% Condiciones iniciales
T0 = 110.3; % Temperatura inicial del cilindro (C)

% Discretización
```

```

N = 50; % N mero de nodos espaciales
dx = L / (N - 1);
dt = 0.9 * dx / V; % Paso de tiempo (s)
Tiempo_total = 600; % Tiempo total de simulaci n (s)
Nt = round(Tiempo_total / dt); % N mero de pasos de tiempo

Fo = alpha * dt / dx^2;
if Fo > 0.5
    error('El_paso_de_tiempo_es_demasiado_grande_para_la_estabilidad_del_m todo');
end

% Vectores de posici n y tiempo
x = linspace(0, L, N);
t = linspace(0, Tiempo_total, Nt);

% Inicializaci n de matrices de temperatura
T = T0 * ones(N, Nt); % Temperatura del cilindro
T_a = T_infty * ones(N, Nt); % Temperatura del aire

for j = 1:Nt-1

    T(1, j+1) = T(1, j) + (dt / (rho * cp)) * ( ...
        k * (T(2, j) - T(1, j)) / dx^2 - ...
        (h * P / A) * (T(1, j) - T_infty)...
    );
    % Actualizar temperatura del aire
    for i = 2:N-1
        % Ecuaci n del aire
        T_a(i, j+1) = T_a(i, j) + dt * (h * P / (rho_a * A_a * cp_a) ...
            * (T(i, j) - T_a(i, j)) - V / dx * (T_a(i, j) - T_a(i-1, j)));
    end

    % Actualizar temperatura del cilindro
    for i = 2:N-1

        % Ecuaci n del cilindro
        T(i, j+1) = T(i, j) + (dt / (rho * cp)) * ( ...
            k * (T(i+1, j) - 2*T(i, j) + T(i-1, j)) / dx^2 - ...
            (h * P / A) * (T(i, j) - T_a(i, j))...
        );
    end
    T(N, j+1) = T(N, j) + (dt / (rho * cp)) * ( ...
        k * (T(N-1, j) - T(N, j)) / dx^2 - ...
        (h * P / A) * (T(N, j) - T_a(N, j))...
    );

end
end

```

```

% Extraer la temperatura del ltimo nodo a lo largo del tiempo
T_extremo = T(N, :);

% Crear una nueva figura
figure;

% Graficar la temperatura del extremo del cilindro en funci n del tiempo
plot(t/60, T_extremo, 'b', 'LineWidth', 2);
hold on;
% Aadir la temperatura del aire ambiente para referencia
plot(t/60, T_infty * ones(size(t)), '—r', 'LineWidth', 1.5);

% Aadir etiquetas, ttulo y leyenda
xlabel('Tiempo_(min)', 'FontSize', 12);
ylabel('Temperatura_(C)', 'FontSize', 12);
title('Curva_de_enfriamiento_en_el_extremo_del_cilindro', 'FontSize', 14);
legend('Temperatura_simulaci n', 'Temperatura_del_aire_ambiente');
% Liberar hold para futuras gr ficas
hold off;

```

Apéndice B

Código MATLAB de la alternativa 2

```
clc
clear
close all

% Par metros físicos
L = 1; % Longitud de la placa (m)
delta = 0.03; % Espesor de la placa (m)
rho = 600; % Densidad del man (kg/m^3)
cp = 1822; % Calor específico del man (J/kg K)
k = 0.15; % Conductividad térmica del man (W/m K)
rho_a = 1.145; % Densidad del aire (kg/m^3)
V = 7; % Velocidad del aire (m/s)
A_a = 0.03; % Área ducto de aire
H = 0.03;
cp_a = 1007; % Calor específico del aire (J/kg K)
k_a = 0.02625;
nu = 1.655 * 10^-5; % Viscosidad cinemática del aire (m^2/s)
mdot = rho_a * V * A_a; % Flujo másico del aire (kg/s)
T0 = 120; % Temperatura inicial de la placa (°C)
Ta0 = 25; % Temperatura inicial del aire (°C)
alpha = k / (rho * cp); % Difusividad térmica
Re = V * L / nu;
Pr = 0.7;
h = 0.037 * Re^(4/5) * Pr^(1/3) * k_a / L; % Coeficiente de convección

% Parámetros numéricos
N = 100; % Número de nodos espaciales
dx = L / (N - 1); % Paso espacial (m)
dt = 0.9 * dx / V; % Paso de tiempo (s)
t_final = 4000; % Tiempo total de simulación (s)
Nt = round(t_final / dt); % Número de pasos de tiempo

% Inicialización de variables
```

```

x = linspace(0, L, N)';      % Coordenadas espaciales
t = linspace(0, t_final, Nt); % Coordenadas temporales

T = T0 * ones(N, Nt);        % Temperatura de la placa en t=0
T_a = Ta0 * ones(N, Nt);      % Temperatura del aire en x=0

% Bucle temporal
for j = 1:Nt-1
    T(1, j+1) = T(1, j) + (dt * alpha / dx^2) * (T(2, j) - T(1, j))...
        - 2 * h * dt / (delta * rho * cp) * (T(1, j) - Ta0);

    % Actualizar temperatura del aire
    for i = 2:N-1
        % Ecuación del aire
        T_a(i, j+1) = T_a(i, j) + dt * (h / (rho_a * H * cp_a) ...
            * (T(i, j) - T_a(i, j)) - V / dx * (T_a(i, j) - T_a(i-1, j)));
    end

    % Actualización de la temperatura de la placa
    for i = 2:N-1
        T(i, j+1) = T(i, j) + (dt * alpha / dx^2) * (T(i+1, j) ...
            - 2 * T(i, j) + T(i-1, j)) - 2 * h * dt / (delta * rho * cp) ...
            * (T(i, j) - T_a(i, j));
    end

    T(N, j+1) = T(N, j) + (dt * alpha / dx^2) * (T(N-1, j) - T(N, j))...
        - 2 * h * dt / (delta * rho * cp) * (T(N, j) - T_a(N, j));
end
% Extraer la temperatura del último nodo a lo largo del tiempo
T_extremo = T(N, :);

% Crear una nueva figura
figure;

% Graficar la temperatura del extremo de la placa en función del tiempo
plot(t/60, T_extremo, 'b', 'LineWidth', 2);
hold on;

% Añadir la temperatura del aire ambiente para referencia
plot(t/60, Ta0 * ones(size(t)), '—r', 'LineWidth', 1.5);

% Añadir etiquetas, título y leyenda
xlabel('Tiempo_(min)', 'FontSize', 12);
ylabel('Temperatura_(C)', 'FontSize', 12);
title('Curva_de_enfriamiento_en_el_extremo_final_de_la_placa', 'FontSize', 14);

```

```
legend( 'Temperatura', 'Temperatura_del_aire_ambiente');
```

```
% Liberar hold para futuras gráficas  
hold off;
```

Apéndice C

CFD

C.0.1. Modelo computacional y condiciones de frontera

La simulación se resolvió en *Ansys Fluent (Licencia Estudiantil)*. Se configuró una entrada un caudal de diseño consistente con la velocidad mínima requerida (ver capítulo 6.2) y a la salida una condición de presión manométrica 0 Pa (tabla C.1). En la figura C.1a se observa gráficamente el dominio computacional utilizado.

Ubicación	Condiciones de flujo
Entrada	Tasa de flujo másico (aire) $\dot{m} = 6,8 kg/s$
Salida	Presión de salida $P_{man} = 0 Pa$
Paredes	No deslizamiento

Tabla C.1: Condiciones de frontera de la simulación.

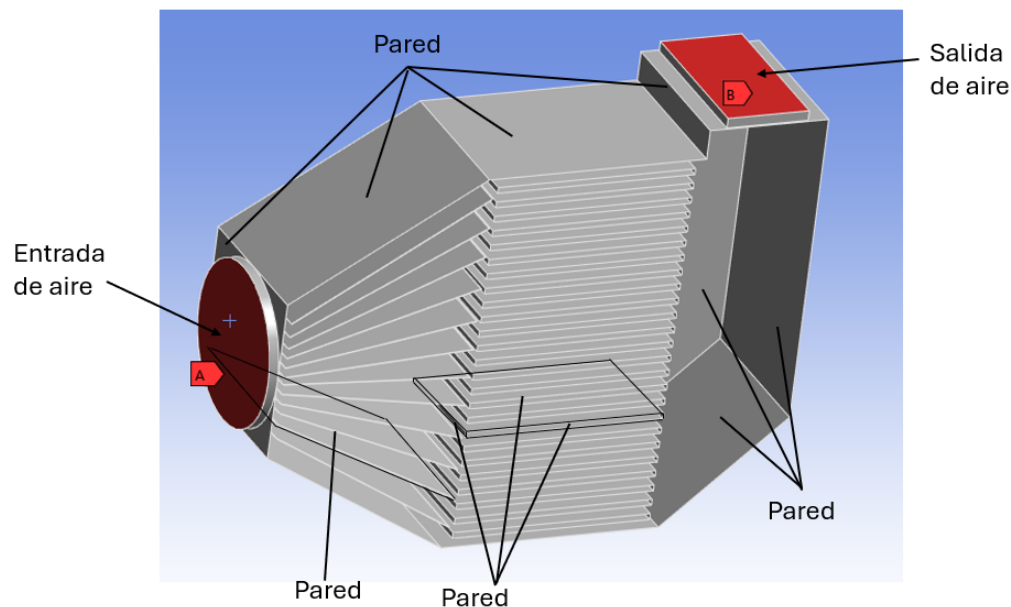


Figura C.1: Representación geométrica del dominio

Se empleó un modelo RANS $k-\varepsilon$ realizable, flujo incompresible y funciones de pared de no equilibrio como se observa en la figura C.2. El mallado se generó con el método MultiZone con un tipo de malla Hexa-Tetra; adicionalmente, se añadieron capas de inflación en las divisiones de la zona de distribución y en las ranuras que representan las bandejas. Finalmente, se definió un cuerpo de interés en la zona de las bandejas con el fin de tener un mayor refinamiento en esta zona. El total de celdas fue 1,045,971, distribuidas predominantemente en prisma triangular (Wedge6) con 83,04 %, tetraédrico (Tet4) con 16,94 %, y Hexaédrico (Hex8) y piramidal con 0,02 %. La calidad resultó adecuada, con skewnes medio = 0.28989 y calidad ortogonal media = 0.69881.

Model	Model Constants
☐ Inviscid ☐ Laminar ☐ Spalart-Allmaras (1 eqn) ☒ k-epsilon (2 eqn) ☐ k-omega (2 eqn) ☐ Transition k-kl-omega (3 eqn) ☐ Transition SST (4 eqn) ☐ Reynolds Stress (7 eqn) ☐ Scale-Adaptive Simulation (SAS) ☐ Detached Eddy Simulation (DES) ☐ Large Eddy Simulation (LES)	C2-Epsilon 1.9 TKE Prandtl Number 1 TDR Prandtl Number 1.2
k-epsilon Model ☐ Standard ☐ RNG ☒ Realizable	User-Defined Functions Turbulent Viscosity none
Near-Wall Treatment ☐ Standard Wall Functions ☐ Scalable Wall Functions ☒ Non-Equilibrium Wall Functions ☐ Enhanced Wall Treatment ☐ Menter-Lechner ☐ User-Defined Wall Functions	Prandtl Numbers TKE Prandtl Number none TDR Prandtl Number none

Figura C.2: Modelo de turbulencia utilizado y sus parámetros

Los cálculos se resolvieron en régimen estacionario, los residuales de velocidad y los parámetros de turbulencia (figura C.3) muestran un descenso rápido en las primeras 200 iteraciones con una notable convergencia y estabilidad hacia las demás iteraciones. Las ecuaciones de velocidad caen más de tres ordenes de magnitud y se mantienen entre 10^{-5} y 10^{-4} . En cuanto a los términos de turbulencia, κ y ε se ubican alrededor de 10^{-3} y la ecuación de continuidad se estabiliza en 10^{-2} .

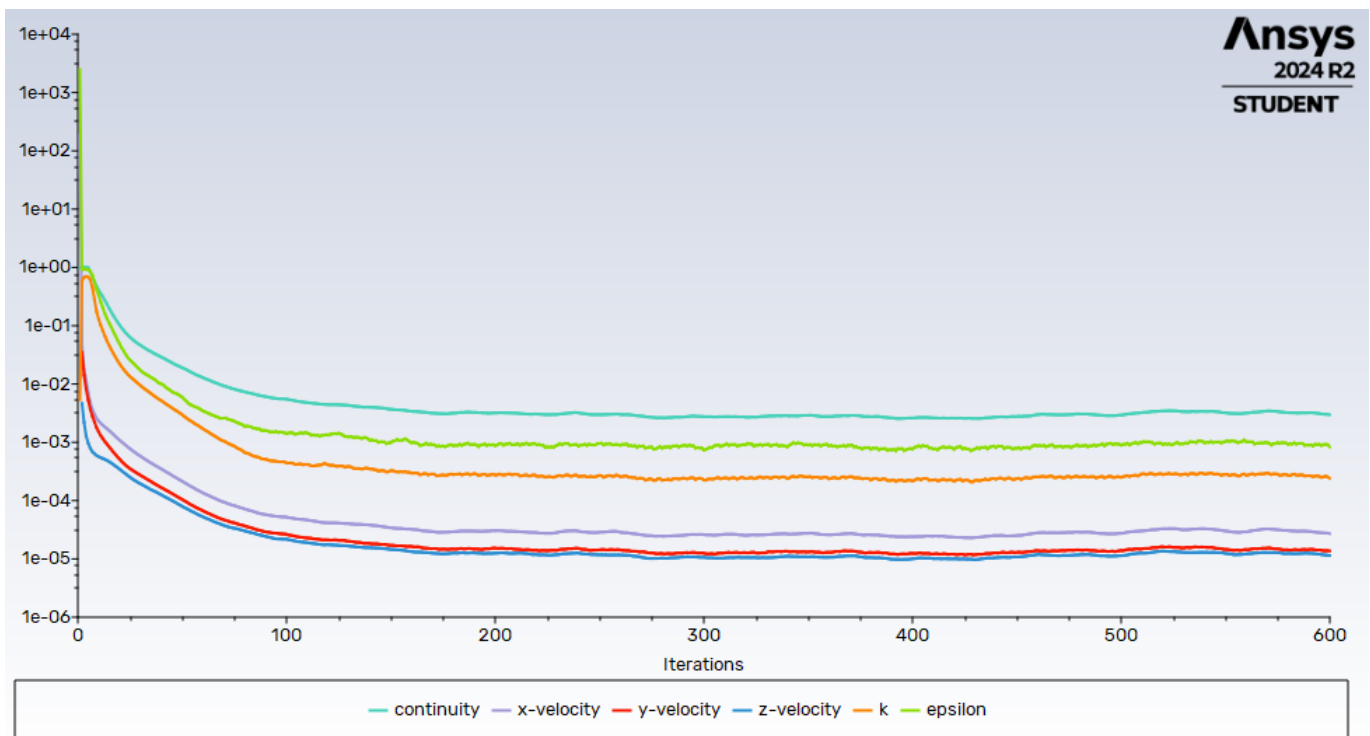


Figura C.3: Gráfico de residuales de velocidad (x, y, z) y parámetros de turbulencia (k , epsilon y continuidad).

Con el fin de evaluar la sensibilidad del campo de velocidades al refinamiento, se definieron cinco canales representativos del recorrido entre las bandejas; para ello, se definieron superficies de control entre dichos espacios, como se observa en la figura C.4 para una malla fina con 1,045,971 elementos, media con 543,672 elementos y gruesa con 272,449 elementos (ver figura C.5). El refinamiento se implementó manteniendo la misma topología y tipo de celda en todas las mallas, garantizando consistencia geométrica, donde se determinó el número de elementos a partir de la razón de crecimiento de $r \approx 1,25$.

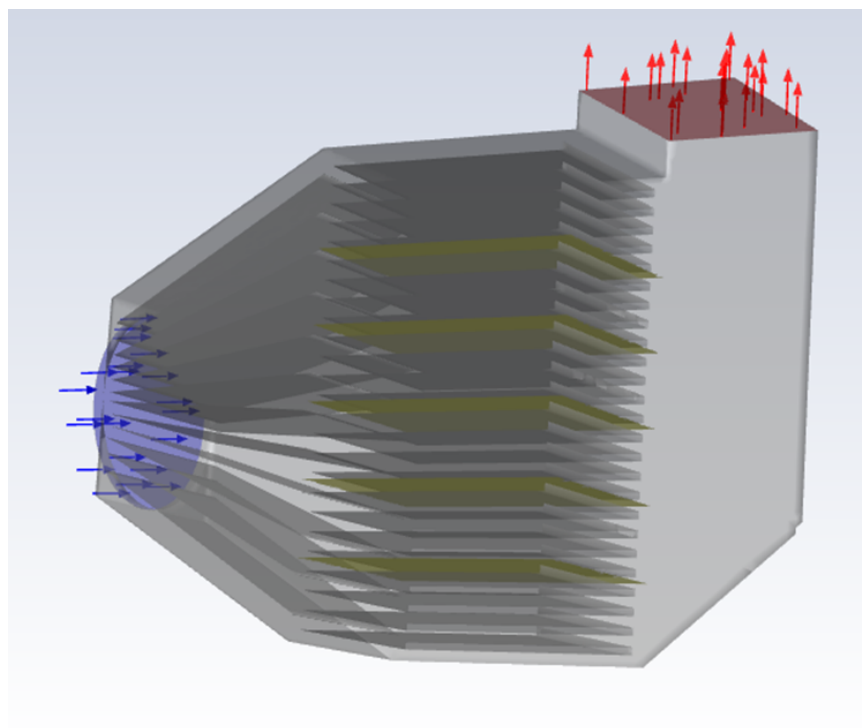


Figura C.4: Ubicación de superficies (en color amarillo) de medición de magnitud de velocidad media ponderada por área

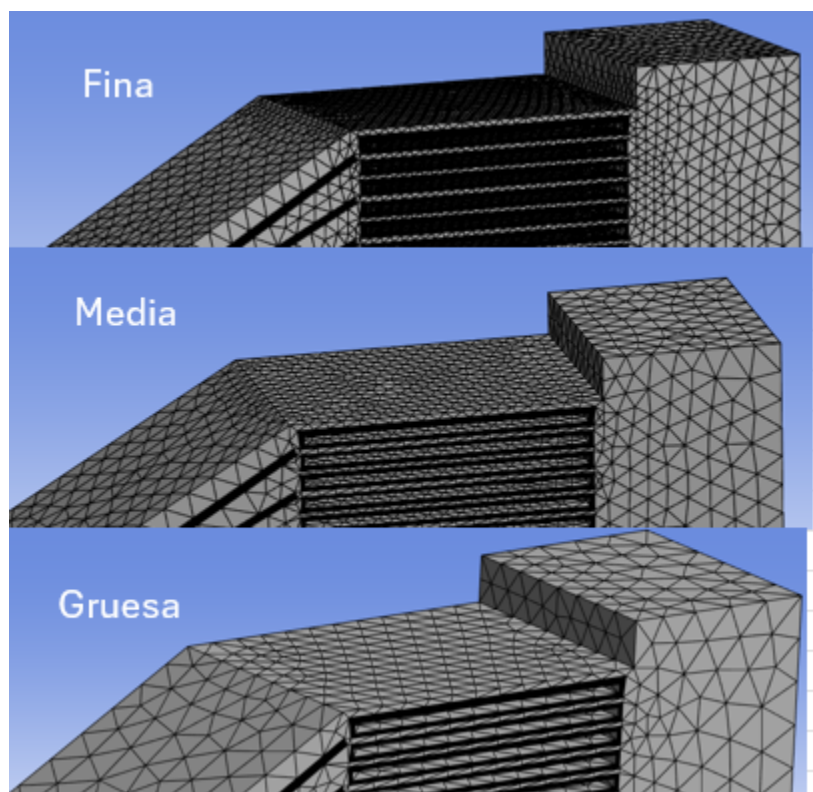


Figura C.5: Configuración de mallado fino, medio y grueso

Dado que el objetivo de la simulación era evaluar el reparto del flujo, se seleccionó como cantidad de interés (QoI) la velocidad media ponderada por área $\bar{v}$ sobre las 5 superficies dispuestas. En la tabla C.2 se observan las velocidades medias ponderadas para los tres tipos de malla, en los canales 5, 9, 13, 17 y 21 de las bandejas contados de abajo hacia arriba, junto con las diferencias entre mallas ε_{MF} y ε_{MG} . Los subíndices F, M y G representan la malla fina, media y gruesa, respectivamente.

Los resultados muestran una diferencia entre malla gruesa y media ε_{MG} en el rango de 1,12 – 6,13 % y diferencia entre malla media y fina ε_{MF} con variaciones por debajo del 3 %, lo que evidencia la estabilización del campo de velocidades y, por tanto, la independencia frente al refinamiento de la malla. Esta independencia se pudo lograr a pesar de las limitaciones de la versión estudiantil de un máximo de 1,048,000 elementos, gracias al uso de capas de inflación en las zonas más críticas como la sección de las bandejas y las láminas de reparto, así como un refinamiento localizado en la zona de bandejas, dada la estreches de los espacios entre ellas.

Tabla C.2: Resultados del análisis de independencia de malla con base en la velocidad media ponderada por área

Plano	Canal	$\bar{v}_F$ (m/s)	$\bar{v}_M$ (m/s)	$\bar{v}_G$ (m/s)	ε_{MF} (%)	ε_{MG} (%)
1	5	6.451	6.296	6.594	2.41	4.74
2	9	6.274	6.116	5.912	2.52	3.34
3	13	5.882	5.828	5.471	0.91	6.13
4	17	5.871	5.973	5.790	1.74	3.07
5	21	6.309	6.206	6.276	1.63	1.12

C.0.2. Resultado CFD del diseño final

La solución se aprecia en las figuras. C.6–C.8 las cuales muestran las *streamlines*, *vectores de trayectoria* y los contornos de velocidad en 3 planos transversales entre las bandejas. Se aprecia una distribución homogénea del flujo a lo largo de los canales formados por las bandejas, compatible con el criterio de diseño de uniformidad de enfriamiento. Este resultado orienta la selección del ventilador y respalda la viabilidad del arreglo horizontal simultáneo sobre y bajo las bandejas.

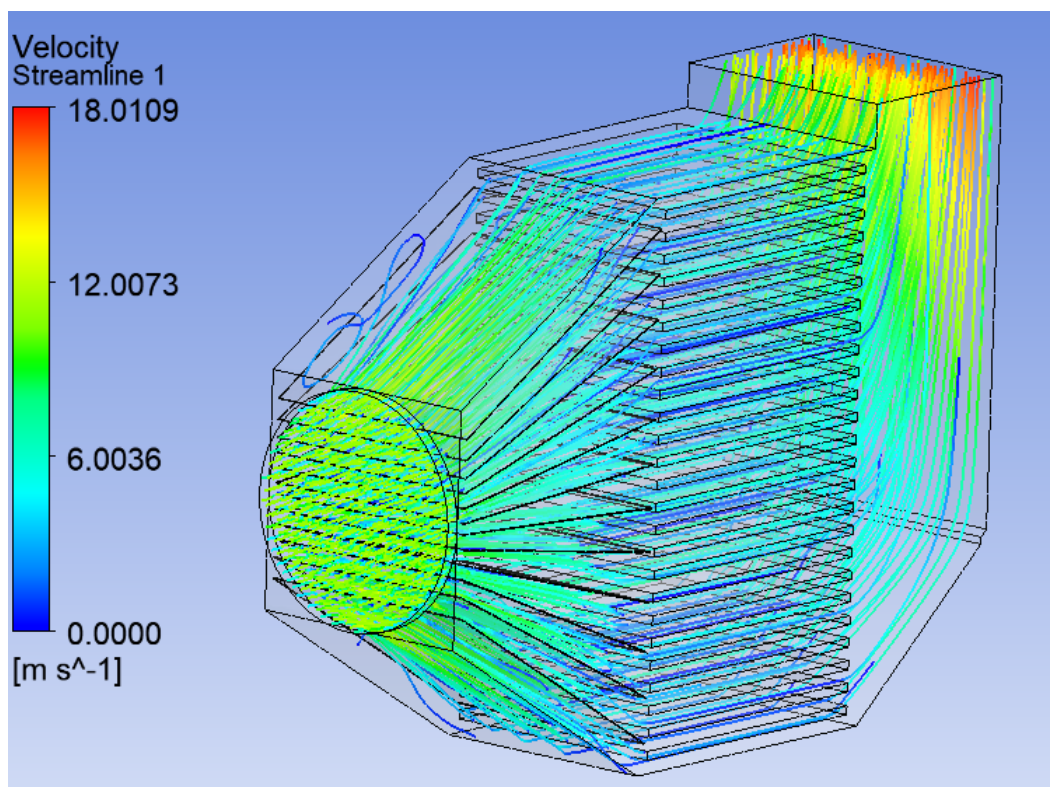


Figura C.6: Simulación CFD del diseño final con vista isométrica con líneas de trayectoria.

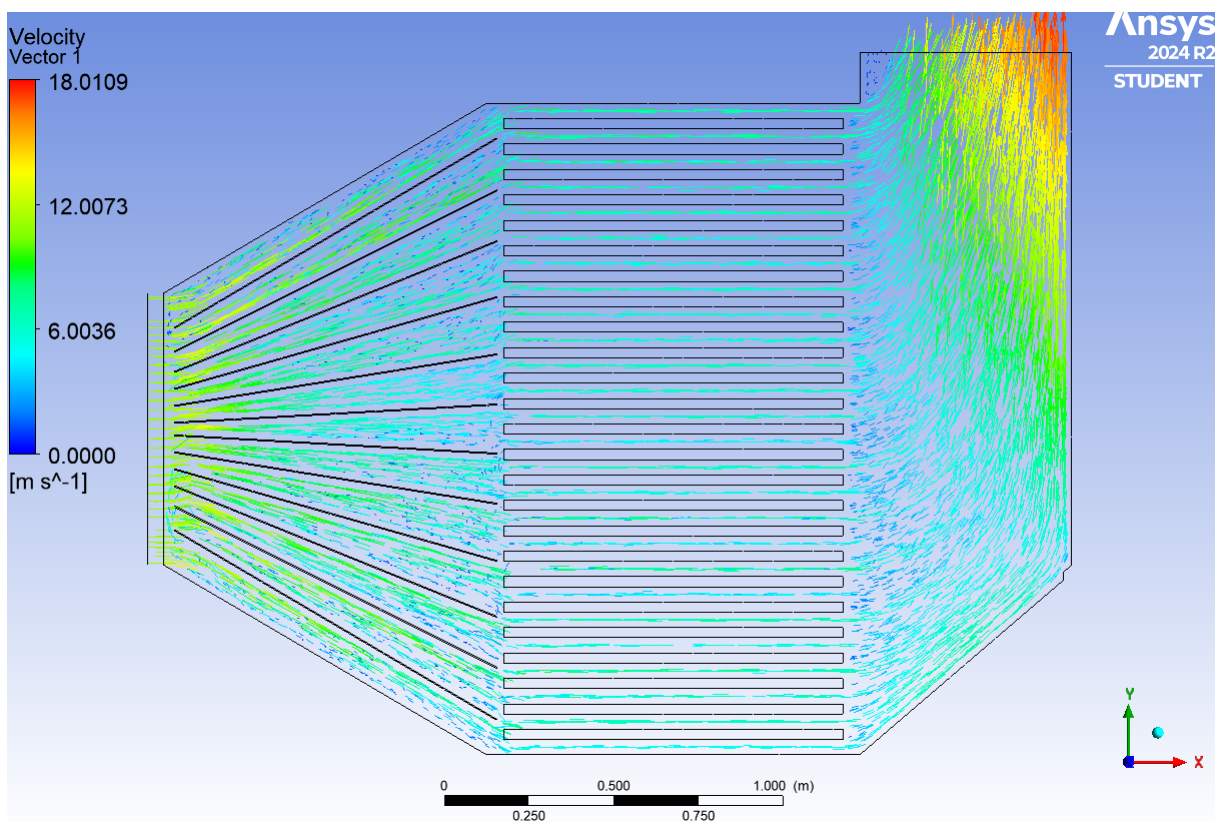


Figura C.7: Simulación CFD del diseño final con vista isométrica con vectores de trayectoria.

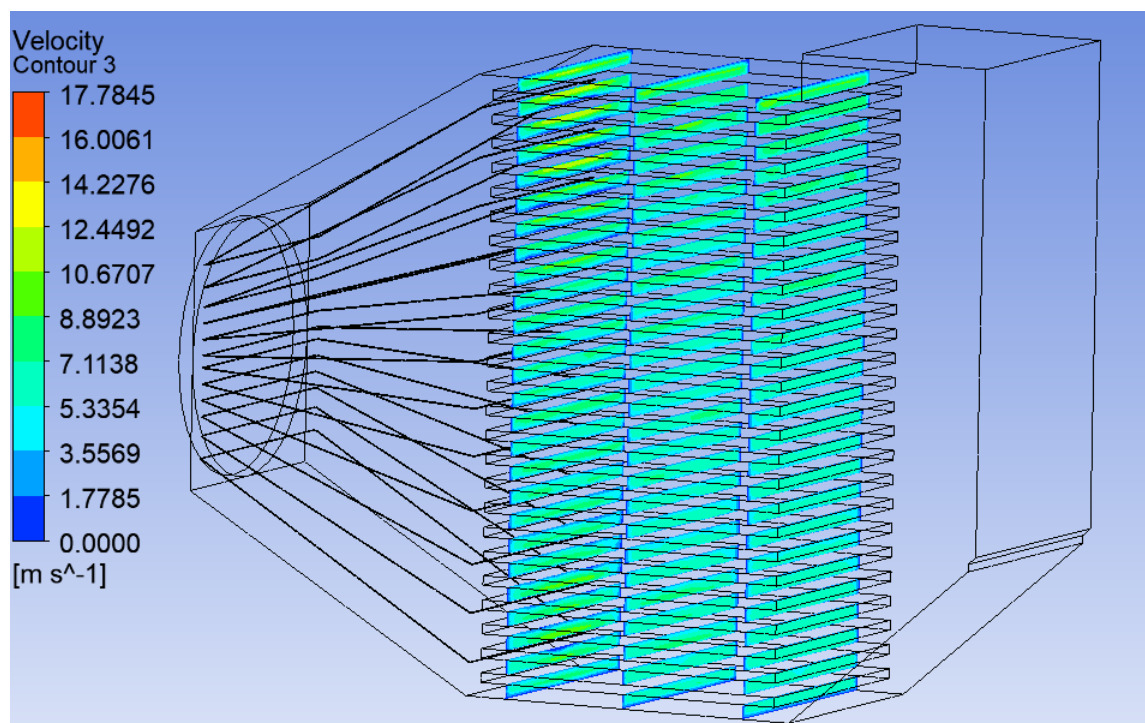


Figura C.8: Simulación CFD del diseño final con vista isométrica con contornos de velocidades entre las bandejas