

UNIVERSIDAD NACIONAL DE CÓRDOBA
Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y
Naturales

Caracterización de túnel y cámara de
congelación para producción de masas de pizza
a escala industrial

Trabajo Final de la Facultad de Ciencias Exactas, Físicas y Naturales de la
Universidad Nacional de Córdoba conforme
a los requisitos para obtener el título de Ingeniero Químico

por

Alcover, Mario Yemen

Quintela Cornaglia, Damián José

Directores:

Ribotta, Pablo Daniel

Severini, Hernán

Córdoba, Argentina

Resumen

En el presente Proyecto Integrador (PI) se abordará el proceso de cálculo y de toma de decisiones para seleccionar el equipo de congelación más adecuado en el diseño de una cámara de almacenamiento para una línea de bollos de masa de pizza congelada destinada a una cadena de pizzerías. Dicha cámara se planea incorporar a una panificadora en funcionamiento.

Como punto de partida se tuvieron restricciones de espacio que limitaron el tamaño y la forma de los equipos a caracterizar. Por un lado, los equipos deben ubicarse en un establecimiento (Panadería Alcover) ya existente en la ciudad de San Rafael, Mendoza funcionando con sus líneas de producción estándares, por lo que se deben adaptar al mismo. Por otro lado, un limitante a la hora de determinar la cantidad de producto a congelar es el volumen de ventas de bollos de masa de pizza estimado.

Legalmente se debe conseguir una temperatura -15°C en el punto crítico del alimento (en este caso el centro geométrico del bollo) fijada por el Código Alimentario Argentino. Este es un factor que influye en el diseño del túnel de congelación ya que el producto debe estar el tiempo suficiente dentro del túnel para llegar a la temperatura antes mencionada. Además, para cumplir con este requisito, el túnel deberá tener una potencia suficiente para generar un caudal de aire a una temperatura que permita este intercambio de calor.

Para realizar los cálculos pertinentes se requieren ciertos modelos de cálculo de transferencia de calor, así como modelos de aproximación geométrica para estimar adecuadamente el comportamiento que tendrá el producto en determinadas condiciones. Para este caso se utilizó el modelo de transferencia de calor heterogéneo en estado transiente y modelo de congelación de Plank.

Para los cálculos antes señalados, es necesario tener datos experimentales con bollos de masa de la misma composición y geometría que los que tendrán los producidos en la Panadería Alcover. Se utiliza equipamiento de frío (equipo de ultracongelación) instalado en una panadería industrial de la ciudad de Córdoba para obtener estos datos necesarios para modelar el comportamiento ante el enfriamiento y la congelación.

Con los datos teóricos obtenidos se sugiere la caracterización de los equipos según las especificaciones determinadas en este PI.

Índice.

| | |
|--|----|
| Introducción..... | 5 |
| Propuesta al público..... | 8 |
| Instalaciones y Lay-Out..... | 9 |
| Definiciones Básicas..... | 11 |
| Sistemas y Métodos de congelación Industrial de alimentos..... | 14 |
| Técnicas de congelación..... | 16 |
| Congelamiento por ráfaga o circulación de aire forzado (Blast freezing)... | 16 |
| Cuartos de conservación en cámara frigorífica..... | 17 |
| Túneles estacionarios de células de congelación de ráfaga..... | 17 |
| Congelador para carros..... | 18 |
| Congeladores de banda transportadora recta..... | 19 |
| Congeladores de banda transportadora recta de pasos múltiples..... | 20 |
| Congeladores de lecho fluidizado..... | 20 |
| Congeladores de banda de espiral..... | 21 |
| Elección de tecnología..... | 22 |
| Objetivos..... | 24 |
| Objetivo General..... | 24 |
| Objetivos Específicos..... | 24 |
| Materiales y Métodos..... | 25 |
| Sistemas y Métodos de congelación Industrial de alimentos..... | 25 |
| Propiedades Térmicas de los alimentos..... | 25 |
| Contenido de agua..... | 26 |
| Punto inicial de congelación..... | 26 |
| Fracción de Hielo..... | 26 |
| Fracción de agua ligada..... | 27 |
| Densidad..... | 27 |
| Calor específico..... | 27 |
| Entalpía..... | 28 |
| Conductividad Térmica..... | 29 |
| Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección..... | 30 |
| Tiempo de congelación..... | 30 |
| Cálculo de Carga Térmica..... | 35 |
| Cálculo y análisis..... | 37 |

| | |
|--|----|
| Túnel de congelación..... | 37 |
| Composición..... | 37 |
| Composición a 22,2°C..... | 37 |
| Composición a -15°C..... | 37 |
| Forma Plana..... | 54 |
| Carga Túnel de Congelación..... | 54 |
| Cámara de Almacenamiento..... | 56 |
| Calculo Espesor del Aislante (-18°C)..... | 59 |
| Cálculo de la carga térmica..... | 62 |
| Carga térmica debida a las pérdidas por transmisión por paredes, techo y suelo (puente térmico)..... | 62 |
| Carga térmica debida a la renovación necesaria de aire..... | 63 |
| Carga térmica debida al calor desprendido por maquinaria..... | 64 |
| Carga térmica aportada por las personas..... | 65 |
| Carga térmica aportada por la iluminación..... | 65 |
| Carga térmica aportada por el enfriamiento del cartón de envase..... | 66 |
| Carga térmica total..... | 66 |
| Presupuesto estimado..... | 67 |
| Presupuesto cámara de almacenamiento..... | 67 |
| Presupuesto estimado túnel de congelación..... | 68 |
| Presupuesto de funcionamiento de equipos..... | 69 |
| Cámara de almacenamiento..... | 69 |
| Túnel de congelación..... | 69 |
| Conclusiones..... | 75 |
| Índice de símbolos..... | 78 |
| Índice de Figuras, Tablas y Planos..... | 82 |
| Bibliografía..... | 84 |

Introducción.

La empresa Gabbo Pizza es una empresa naciente de comida rápida, que se dedica a vender pizzas de bajo costo. La misma tiene como misión “Ser la primera cadena de unidades de franquicia especializada en la venta de productos gastronómicos Low Cost, brindando siempre productos de calidad que garanticen la satisfacción de nuestros clientes.” A su vez, tiene como visión “Desarrollar un modelo de negocio, rentable, productivo y adaptándonos a las posibilidades de los nuevos emprendedores para que se conviertan en nuestros aliados estratégicos a través de la adquisición de una de nuestras franquicias GABBO PIZZA”. Dado a que tienen su centro de operaciones y proveedores en la ciudad de San Rafael, tienen como objetivo centralizar la obtención de sus insumos en la misma ciudad. De esta forma tiene una localización idónea para lograr el primer objetivo que es la expansión del mercado a toda la región de cuyo (San Juan, San Luis y Mendoza).

Los dueños de la firma acercaron una propuesta a la panadería Alcover, que consiste en producir 300.000 (trescientos mil) bollos de masa para pizza al mes. Estos deben ser entregados congelados para su transporte y su posterior descongelamiento en el momento de su uso, dado a que la empresa planea mantener una imagen de pizzería artesanal, es necesario que la masa sea entregada en forma de bollos/cilindros sin estirar para poder ser manipulado y estirado en cada franquicia a la vista de los clientes. La panadería actualmente cuenta con una producción artesanal de productos de panificación variados. Por lo tanto, para poder cubrir las expectativas productivas es necesaria una industrialización de la panadería.

El presente trabajo se centra en el cálculo para determinar potencia mínima y tamaño del túnel de congelamiento así como el tiempo de residencia necesario para alcanzar la congelación total del producto. A su vez, se debe cumplir con las condiciones productivas puestas por la firma. También se aborda el diseño de la cámara de almacenamiento. Para esto se tomaron factores limitantes como la carga térmica a eliminar del producto y la cedida del ambiente según sus condiciones, el tamaño según la comodidad y volumen de producción, las especificaciones del Código Alimentario Argentino, entre otros.

Actualmente, la empresa (Gabbo Pizza) posee 4 franquicias ubicadas en la ciudad de Mendoza siendo la primera inaugurada el 1 de Julio de 2017, y se estiman la colocación de 10 franquicias más para finales del año 2018.

El espacio de producción para el cual se ha realizado el diseño se encuentra situado en la calle Julio Gerónimo Balloffet numeración 1368, en la ciudad de San Rafael, Mendoza (*Figura 1 y 2*). Actualmente en el lugar se llevan actividades de panadería artesanal, con atención al público y servicio de reparto a otros locales (despensas, kioscos, supermercados), además de servicios especiales por encargo como horneado de chivos y lechones.

Geográficamente está ubicada pocos kilómetros al norte del río Atuel.

Se posiciona como la segunda ciudad más importante de la provincia de Mendoza y es el principal centro turístico de todo Cuyo, albergando a más de 100.000 visitantes cada año.

Para el diseño se tuvieron en cuenta las variables extremas de temperatura y humedad relativa según la Dirección de Agricultura y Contingencias Climáticas del gobierno de Mendoza que fueron utilizadas más adelante (Figura 4 y 5).

Datos Anuales

| Departamento | Latitud | Longitud | Altura |
|--------------|-----------------|-----------------|--------|
| San Rafael | 34° 31' 35.7" S | 68° 25' 42.8" O | 813 |

Parámetro: Temperatura

| Fecha | Maxima | Media | Minima |
|---------|--------|-------|--------|
| 01-2016 | 37,3 | 23,1 | 11,3 |
| 02-2016 | 35,1 | 22,5 | 9,2 |
| 03-2016 | 32,1 | 19,7 | 9,5 |
| 04-2016 | 26,3 | 11,0 | -2,4 |
| 05-2016 | 27,0 | 10,8 | 0,0 |
| 06-2016 | 18,9 | 6,9 | -3,2 |
| 07-2016 | 19,7 | 6,0 | -5,3 |
| 08-2016 | 31,4 | 11,4 | -3,9 |
| 09-2016 | 29,2 | 12,1 | -4,3 |
| 10-2016 | 29,3 | 14,9 | 1,7 |
| 11-2016 | 35,9 | 19,3 | 0,9 |
| 12-2016 | 38,9 | 23,3 | 5,8 |

Datos Anuales

| Departamento | Latitud | Longitud | Altura |
|--------------|-----------------|-----------------|--------|
| San Rafael | 34° 31' 35.7" S | 68° 25' 42.8" O | 813 |

Parámetro: Umidita

| Fecha | Maxima | Media | Minima |
|---------|--------|-------|--------|
| 01-2016 | 93,0 | 59,3 | 0,0 |
| 02-2016 | 93,0 | 58,8 | 18,0 |
| 03-2016 | 92,0 | 61,8 | 26,0 |
| 04-2016 | 87,0 | 61,9 | 27,0 |
| 05-2016 | 90,0 | 74,9 | 0,0 |
| 06-2016 | 86,0 | 60,0 | 27,0 |
| 07-2016 | 87,0 | 61,0 | 10,0 |
| 08-2016 | 87,0 | 41,5 | 9,0 |
| 09-2016 | 87,0 | 38,1 | 9,0 |
| 10-2016 | 90,0 | 53,9 | 10,0 |
| 11-2016 | 81,0 | 39,0 | 9,0 |
| 12-2016 | 87,0 | 37,4 | 9,0 |

Figura 4. Temperaturas San Rafael.

Figura 5. Humedades San Rafael.

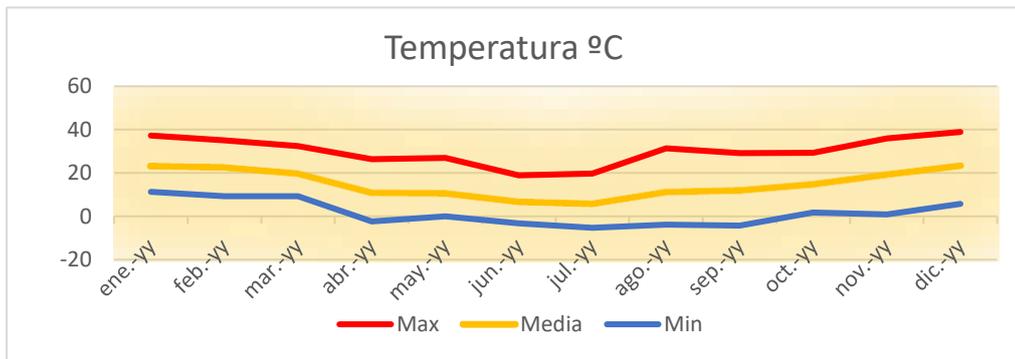


Figura 4.1.

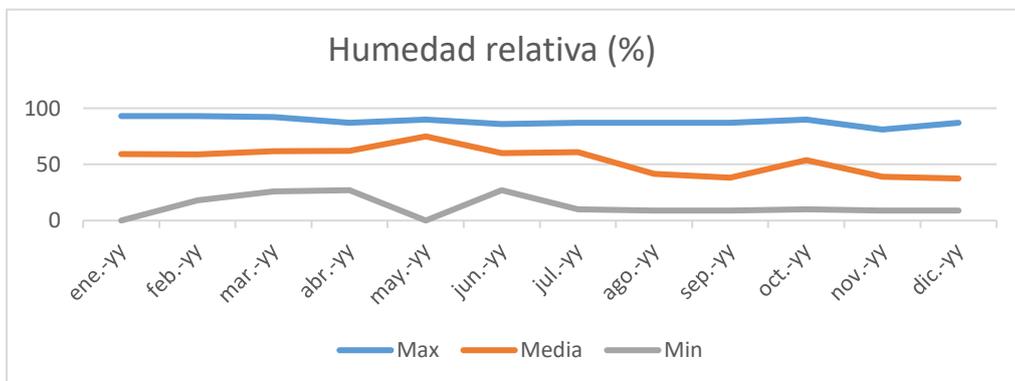


Figura 5.1.

Propuesta al público.

Se presentan los precios de Octubre 2017 obtenidos de la empresa (Figura 6).



GABBO PIZZA

GABBO PIZZA 
@GABBOpizza 
gabbopizza 
www.gabbopizza.com

ELEGI TU GABBO

GABBO 1:
1 Pizza Muzzarella x **\$59⁹⁹ c/u**

GABBO 2:
2 Pizzas Muzzarella x **\$49⁹⁹ c/u**

GABBO 3:
3 Pizzas Muzzarella x **\$39⁹⁹ c/u**

SABOREA UNA EXPERIENCIA DIFERENTE

-  Extra Muzzarella
-  Jamón Cocido
-  Huevo
-  Cebolla
-  Tomate Fresco
-  Aceitunas Laminadas
-  Morrones

AGREGA POR \$30^{CU}

EN GABBO, ARMA LA PIZZA COMO A VOS TE GUSTA.

LA PIZZA QUE SIEMPRE QUISISTE, AL PRECIO QUE SIEMPRE SOÑASTE.

1 PIZZA GRANDE DE MUZZARELLA DESDE \$39⁹⁹

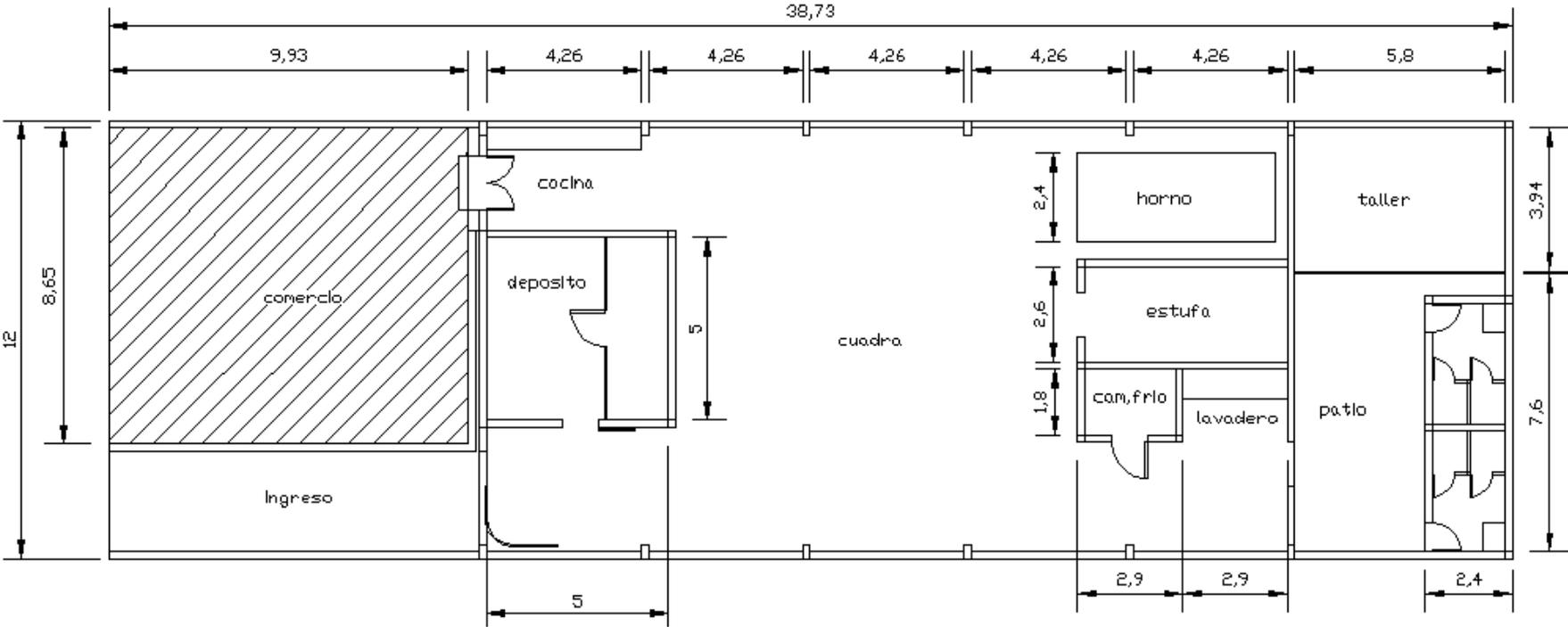
1 x \$59⁹⁹ - 2 x \$49⁹⁹ c/u - 3 x \$39⁹⁹ c/u

Figura 6. Precios y logo Gabbo Pizza.

Instalaciones y Lay-Out

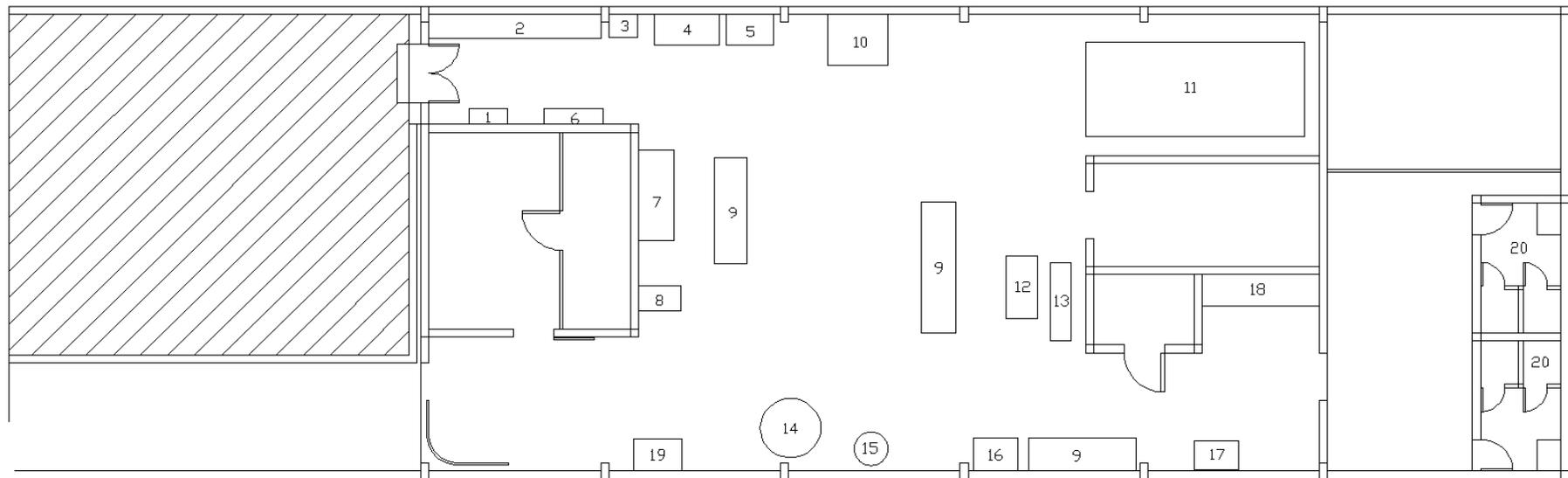
Se presenta el plano de las instalaciones de la panadería actuales. En base a los espacios libres asignados para la instalación de los equipos, es que se ha realizado el presente proyecto.

Plano 1



En el Plano 2 se puede observar las máquinas y equipos con su actual distribución en la panadería.

Plano 2



- | | | |
|------------------|-------------------------------|--------------------------|
| 1. Heladera | 7. Abolladora | 13. Grisinera |
| 2. Mesada | 8. Batidora | 14. Amasadora (4 bolsas) |
| 3. Cocina | 9. Torno (mesa) | 15. Amasadora (1 bolsa) |
| 4. Horno pizzero | 10. Horno rotativo Argentinal | 16. Sobadora |
| 5. Escalera | 11. Horno leña/gas | 17. Cortadora pan miga |
| 6. Freezers | 12. Armadora | 18. Bacha lavado |
| | | 19. Galletera |
| | | 20. Baño/vestuario |

Definiciones Básicas.

Del capítulo III del Código Alimentario Argentino (CAA) se pueden obtener las siguientes definiciones en relación a la conservación y tratamientos de los alimentos conservados o preservados.

- **Alimento perecedero:**

Artículo 157 Se entiende por Alimentos perecederos, aquellos que, en razón de su composición y/o características fisicoquímicas y biológicas, pueden experimentar alteraciones de diversa naturaleza que disminuyan o anulen su aceptabilidad en lapsos variables. Exigen condiciones especiales de conservación, almacenamiento y transporte. (Res MSyAS 25 del 14.08.95) "Todos los transportes interjurisdiccionales de alimentos perecederos por las características de los mismos deberán llevar en sus equipos termógrafos de control y registro de temperaturas, con el fin de verificar la correcta cadena de frío desde su origen al lugar de destino, cuando la distancia a recorrer supere 70 (setenta) km. Estos termógrafos saldrán precintados desde el origen y podrán ser controlados por las autoridades sanitarias jurisdiccionales. La Autoridad Sanitaria jurisdiccional dentro de su territorio podrá exigir y verificar el uso del termógrafo".

- **Alimento conservado/preservado:**

Artículo 158 Se entiende por Alimentos conservados o Alimentos preservados, los que, habiendo sido sometidos a tratamientos apropiados de conservación o preservación, se mantienen en las debidas condiciones higiénico-sanitarias y de aceptabilidad para el consumo durante lapsos variables.

- **Comidas preparadas congeladas:**

Artículo 158 bis - (Res. 357, 2.3.79) Comidas preparadas congeladas: Con este nombre se entienden los alimentos que sin mayores preparaciones adicionales sean consumibles directamente o después de ser sometidos a una cocción o calentamiento. Deberán responder a las siguientes exigencias: 1. Ser elaborados con procedimientos que aseguren las máximas condiciones de higiene del producto. 2. Ser congelados, envasados y comercializados de acuerdo a las exigencias tecnológicas establecidas en el Artículo 162 del presente Código.

- **Conservación por el frío:**

Artículo 160 Se entiende por conservación por el frío (refrigeración o congelación), someter los alimentos a la acción de bajas temperaturas para inhibir o eliminar, fundamentalmente, las actividades microbianas y enzimáticas. En estos tratamientos se tendrá en cuenta la temperatura, humedad relativa y circulación de aire que requiera cada alimento.

- **Refrigeración:**

Artículo 161 Se entiende por refrigeración, someter los alimentos a la acción de bajas temperaturas sin alcanzar las de congelación. Las temperaturas de refrigeración se mantendrán uniformes y sin cambios

bruscos durante el período de conservación y serán las apropiadas para cada tipo de producto.

- **Congelación:**

Artículo 162 - (Res. 357, 02.03.79) "Se entiende por Congelación, someter los alimentos a la acción de temperaturas inferiores a la de su punto de congelación. Las temperaturas de congelación durante todo el período de conservación se mantendrán uniformes y serán las apropiadas para cada tipo de producto. Las designaciones de Congelación lenta y Congelación rápida se vinculan a las velocidades de congelación, de acuerdo con los procedimientos empleados. Los alimentos que se sometan a congelación deberán presentarse en perfectas condiciones higiénico-sanitarias. Su contenido microbiano inicial, previo a ser sometido al proceso de conservación, deberá asegurar la estabilidad del producto hasta el momento de su consumo".

- **Descongelación:**

Artículo 162 - (Res. 357, 02.03.79) "Se entiende por Descongelación, atemperar en forma conveniente, el producto congelado hasta que la temperatura de éste sea en todos sus puntos superior a la de congelación del mismo. Cuando se efectúe industrialmente, se realizará en las condiciones apropiadas para cada tipo de producto. Los alimentos no podrán ser sometidos a procesos sucesivos de descongelación y congelación".

- **Congelación rápida, Sobrecongelación o Supercongelación:**

Artículo 162 - (Res. 357, 02.03.79) "Se entiende por Congelación rápida, Sobrecongelación o Supercongelación, someter a los alimentos (materias primas y/o productos elaborados) a un proceso de enfriamiento brusco que permita exceder rápidamente la temperatura de máxima cristalización, en un tiempo que no debe sobrepasar las 4 horas. El proceso de congelación rápida, sobrecongelación o supercongelación podrá considerarse completo cuando una vez lograda la estabilización térmica, la totalidad del producto (cualquiera sea el punto de medida) presente una temperatura de -18°C o inferior. Los alimentos de congelación rápida, sobrecongelados o supercongelados, deberán almacenarse en cámaras frigoríficas aptas para mantener la temperatura de los productos, prácticamente en valores constantes y siempre igual o inferior a los -18°C .

El transporte de estos productos se efectuará en vehículos provistos con equipos necesarios para mantener la temperatura indicada en el párrafo anterior, condición que también deberán cumplir las conservadoras o neveras de venta al público.

El envase de estos alimentos deberá ser de una naturaleza tal que asegure una buena preservación e inviolabilidad, así como resistencia a los procedimientos de congelación rápida o sobrecongelación y posterior calentamiento culinario. Esto último cuando así esté expresamente indicado por la forma de preparación.

En el rotulado, además de las exigencias reglamentarias debe consignarse:

- La leyenda Congelado, Sobrecongelado o Supercongelado según corresponda, con caracteres muy destacables en la cara principal del rotulado.
- La fecha de elaboración (mes y año) y la indicación del tiempo de vencimiento en caracteres de muy buen tamaño, realce y visibilidad en la cara principal del rotulado.
- El modo de empleo precisando claramente la forma de descongelación, las precauciones a tomar para la preparación culinaria del producto, la conservación hasta el momento del consumo y la forma de calentamiento.

- **Masa congelada para pan:**

Artículo 725 bis - (Resolución Conjunta SPReI y SAV N° 1 – E/2017) [Se otorga a las empresas, a partir del 10 de enero de 2017, un plazo de doce (12) meses para su adecuación].

“Con la denominación de Masa congelada para pan, se entiende el producto fermentado o no por levaduras obtenido por el empaste y amasado mecánico de una mezcla hecha con harina y agua potable con o sin el agregado de levadura, con o sin la adición de sal, con o sin la adición de salvado, con o sin otras sustancias permitidas para esta clase de productos, los aditivos incluidos en el Artículo 750 y mantenido desde la elaboración hasta su expendio a una temperatura de congelación.

Estos productos deberán expendirse en envases cerrados en cuyo rotulo se consignaran con caracteres bien visibles la denominación del producto, la fecha de vencimiento (día, mes y año) que habrá autorizado la autoridad sanitaria jurisdiccional luego de haber evaluado la propuesta presentada por el elaborador, la que deberá contener los ensayos efectuados para establecer su estabilidad acompañados por documentación de validez científica que los avalen; recayendo sobre el elaborador la responsabilidad de cualquier tipo de consecuencia derivada de la fijación incorrecta del lapso de aptitud; y la indicación: “Manténgase congelado”. Estos productos tendrán como máximo 527 mg de sodio/100 g de producto.”

- **Masa para pizzas:**

Artículo 723 - (Res. 687, 27.08.98) “Con la denominación de Masa para pizzas, se entiende el producto fermentado por levaduras obtenido por el empaste y amasado mecánico de una mezcla de harina, agua potable o leche, con o sin sal, con o sin los aditivos permitidos por el Artículo 751 y la adición facultativa de propionato de sodio y/o calcio en cantidad no superior al 0,25% (expresada en ácido propiónico) o de ácido y/o sus sales de sodio, potasio y/o calcio, en cantidad no superior al 0,05% (expresada en ácido sórbico) referidas al producto terminado; fraccionado generalmente en forma circular y mantenido desde la elaboración hasta

su expendio a una temperatura inferior a 10°C. Estos productos deberán expendirse en envases cerrados en cuyo rótulo se consignarán con caracteres bien visibles la denominación del producto, la fecha de vencimiento (día, mes y año) que habrá autorizado la autoridad sanitaria jurisdiccional luego de haber evaluado la propuesta presentada por el elaborador, la que deberá contener los ensayos efectuados para establecer su estabilidad acompañados por documentación de validez científica que los avalen; recayendo sobre el elaborador la responsabilidad de cualquier tipo de consecuencia derivada de la fijación incorrecta del lapso de aptitud; la mención del conservador empleado y la indicación: "Manténgase en heladera" o similar."

Sistemas y Métodos de congelación Industrial de alimentos.

La congelación es un método de preservación de alimentos que retarda los cambios físicos, químicos y microbiológicos que causan el deterioro de alimentos. La reducción de temperatura retarda la actividad molecular y microbiana en alimentos, ampliando así la vida útil al almacenarlos. Aunque cada producto tiene una temperatura ideal e individual de almacenaje, la mayoría de los productos alimenticios congelados se almacenan entre -7 a -35°C

Por otro lado, el congelamiento de los alimentos conlleva un deterioro de sus características sensoriales y organolépticas. Esto se debe al cambio físico que sufre el agua al solidificarse. Al cristalizar, el hielo aumenta su volumen rompiendo estructuras internas del alimento, lo que cambia ciertas características a la mordida. También en los cambios de fase del agua (congelado y posterior descongelado) se pierde agua que se elimina en forma de vapor y también precipitan componentes que en un inicio son solubles en agua.

El congelar reduce la temperatura de un producto de temperatura ambiente al nivel de la de almacenaje y produce la solidificación del agua en el producto en el proceso.

Cualquier equipo de congelación debe de ser pensado para acomodarse a las tres etapas del proceso térmico de congelación:

- Pre congelación.
- Congelación (propriadamente dicha).
- Reducción a la temperatura de almacenamiento.

Se pueden agrupar estos equipos en categorías, en función del medio utilizado en la transmisión térmica:

- Contacto directo (metal): Congeladores de placa, de correa o banda, de tambor, rotativos.
- Aire u otro gas como medio: Congeladores de aire forzado.
- Medio líquido: Congeladores de inmersión (ej. Salmuera).
- Vaporización de un líquido o sólido (vapor perdido): Congeladores de nitrógeno líquido, de fluoruro carbono líquido, de dióxido de carbono líquido o sólido.

La elección del equipo a usar dependerá del alimento y sus características. Los congeladores de aire forzado son aplicables casi a cualquier producto, embalado o no; los aparatos de contacto exigen bloques de forma regular; la inmersión conveniente sobre todo a productos embalados.

La *Figura 7* demuestra las tres fases del congelamiento: (1) el enfriamiento, que quita calor sensible, reduciendo la temperatura del producto al punto de congelación; (2) retiro del calor latente de fusión del producto, cambiando el agua líquida a cristales de hielo; y (3) el enfriamiento continuado debajo del punto de congelación, que quita más calor sensible, reduciendo la temperatura del producto a la temperatura deseada u óptima del almacenaje congelado. La cristalización es la parte más larga del proceso de congelación, consiste en quitar el calor latente de fusión mientras que el agua se transforma en hielo. Muchos alimentos son sensibles a la congelación lo que afecta su producción (por deshidratación), la calidad, valor alimenticio y características sensoriales. La técnica y el sistema de congelación seleccionados pueden así tener un impacto económico substancial.

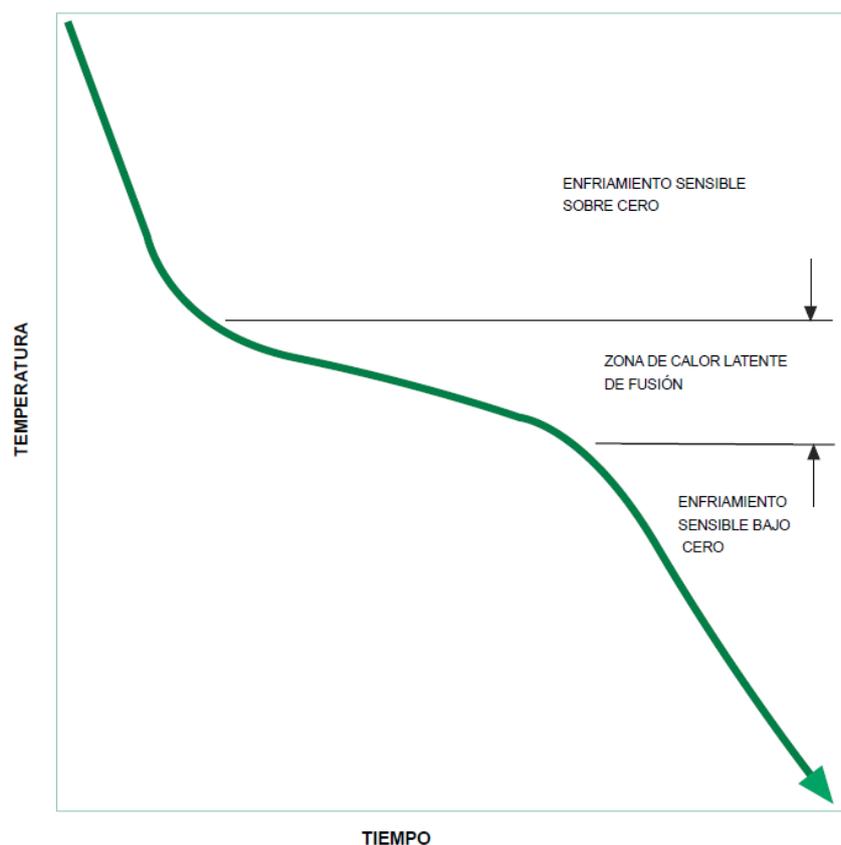


Figura 7. Fases de congelación de alimentos.

Técnicas de congelación.

Los sistemas de congelación se pueden clasificar de la siguiente manera según su método básico de extraer calor del producto:

- **Congelación por aire comprimido o congelador de impacto o ráfaga (por convección).** (En inglés Blast Freezing): El aire frío se hace circular a alta velocidad sobre producto. El aire extrae calor del producto. Este aire con temperatura más alta pasa por un intercambiador de calor, en donde un fluido refrigerante le retira el calor y nuevamente frío es recirculado.
- **Congelación por contacto (conducción):** El alimento se coloca sobre una superficie o entre dos superficies frías de metal. El calor es extraído por la conducción a través de las superficies con las que está en contacto el alimento. Estas superficies son enfriadas por intercambio de calor con un refrigerante que circula por un serpentín en contacto con el metal del cual están hechas.
- **Congelamiento criogénico (convección y/o conducción):** El alimento es expuesto a un ambiente debajo de $-60^{\circ}C$. Esto se consigue rociando nitrógeno líquido o dióxido de carbono líquido en la cámara de congelamiento.
- **Congelamiento frío-mecánico por convección y/o conducción:** El alimento primero se expone al congelamiento por un fluido criogénico y luego se usa refrigeración mecánica directa para acabar el congelamiento.

Congelamiento por ráfaga o circulación de aire forzado (Blast freezing).

Los congeladores de ráfaga utilizan el aire como el medio de transferencia térmica.

Los primeros congeladores de ráfaga consistían en cámaras frigoríficas a las cuales les adicionaban ventiladores para generar corriente de aire y así mejorar la transferencia de calor convectiva. Al haber una circulación forzada de aire se mejoró la eficiencia en el proceso de congelación. Esto se debe a que el aire se renovaba permanentemente, de forma que el producto siempre estaba en contacto con aire frío, produciendo un descenso en el tiempo en el cual el alimento se congelaba.

Si bien los procesos de congelamiento por lotes (batch) son muy utilizados en la actualidad, los congeladores que trabajan en forma continua son cada vez más elegidos. Estos son más sofisticados y tienen una capacidad de producción

mayor con respecto a los congeladores por lote. Las industrias en las cuales el proceso de congelamiento es importante y tienen una producción elevada se inclinan por estos nuevos equipos continuos que satisfacen en forma más eficaz sus necesidades. Existe una gran cantidad de sistemas de congelamiento por ráfaga:

- Batch o Lote:
 - Cuartos de conservación o cámaras frigoríficas.
 - Celular inmóviles o estacionaras de ráfaga
 - Con carros para empujar.
- Continuo. Línea de proceso.
 - Bandas o cintas rectas (de dos fases, de pasos múltiples).
 - Camas o lechos fluidizados.
 - Bandas transportadoras fluidificadas.
 - Bandas de transporte en espirales.

Cuartos de conservación en cámara frigorífica.

Aunque una cámara frigorífica de conservación no se considera un sistema de congelación propiamente dicho, se utiliza a veces para este propósito. En general consisten en cámaras de almacenamiento que en casos excepcionales se utilizan para congelar.

En estos cuartos de almacenamiento el congelamiento suele ser tan lento por lo que la calidad del producto no es buena. Al congelarse lentamente los cristales de agua son de mayor tamaño en comparación con los de un proceso más rápido. Esto produce daños estructurales en el alimento y como consecuencia una pérdida en la calidad del mismo.

Túneles estacionarios de células de congelación de ráfaga.

La célula estacionaria de ráfaga es un congelador de simple funcionamiento que produce resultados satisfactorios para la mayoría de los productos (*Figura 8*). Es una cámara aislada equipada de bobinas de refrigeración y ventiladores axiales o centrífugos que circulan el aire sobre los productos. El alimento se coloca generalmente en bandejas, que se colocan en los estantes de forma que dejan un espacio entre una y otra para no entorpecer la circulación del aire.

Es importante que los estantes están colocados de forma que se produzca la circulación más turbulenta posible, cambiando la dirección de aire entre los estantes en forma brusca. Los alimentos y otros productos (por ejemplo: artículos de panadería, empanadas de carne, pescados, alimentos preparados, entre

otros) pueden ser congelados con el embalaje o sin el mismo, disponiendo el alimento directamente sobre las bandejas. Dependiendo del producto, las pérdidas por derrame, daño y la deshidratación pueden ser grandes y la calidad del producto se reduce.

Es un método muy flexible ya que puede ser utilizado en un numeroso espectro de alimentos. Es conveniente en el caso de que se necesite congelar pequeñas cantidades de productos variados.

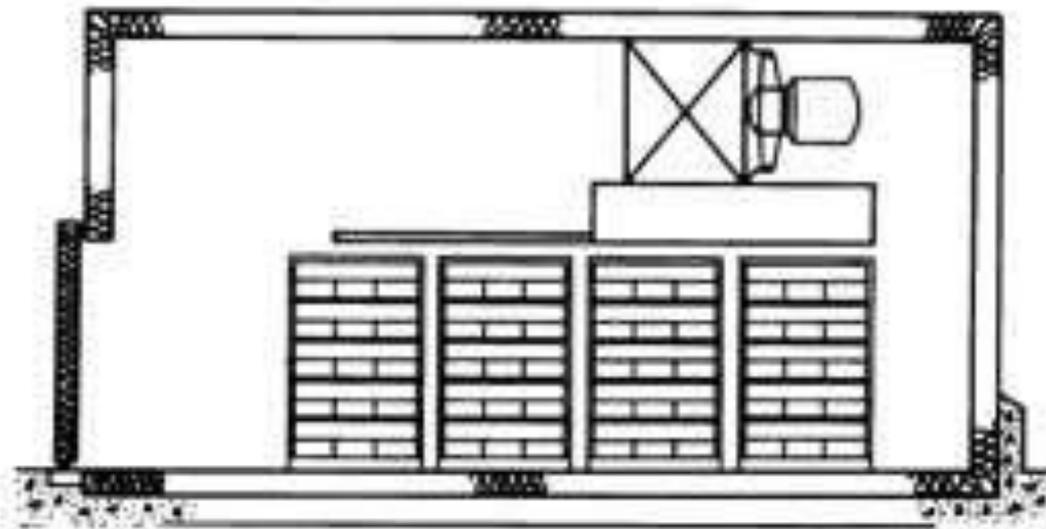


Figura 8. Célula estacionaria de ráfaga.

Congelador para carros.

Con carros para poder empujar a través del congelador, se incorpora un grado medio de mecanización. Los estantes son movidos generalmente en los carriles por un mecanismo que empuja (en general uno neumático o eléctrico). Este tipo de congelador es similar a la célula inmóvil o estacionaria de ráfaga.

Este sistema se utiliza principalmente para productos de corteza congelada (congelamiento muy rápido), como los paquetes empacados de aves de corral crudas y también para productos de formas irregulares (*Figura 9*). Existe otra versión que utiliza un mecanismo con cadenas para mover las carretillas a través del congelador. Este tipo de equipo de congelación también es muy flexible, adaptable a muchos productos de diferentes tamaños y formas. Se puede utilizar para alimentos empacados o no. La gran ventaja de usar productos ya embalados es que de esta forma no se adhieren a las bandejas, facilitando su manejo y su limpieza.

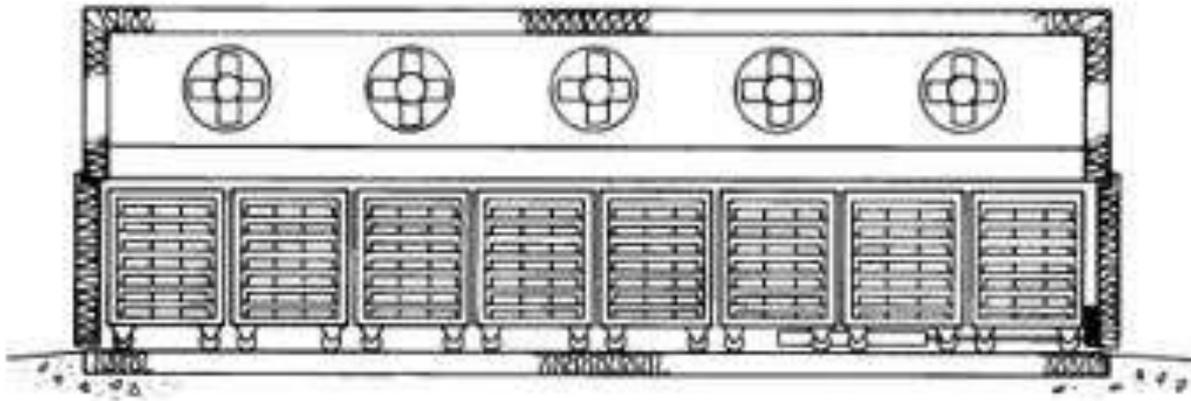


Figura 9. Congelador con carros.

Congeladores de banda transportadora recta.

Los primeros congeladores mecanizados de banda recta y ráfaga consistían en una cinta transportadora en un cuarto frío o cámara de congelación de ráfaga. Esto satisfizo la necesidad del flujo de producto continuo en ese momento. El problema de estos primeros equipos era la transferencia térmica ineficaz debida a un mal control de la circulación de aire.

Actualmente, en este tipo de equipos se controla la circulación de aire vertical. El aire frío circula hacia arriba a través del producto, de tal modo que se crea un contacto adecuado con las partículas del mismo. Los congeladores de bandas rectas se utilizan generalmente con frutas, vegetales, papas fritas, entre otros.

El diseño principal del congelador es de dos etapas (*Figura 10*). Este consiste en dos bandas transportadoras de acoplamiento en serie. La primera zona genera un enfriamiento o un congelamiento de la región externa para condicionar el producto antes de transferirlo a la segunda correa para congelar de forma completa. Para asegurar el contacto uniforme con aire frío y congelar eficazmente, los productos se deben distribuir uniformemente sobre la banda entera.

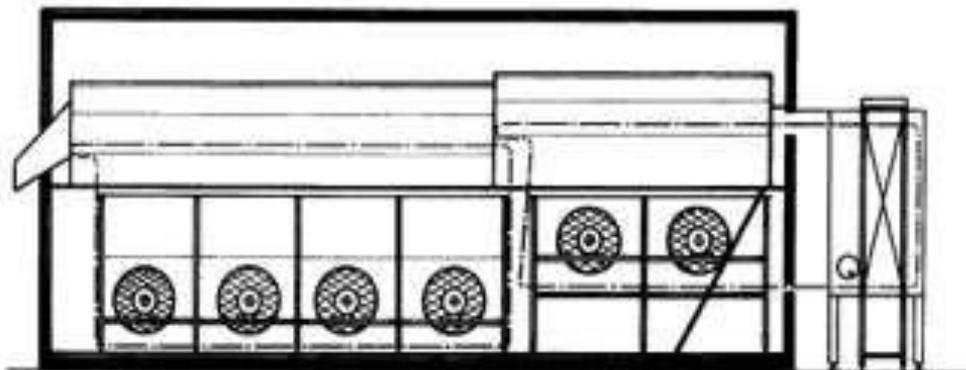


Figura 10. Congelador de banda transportadora recta.

Congeladores de banda transportadora recta de pasos múltiples.

Para productos de mayor tamaño y por lo tanto con tiempos mayores de congelación (hasta 60 *min*) y necesidades de una gran capacidad (0.5 a 6 *t/h*), un congelador de banda recta de un solo paso consistiría en un equipo de tamaño demasiado grande. El espacio necesario puede ser reducido apilando las correas una sobre otra para formar un sistema de pasos múltiples de alimentación y descarga simple (lo más común son equipos de tres pasos) o los sistemas de paso sencillo de múltiples alimentaciones y descargas, apilando uno encima de otro también. El producto después de ser congelado superficialmente en la primera correa (superior).

Sin embargo, con este sistema, los alimentos muchas veces son dañados o la transferencia del producto de una correa a la otra se atora.

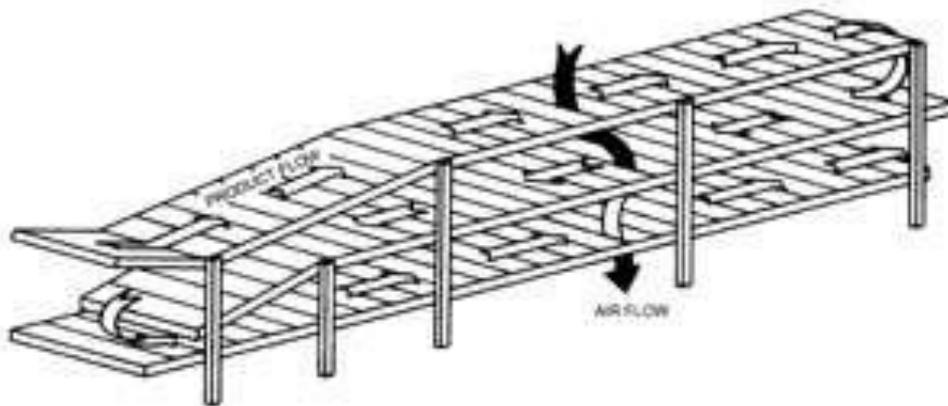


Figura 11. Congelador de bandas transportadoras rectas con pasos múltiples.

Congeladores de lecho fluidizado.

El sistema de congelación por lecho fluidizado se utiliza principalmente cuando el producto a congelar consiste en partículas de dimensiones bastante uniformes. Éstas se someten a un corriente de aire frío ascendente, generando lo que se llama un lecho fluidizado. Consiguiendo una velocidad de aire apropiado las partículas flotan en la corriente como un fluido. La velocidad del aire dependerá de características del producto como por ejemplo la geometría, tamaño, peso, entre otras.

Este congelador utiliza el aire como el medio del traspaso térmico y para el transporte. El producto atraviesa el congelador en un amortiguador de aire frío que fluye hacia arriba, como se observa en la *Figura 12*. Este método aplica correctamente para productos con partículas chicas, de tamaños uniformes tales como guisantes, los vegetales cortados en cubitos y fruta pequeña. El alto grado de fluidificación mejora la tasa de transferencia térmica y permite el buen uso del espacio, siendo congeladores relativamente pequeños.

Los congeladores de lecho fluidizado cuentan con capacidades de 1 a 10 ton/h. se utilizan de forma que el producto tenga un tiempo de residencia entre 3 y 15 minutos.

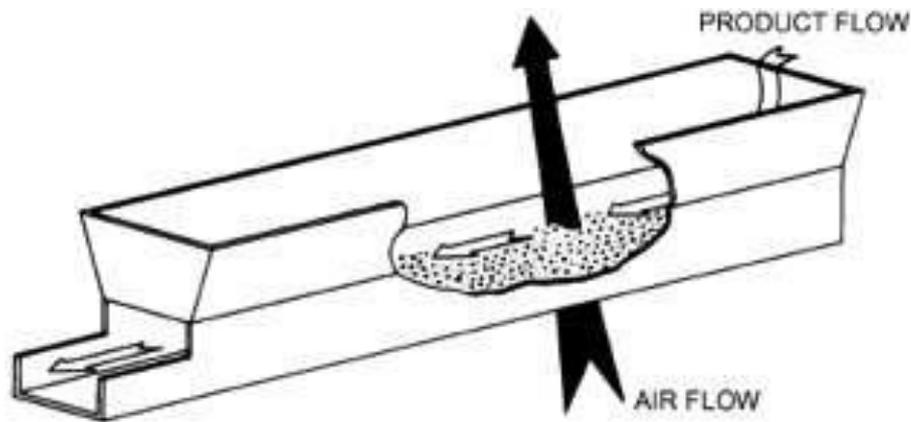


Figura 12. Congelador lecho fluidizado.

Congeladores de banda de espiral.

Este congelador se utiliza generalmente para productos con tiempos de congelación largos (10 min a 3 h). Una banda transportadora que se desplaza describiendo círculos, subiendo a medida que avanza. Este formato requiere de espacio mínimo para una banda relativamente larga. El principio de funcionamiento del congelador de banda de espiral es el uso de un sistema de carril que tuerce en espiral para llevar la banda.

El número de pisos en espiral puede variar para adaptarse a diversas capacidades. Además, dos o más torres espirales se pueden utilizar en serie para productos con tiempos de congelación largos.

Los congeladores espirales están disponibles en una amplia gama dependiendo del ancho de banda y se fabrican como modelos empaquetados, modulares para adaptarse a varios procesos y capacidades. La circulación de aire es aplicada en este tipo de equipos por ventiladores axiales. Estos equipos están diseñados para optimizar el espacio en los procesos que necesitan un congelamiento prolongado. El producto va ascendiendo a lo largo de la cinta en contacto con el aire frío y de esta forma se produce la congelación del alimento.

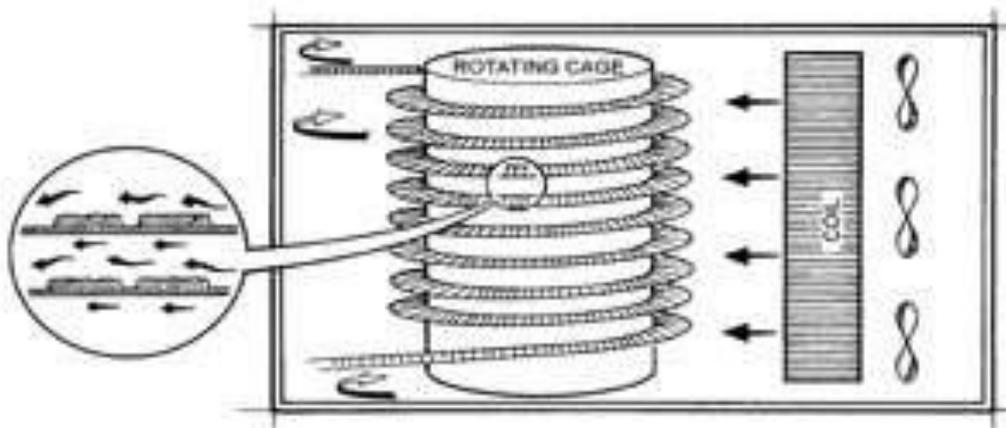


Figura 13. Congelador de banda en espiral.

Elección de tecnología.

La elección de la tecnología utilizada para el congelamiento del producto fue realizada en base a las características del producto y las limitaciones puestas por la panadería y por la franquicia.

Por las características del producto se descartan la congelación por conducción ya que la misma necesita tener superficies de contacto lisas. Tanto el congelamiento criogénico como el crio-mecánico son descartados por su alto costo operativo. Como consecuencia de esto, se llegó a la elección de equipos que congelan a través de corrientes de aire frío en contacto con el producto.

Dentro de estos equipos que congelan mediante ráfagas de aire frío se debió seleccionar uno en particular. Debido a las características del producto (peso y tamaño) se descartaron los congeladores con lecho fluidizado. Por otro lado, se descartaron los congeladores que funcionan por lote debido a la alta productividad impuesta por la franquicia (300000 bollos de masa por mes). Eliminando estas tipologías de equipos de congelamiento, quedan para elegir entre equipos con cinta transportadora tradicional y equipos con cinta transportadora en hélice o espiral.

Se eligió finalmente el de cinta transportadora en espiral debido al espacio disponible en la panadería para la instalación del equipo ya que estos equipos ocupan menor superficie. También se tuvo en cuenta la eficiencia energética superior de los equipos de ráfaga de aire con cinta transportadora en espiral con respecto a los equipos de ráfaga de aire con cinta transportadora tradicional.

En la *Figura 14* se puede observar gráficamente el método de selección realizado. Las celdas en color verde indican compatibilidad entre el factor limitante y la tecnología en cuestión. Por el contrario, las celdas rojas corresponden a la incompatibilidad entre la tecnología y el factor analizados.

| Método Limitación | Convección fluido criogénico | | Conduccion | Convección con ráfagas de aire | | | |
|--|------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|---------------------------------------|-----------------------------|--|---|
| | Congelamiento criogénico | Congelamiento crio-mecánico | Congelamiento por conducción | Congelamiento con lecho fluidizado | Cámaras de congelamiento | Congelamiento cinta transportadora tradicional | Congelamiento cinta transportadora en espiral |
| Geometría del producto | Green | Green | Red | Green | Green | Green | Green |
| Peso del producto | Green | Green | White | Red | Green | Green | Green |
| Costo operativo | Red | Red | White | White | Green | Green | Green |
| Disponibilidad de espacio | White | White | White | White | Red | Red | Green |
| Necesidad productiva (300000 masas por mes) | White | White | White | White | Red | Green | Green |

Figura 14. Matriz de elección de tecnología.

Objetivos

Objetivo General

- Dimensionar los equipos necesarios para la congelación y mantenimiento a baja temperatura de bollos de masa de pizza.

Objetivos Específicos

- Caracterizar las variables involucradas en el diseño y funcionamiento de los equipos.
- Calcular la potencia frigorífica necesaria y las condiciones de funcionamiento para una geometría y producción estimada.
- Determinar el proceso mediante el cual la masa de pizza es sometida a todos los tratamientos térmicos necesarios para que cumpla con las condiciones de entrega.
- Determinar los equipos y materiales aislantes y estructurales a utilizar para la congelación, almacenamiento y la disposición de los mismos.
- Estimar costos de inversión y funcionamiento de los equipos necesarios.

Materiales y Métodos.

En esta sección se incorporaran las herramientas principales utilizadas en el desarrollo del Proyecto Integrador.

Sistemas y Métodos de congelación Industrial de alimentos.

Propiedades Térmicas de los alimentos.

Las propiedades térmicas de los alimentos son valores necesarios para realizar cálculos de transferencia de calor involucrados en el diseño de equipos de refrigeración y congelación. Además son necesarios para predecir los tiempos requeridos para la congelación de los mismos.

Las propiedades térmicas dependen de la composición química y temperatura, y dado a que hay una gran cantidad de alimentos con características diferentes, es casi imposible tabular experimentalmente las propiedades térmicas para todas las condiciones y composiciones posibles. Pueden predecirse utilizando la composición junto con modelos matemáticos dependientes de la temperatura para cada constituyente del alimento.

Estas propiedades incluyen densidad (ρ), calor específico (C_e), entalpía (H) y conductividad térmica (K).

Los constituyentes comúnmente encontrados en los alimentos incluyen, agua, proteína, grasa, carbohidratos, fibra y cenizas.

Choi y Okos (1986) desarrollaron modelos matemáticos para predecir las propiedades térmicas de los componentes de los alimentos dependiendo de la temperatura para un rango de -40°C a 150°C (Figura 15).

| Modelos de Propiedades Térmicas para Componentes de Alimentos ($-40 \leq t \leq 150^{\circ}\text{C}$) | | | |
|---|-------------------|---------------------|---|
| Propiedad Térmica | | Componente Alimento | Modelo |
| Conductividad Térmica | W/(m·K) | Proteína | $k = 1.7881 \times 10^{-1} + 1.1958 \times 10^{-3}t - 2.7178 \times 10^{-6}t^2$ |
| | | Grasa | $k = 1.8071 \times 10^{-1} - 2.7604 \times 10^{-4}t - 1.7749 \times 10^{-7}t^2$ |
| | | Carbohidrato | $k = 2.0141 \times 10^{-1} + 1.3874 \times 10^{-3}t - 4.3312 \times 10^{-6}t^2$ |
| | | Fibra | $k = 1.8331 \times 10^{-1} + 1.2497 \times 10^{-3}t - 3.1683 \times 10^{-6}t^2$ |
| | | Cenizas | $k = 3.2962 \times 10^{-1} + 1.4011 \times 10^{-3}t - 2.9069 \times 10^{-6}t^2$ |
| Densidad | kg/m ³ | Proteína | $\rho = 1.3299 \times 10^3 - 5.1840 \times 10^{-1}t$ |
| | | Grasa | $\rho = 9.2559 \times 10^2 - 4.1757 \times 10^{-1}t$ |
| | | Carbohidrato | $\rho = 1.5991 \times 10^3 - 3.1046 \times 10^{-1}t$ |
| | | Fibra | $\rho = 1.3115 \times 10^3 - 3.6589 \times 10^{-1}t$ |
| | | Cenizas | $\rho = 2.4238 \times 10^3 - 2.8063 \times 10^{-1}t$ |
| Calor específico | kJ/(kg·K) | Proteína | $c_p = 2.0082 + 1.2089 \times 10^{-3}t - 1.3129 \times 10^{-6}t^2$ |
| | | Grasa | $c_p = 1.9842 + 1.4733 \times 10^{-3}t - 4.8008 \times 10^{-6}t^2$ |
| | | Carbohidrato | $c_p = 1.5488 + 1.9625 \times 10^{-3}t - 5.9399 \times 10^{-6}t^2$ |
| | | Fibra | $c_p = 1.8459 + 1.8306 \times 10^{-3}t - 4.6509 \times 10^{-6}t^2$ |
| | | Cenizas | $c_p = 1.0926 + 1.8896 \times 10^{-3}t - 3.6817 \times 10^{-6}t^2$ |

Choi and Okos (1986)

Figura 15. Modelos de propiedades Térmicas para componentes de alimentos.

Choi y Okos (1986) desarrollaron también modelos para el agua y el hielo (Figura 16).

Modelos de Propiedades Térmicas para Agua y Hielo ($-40 \leq t \leq 150^\circ\text{C}$)

| Propiedad Térmica | | Modelo |
|-------------------|------------------------------|---|
| Agua | Conductividad Térmica | $k_w = 5.7109 \times 10^{-1} + 1.7625 \times 10^{-3}t - 6.7036 \times 10^{-6}t^2$ |
| | Densidad | $\rho_w = 9.9718 \times 10^2 + 3.1439 \times 10^{-3}t - 3.7574 \times 10^{-3}t^2$ |
| | Calor específico (-40 a 0°C) | $c_w = 4.1289 - 5.3062 \times 10^{-3}t + 9.9516 \times 10^{-4}t^2$ |
| | Calor específico (0 a 150°C) | $c_w = 4.1289 - 9.0864 \times 10^{-5}t + 5.4731 \times 10^{-6}t^2$ |
| Hielo | Conductividad Térmica | $k_{ice} = 2.2196 - 6.2489 \times 10^{-3}t + 1.0154 \times 10^{-4}t^2$ |
| | Densidad | $\rho_{ice} = 9.1689 \times 10^2 - 1.3071 \times 10^{-1}t$ |
| | Calor específico | $c_{ice} = 2.0623 + 6.0769 \times 10^{-3}t$ |

Choi and Okos (1986)

Figura 16. Modelos de propiedades térmicas para agua y hielo.

Contenido de agua.

Dado que el agua es un importante componente de cualquier alimento, influye significativamente en los valores de las propiedades térmicas. Estas dependen también del estado en el que se encuentra (líquida o sólida).

Punto inicial de congelación.

Los alimentos no se congelan completamente a un solo valor de temperatura, sino que lo hacen en un rango de temperaturas. Se define el punto inicial de congelación como la (máxima) temperatura a la cual comienza la formación de cristales.

Fracción de Hielo.

Para predecir las propiedades térmicas de alimentos congelados, que depende de la fracción de hielo en el alimento, se debe determinar la fracción másica de agua que es cristalizada. Debajo del punto inicial de congelación, la fracción de agua que cristaliza es una función de la temperatura.

En general los alimentos están formados por agua, sólidos disueltos, y sólidos no disueltos. Varios modelos fueron desarrollados para la estimación de la fracción de hielo en base a esta información, el siguiente modelo es una relación empírica desarrollada por Tchigeov (1979).

$$X_{ice} = \frac{1,105 \cdot X_{agua}}{1 + \frac{0,7138}{\ln(t_f - t_{fc} + 1)}} \quad \text{Ec. (1)}$$

donde

X_{ice} = Fracción de hielo a temperatura t_{fc}

X_{agua} = Fracción de agua en el alimento

t_f = Temperatura punto inicial de congelación

t_{fc} = Temperatura final del centro de masa

Fracción de agua ligada.

La fracción de agua ligada hace referencia al agua que no llega a congelarse por estar ligada a los sólidos del alimento, puede estimarse con la siguiente ecuación (Schwartzberg 1976):

$$X_b = 0,4 \cdot X_p \quad \text{Ec. (2)}$$

donde

X_b = Fracción másica de agua ligada

X_p = Fracción másica de proteína

Densidad.

El modelado de densidad para alimentos requiere conocer la fracción másica y la densidad de cada componente constituyente.

$$\rho = \frac{1}{\sum \frac{X_i}{\rho_i}} \quad \text{Ec. (3)}$$

donde

ρ = Densidad del alimento

X_i = Fracción másica del componente i

ρ_i = Densidad del componente i

Calor específico.

El calor específico es la cantidad de energía necesaria para cambiar la temperatura del alimento en un grado centígrado, es un dato crucial para calcular la carga térmica que es necesario eliminar mediante los equipos de refrigeración y congelación. Este es dependiente de la temperatura.

El modelado para obtener el valor del calor específico para un alimento está dado por la ecuación.

$$Cp = \sum Cp_i \cdot X_i \quad \text{Ec. (4)}$$

donde

Cp = Calor específico del alimento

Cp_i = Calor específico del componente i

X_i = Fracción másica del componente i

Es necesario definir el Calor Especifico Volumétrico ya que será necesario al momento de calcular el tiempo estimado de congelación, lo denotaremos como Cp_v , entonces

$$Cp_v = Cp_i \cdot \rho_i \quad \text{Ec. (5)}$$

donde

Cp_i = Calor específico del alimento a temperatura i

ρ_i = Densidad del alimento a temperatura i

Entalpía.

El cambio de entalpía en el alimento se puede utilizar para estimar la energía que debe ser cedida o quitada del alimento para generar un cambio de temperatura dado. Arriba del punto de congelación la variación de entalpía corresponde al calor sensible, debajo del punto de congelación está formada por el calor sensible y el calor latente. La entalpía puede ser obtenida a partir de la definición del calor específico a presión constante.

$$C_p = \left[\frac{\partial H}{\partial t} \right]_p$$

donde

C_p = Calor específico a presión constante

H = Entalpía

t = Temperatura

Se pueden obtener distintos modelos matemáticos de entalpía integrando el calor específico respecto a la temperatura.

Por encima del punto de congelación la entalpía del alimento corresponde a la siguiente ecuación.

$$H = \sum H_i \cdot X_i \quad \text{Ec. (6)}$$

donde

H = Entalpía del alimento

H_i = Entalpía del componente i

X_i = Fracción másica del componente i

En el punto inicial de congelación la entalpía del alimento puede obtenerse mediante la correlación sugerida por Chang y Tao (1981)

$$H_f = 9,79246 + 405,096 \cdot X_{wo} \quad \text{Ec. (7)}$$

donde

H_f = Entalpía en el punto inicial de congelación

X_{wo} = Fracción másica de agua en el alimento

Por debajo del punto inicial de congelación, se debe tener en cuenta el calor sensible. Chen (1985) obtuvo la siguiente ecuación:

$$H = (t - t_r)(1,55 + 1,26 \cdot X_s - \frac{(X_{wo} - X_b)L_o \cdot t_f}{t_r \cdot t}) \quad \text{Ec. (8)}$$

donde

H = Entalpía

t = Temperatura del alimento

t_r = Temperatura de referencia (-40°C)

X_s = Fracción de sólidos

X_{wo} = Fracción de agua en el alimento

X_b = Fracción de agua ligada

L_o = Calor latente de fusión del agua $333,6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$

t_f = Temperatura punto inicial de congelación

Para poder aplicar las entalpías al método, estas deben estar representadas como variación de entalpías volumétricas, lo cual se obtiene de la ecuación Ec. (9).

$$\Delta H = \rho_{in} \cdot H_i - \rho_f \cdot H_f \quad \text{Ec. (9)}$$

donde

ΔH = Variación de entalpía volumétrica

ρ_i = Densidad del alimento a temperatura inicial "in"

ρ_f = Densidad del alimento a temperatura final "f"

H_i = Entalpía a temperatura inicial "i"

H_f = Entalpía a temperatura final "f"

Conductividad Térmica.

La conductividad térmica relaciona la conducción de calor con el gradiente de temperatura en el alimento. En los alimentos la conductividad térmica depende de factores como la composición, estructura y temperatura.

El valor de conductividad en un alimento se obtiene con la fórmula Ec. (10).

$$K = \sum K_i \cdot X_i \quad \text{Ec. (10)}$$

donde

K = Conductividad térmica del alimento

K_i = Conductividad térmica del componente i

X_i = Fracción másica del componente i

Coeficiente de Transferencia de Calor por Convección.

El coeficiente de transferencia de calor por convección depende, entre otros factores de menor importancia, de características del alimento como sus dimensiones, geometría, características superficiales y orientación. Además está relacionado con las propiedades del ambiente y las del fluido con el que se produce el intercambio por convección. La ley de Newton para el cambio de temperatura de un cuerpo define el coeficiente de transferencia de calor.

$$q = h \cdot A \cdot (t_{sup} - t_{\infty}) \quad \text{Ec. (11)}$$

donde

q = Flujo de transferencia de calor

t_{sup} = Temperatura de la superficie del alimento

t_{∞} = Temperatura del fluido envolvente

A = Área de transferencia de calor

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

Para la mayoría de las aplicaciones el valor de h debe obtenerse experimentalmente.

Tiempo de congelación.

Existen diferentes métodos para calcular el tiempo de congelación necesario para que un alimento alcance una temperatura determinada. A continuación se detalla el método de “*transferencia de calor equivalente dimensional*”, el cual consiste en calcular el tiempo necesario para llevar una placa plana infinita a la temperatura dada y aplicarle un coeficiente de corrección para obtener el valor de la geometría buscada.

En primer lugar, se determinan las propiedades térmicas del alimento con las fórmulas detalladas anteriormente, con el coeficiente de transferencia de calor por convección inclusive *Figura 15 y 16, Ec. (11)*.

Se debe determinar la dimensión característica D la cual es dos veces la distancia más corta del centro térmico del alimento a la superficie y los coeficientes de proporción β_1, β_2 , definidos por las fórmulas *Ec. (12)*

$$\beta_1 = \frac{\text{segunda dimensión más corta del alimento}}{\text{dimensión más corta del alimento}} \quad \text{Ec. (12)}$$

$$\beta_2 = \frac{\text{dimensión más larga del alimento}}{\text{dimensión más corta del alimento}}$$

Los números adimensionales de Biot, Plank y Stefan serán necesarios en el cálculo por lo que deben definirse

$$Bi = \frac{h \cdot D}{K} \quad \text{Ec. (13)}$$

donde

Bi = Número de Biot

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

D = Dimension característica

K = Conductividad térmica

$$P_k = \frac{C_L \cdot (t_i - t_f)}{\Delta H} \quad \text{Ec. (14)}$$

donde

P_k = Número de Plank

C_L = Calor específico volumétrico de fase no congelada

ΔH = Variación de entalpía volumétrica

t_i = Temperatura inicial del alimento

t_f = Temperatura punto inicial de congelación

$$S_{te} = \frac{C_s \cdot (t_f - t_m)}{\Delta H} \quad \text{Ec. (15)}$$

donde

S_{te} = Número de Stefan

C_s = Calor específico volumétrico de la fase congelada

ΔH = Variación de entalpía volumétrica

t_f = Temperatura punto inicial de congelación

t_m = Temperatura del fluido envolvente (medio)

Una vez determinados los números adimensionales se calculan los parámetros geométricos P y R , para lo cual se recurre a la *Figura 17*.

Expresiones P y R

| Forma | Expresiones P y R | Aplicabilidad |
|-------------------|---|---|
| Placa Infinita | $P = 0.5072 + 0.2018 Pk + Ste \left(0.3224 Pk + \frac{0.0105}{Bi} + 0.0681 \right)$ $R = 0.1684 + Ste(0.2740 Pk - 0.0135)$ | $10 \leq h \leq 500 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $0 \leq D \leq 0.12 \text{ m}$ $T_i \leq 40^\circ\text{C}$ $-45 \leq T_m \leq -15^\circ\text{C}$ |
| Cilindro Infinito | $P = 0.3751 + 0.0999 Pk + Ste \left(0.4008 Pk + \frac{0.0710}{Bi} - 0.5865 \right)$ $R = 0.0133 + Ste(0.0415 Pk + 0.3957)$ | $0.155 \leq Ste \leq 0.345$ $0.5 \leq Bi \leq 4.5$ $0 \leq Pk \leq 0.55$ |
| Esfera | $P = 0.1084 + 0.0924 Pk + Ste \left(0.231 Pk - \frac{0.3114}{Bi} + 0.6739 \right)$ $R = 0.0784 + Ste(0.0386 Pk - 0.1694)$ | $0.155 \leq Ste \leq 0.345$ $0.5 \leq Bi \leq 4.5$ $0 \leq Pk \leq 0.55$ |
| Ladrillo | $P = P_2 + P_1 [0.1136 + Ste(5.766 P_1 - 1.242)]$ $R = R_2 + R_1 [0.7344 + Ste(49.89 R_1 - 2.900)]$ | $0.155 \leq Ste \leq 0.345$ $0 \leq Pk \leq 0.55$ $0 \leq Bi \leq 22$ |
| donde | $P_2 = P_1 \left[1.026 + 0.5808 Pk + Ste \left(0.2296 Pk + \frac{0.0182}{Bi} + 0.1050 \right) \right]$ $R_2 = R_1 [1.202 + Ste(3.410 Pk + 0.7336)]$ | $1 \leq \beta_1 \leq 4$ $1 \leq \beta_2 \leq 4$ |
| y | $P_1 = \frac{\beta_1 \beta_2}{2(\beta_1 \beta_2 + \beta_1 + \beta_2)}$ | |
| | $R_1 = \frac{Q}{2} \left[(r-1)(\beta_1-r)(\beta_2-r) \ln \left(\frac{r}{r-1} \right) - (s-1)(\beta_1-s)(\beta_2-s) \ln \left(\frac{s}{s-1} \right) \right] + \frac{1}{72} (2\beta_1 + 2\beta_2 - 1)$ | |
| en donde | $\frac{1}{Q} = 4 \left[(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2 \right]^{1/2}$ $r = \frac{1}{3} \left\{ \beta_1 + \beta_2 + 1 + [(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2} \right\}$ $s = \frac{1}{3} \left\{ \beta_1 + \beta_2 + 1 - [(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2} \right\}$ | |
| y | $\beta_1 = \frac{\text{Second shortest dimension of food}}{\text{Shortest dimension of food}}$ $\beta_2 = \frac{\text{Longest dimension of food}}{\text{Shortest dimension of food}}$ | |

Cleland and Earle (1977, 1979a, 1979b)

Figura 17. Expresiones de P y R.

De la Figura 17 se toman las expresiones para una placa infinita

donde

P_k = Número de Plank

St_e = Número de Stefan

Bi = Número de Biot

h = Coeficiente de transferencia de calor por convección

D = Dimension característica

T_i = Temperatura inicial de la placa

T_m = Temperatura del medio

Una vez obtenidos estos parámetros, se calcula el tiempo de congelación estimado.

Cleland y Earle (1977, 1979a, 1979b) desarrollaron una modificación empírica de la fórmula de congelación de Plank ya que esta última no contempla el rango de congelación ni el pre y post enfriamiento del alimento, solo el cambio de fase, entre otras limitaciones. Poco después observaron que la primera modificación empírica era sólo aplicable para alimentos donde el centro de masa

llegaba a -10°C dando errores significativos en caso de ser otra la temperatura final del centro de masa, por lo que modificaron su fórmula para aplicarlo a diferentes temperaturas finales de centro de masa:

$$\theta_{placa} = \frac{\Delta H}{t_f - t_m} \cdot \left(\frac{P \cdot D}{h} + \frac{R \cdot D^2}{K_s} \right) \cdot \left[1 - \frac{1,65 \cdot S_{te}}{K_s} \ln \left(\frac{t_{fc} - t_m}{t_r - t_m} \right) \right] \quad \text{Ec. (16)}$$

donde

θ_{placa}
 = Tiempo necesario para congelar hasta temperatura de centro de masa t_{fc}
 ΔH = Diferencia de entalpía volumétrica entre t_f y -10°C
 t_f = Temperatura punto Inicial de congelación
 t_m = Temperatura del medio
 P, R = Parámetros geométricos
 D = Dimensión característica
 h = Coeficiente de transferencia de calor por convección
 K_s = Conductividad del alimento congelado
 S_{te} = Número de Stefan
 t_{fc} = Temperatura final centro de masa
 t_r = Temperatura de referencia (-10°C)

Una vez determinado el tiempo necesario para congelar una placa plana infinita, el método indica determinar el factor E , denominado equivalente de transferencia de calor dimensional para calcular el tiempo de congelación necesario para una geometría distinta a la de una placa plana infinita, como denota la ecuación.

$$\theta_{cilindro} = \frac{\theta_{placa}}{E} \quad \text{Ec. (17)}$$

donde

$\theta_{cilindro}$ = Tiempo necesario para congelar un cilindro finito
 θ_{placa} = Tiempo necesario para congelar una placa plana infinita
 E = Equivalente de transferencia de calor dimensional

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor dimensional, es necesario utilizar constantes geométricas desarrolladas por Cleland et al. (1987a) (Figura 18)

| Constantes Geométricas | | | |
|-------------------------------------|-------|-------|-------|
| Forma | G_1 | G_2 | G_3 |
| Placa infinita | 1 | 0 | 0 |
| Cilindro infinito | 2 | 0 | 0 |
| Esfera | 3 | 0 | 0 |
| Cilindro Finito (diámetro > altura) | 1 | 2 | 0 |
| Cilindro Finito (altura > diámetro) | 2 | 0 | 1 |

Cleland et al. (1987a)

Figura 18. Constantes geométricas.

La Figura 18 contiene información necesaria para encontrar el valor de E según puede verse a continuación

$$E = G_1 + G_2 \cdot E_1 + G_3 \cdot E_2 \quad \text{Ec. (18)}$$

donde

$$E_1 = X \left(\frac{2,32}{\beta_1^{1,77}} \right) \cdot \frac{1}{\beta_1} + \left[1 - X \left(\frac{2,32}{\beta_1^{1,77}} \right) \right] \frac{0,73}{\beta_1^{2,5}} \quad \text{Ec. (19)}$$

$$E_2 = X \left(\frac{2,32}{\beta_1^{1,77}} \right) \cdot \frac{1}{\beta_2} + \left[1 - X \left(\frac{2,32}{\beta_2^{1,77}} \right) \right] \frac{0,5}{\beta_2^{3,69}}$$

donde

$\beta_1, \beta_2 =$ Coeficientes de Proporción

El valor de la función X cuyo argumento es $\phi = \frac{2,32}{\beta_1^{1,77}}$ está definido por:

$$X(\phi) = \frac{\phi}{Bi^{1,34} + \phi} \quad \text{Ec. (20)}$$

donde

$\phi =$ Argumento de la función $\left(\frac{2,32}{\beta_1^{1,77}} \right)$

$Bi =$ Número de Biot

Cálculo de Carga Térmica.

Coeficiente global de transferencia de calor

Se entiende por carga térmica a la cantidad de energía por unidad de tiempo que es necesaria disipar para producir un efecto térmico determinado. Se da como resultado de una sumatoria de diferentes componentes, uno de ellos es el calor transmitido por paredes, techo y suelo. Para poder calcularlo es necesario conocer el coeficiente global de transferencia de calor U , el cual puede obtenerse de la fórmula Ec. (21).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e} \quad \text{Ec. (21)}$$

donde

U = Coeficiente global de transferencia de calor

h_i = Coeficiente de transferencia de calor convectivo interno

h_e = Coeficiente de transferencia de calor convectivo externo

e_j = Espesor de la pared j

λ_j = Conductividad térmica de la pared j

Una vez obtenido el coeficiente global de transferencia de calor se puede calcular la carga térmica debido a pérdidas por paredes, techo y suelo.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \quad \text{Ec. (22)}$$

donde

Q = Carga térmica

A = Área de intercambio

Δt = Diferencia de temperatura entre el interior y el exterior

U = Coeficiente global de transferencia de calor

Carga Térmica debido a renovaciones de aire

Es común que el aire se renueve dentro de una cámara de almacenamiento cada vez que esta es abierta para realizar alguna operación, debido a la diferencia de densidades y temperatura, poner en contacto aire caliente y frío hace que se genere un intercambio entre estos, el cual debe ser considerado. La carga térmica puede estimarse con la fórmula Ec. (23):

$$Q = V \cdot \rho \cdot N \cdot \Delta H \quad \text{Ec. (23)}$$

donde

Q = Carga térmica

V = Volumen de aire contenido en la cámara

ρ = Densidad del aire

N = Cantidad de renovaciones de aire

ΔH = Diferencia de entalpía del aire exterior e interior

Para obtener la diferencia de entalpía se debe recurrir a las *Tablas Psicométricas (ANEXO 4)*.

Carga Térmica debido a maquinaria

Según bibliografía (Dincer, I. 2011) el cálculo de la carga térmica para la maquinaria en cámaras de almacenamiento puede ser estimado como el 5-8% de la suma de la carga debida a pérdidas de paredes suelo y techo sumado a la carga debido a renovaciones del aire.

Carga Térmica debido a personas.

Esta carga se calcula en base a la actividad de las personas dentro de la cámara, según datos bibliográficos (Dincer, I. 2011) se puede encontrar una relación entre la actividad de diferente cantidad de personas y la potencia liberada por las mismas según la temperatura de trabajo.

Carga Térmica debido a iluminación.

Los elementos de iluminación generan un desprendimiento de calor que debe ser considerado a la hora de calcular la carga térmica total de un equipo de enfriamiento, según la cantidad de focos, la potencia consumida, y el factor de potencia que relaciona la potencia consumida con la potencia liberada en forma de calor.

Carga Térmica debido al producto.

Cualquier elemento que deba enfriarse genera una carga térmica, esta puede ser en forma de calor sensible, latente, o ambas, según a la temperatura que se encuentre y a la que se lo quiera llevar, las mismas pueden calcularse mediante diversas fórmulas. Relacionando éste calor obtenido con el tiempo, se obtiene la carga térmica.

Para el calor sensible

$$Q_s = m \cdot C_e \cdot (t_i - t_f) \quad \text{Ec. (24)}$$

donde

Q_s = Calor sensible

m = Masa de producto

C_e = Calor específico del producto

t_i = Temperatura inicial producto

t_f = Temperatura final producto

Para calor latente

$$Q_L = m \cdot L \quad \text{Ec. (25)}$$

donde

Q_L = Calor latente

m = Masa de producto

L = Calor latente de fusión del producto

Cálculo y análisis.

Túnel de congelación.

Composición.

En primera instancia en el desarrollo matemático para la obtención del tiempo necesario para congelar totalmente la masa (el centro debe alcanzar una temperatura de -15°C) se debía conocer la composición de la masa a la temperatura inicial y final de congelado (varía la composición ya que aparece una fase de agua congelada). Se tuvo como premisa que la masa debe ser entregada en forma de bollo, el cual se asemeja a un cilindro corto apoyado de eje vertical, con un diámetro de 9 cm y alto de 5 cm , ya que la empresa busca una imagen artesanal para sus franquicias, por lo que las preparaciones se hacen en cocinas vidriadas para dar vista a los clientes, donde pueden observar los diferentes pasos desde el estirado de la masa.

El bollo de masa tiene un peso de 275 g y está conformado con los siguientes ingredientes:

$$275\text{ g masa} = 175\text{ g harina} + 91\text{ g agua} + 9\text{ g aceite}$$

entendiéndose como harina a la misma sin humedad.

Composición a $22,2^{\circ}\text{C}$

$$X_{\text{harina}} = 0,64$$

$$X_{\text{agua}} = 0,33$$

$$X_{\text{aceite}} = 0,03$$

A su vez fue necesaria la composición de la harina utilizada:

$$X_{\text{proteína}} = 0,12$$

$$X_{\text{grasa}} = 0,012$$

$$X_{\text{ch}} = 0,74$$

$$X_{\text{fibra}} = 0,02$$

$$X_{\text{cen}} = 0,108$$

Composición a -15°C

Para conocer la composición a esta temperatura fue necesario conocer también la fracción de hielo y de agua que no llega a congelar (agua ligada), la cual puede obtenerse según *Ec. (1)*.

$$X_{\text{ice}} = \frac{1,105 \cdot X_{\text{agua}}}{1 + \frac{0,7138}{\ln(t_f - t_{fc} + 1)}}$$

con $t_f = -1,1^{\circ}\text{C}$ (determinado experimentalmente) como el punto inicial de congelamiento, $t_{fc} = -15^{\circ}\text{C}$ temperatura en la que se encuentra el alimento al

momento de calcular la fracción de hielo y $X_{agua} = 0,33$ fracción total de agua en el alimento.

$$X_{ice} = 0,29$$

$$X_{agua} = 0,33 - 0,29 = 0,04$$

La fracción de composición de harina y de aceite no varía con respecto a la obtenida a $22,2^{\circ}\text{C}$. Una vez que se tuvo la composición de la masa en las dos temperaturas, se procedió a la obtención de los valores del calor específico, densidad y conductividad térmica. Utilizando las ecuaciones de las Figuras 15 y 16.

Calor específico:

| | |
|---------------|---|
| Proteína | $Cp = 2,0082 + 1,2089 \cdot 10^{-3} \cdot t - 1,3129 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$ |
| Grasa | $Cp = 1,9842 + 1,4733 \cdot 10^{-3} \cdot t - 4,8008 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$ |
| Carbohidratos | $Cp = 1,5488 + 1,9625 \cdot 10^{-3} \cdot t - 5,9399 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$ |
| Fibra | $Cp = 1,8459 + 1,8306 \cdot 10^{-3} \cdot t - 4,6509 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$ |
| Ceniza | $Cp = 1,0926 + 1,8896 \cdot 10^{-3} \cdot t - 3,6817 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$ |
| Agua | $Cp = 4,1289 - 5,3062 \cdot 10^{-3} \cdot t + 9,9516 \cdot 10^{-4} \cdot t^2$ |
| Hielo | $Cp = 2,0623 + 6,0769 \cdot 10^{-3} \cdot t$ |

Densidad:

| | |
|---------------|--|
| Proteína | $\rho = 1,3299 \cdot 10^3 - 5,1840 \cdot 10^{-1} \cdot t$ |
| Grasa | $\rho = 9,2559 \cdot 10^2 - 4,1757 \cdot 10^{-1} \cdot t$ |
| Carbohidratos | $\rho = 1,5991 \cdot 10^3 - 3,1046 \cdot 10^{-1} \cdot t$ |
| Fibra | $\rho = 1,3299 \cdot 10^3 - 5,1840 \cdot 10^{-1} \cdot t$ |
| Ceniza | $\rho = 2,4238 \cdot 10^3 - 2,8063 \cdot 10^{-1} \cdot t$ |
| Agua | $\rho = 9,2559 \cdot 10^2 + 3,1439 \cdot 10^{-3} \cdot t - 3,7574 \cdot 10^{-3} \cdot t^2$ |
| Hielo | $\rho = 9,1689 \cdot 10^2 - 1,3071 \cdot 10^{-1} \cdot t$ |

Conductividad térmica:

| | |
|---------------|--|
| Proteína | $K = 1,7881 \cdot 10^{-1} + 1,1958 \cdot 10^{-3} \cdot t - 2,7178 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$ |
| Grasa | $K = 1,8071 \cdot 10^{-1} - 2,7604 \cdot 10^{-4} \cdot t - 1,7749 \cdot 10^{-7} \cdot t^2$ |
| Carbohidratos | $K = 2,0141 \cdot 10^{-1} + 1,3874 \cdot 10^{-3} \cdot t - 4,3312 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$ |
| Fibra | $K = 1,8331 \cdot 10^{-1} + 1,2497 \cdot 10^{-3} \cdot t - 3,1683 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$ |
| Ceniza | $K = 3,2962 \cdot 10^{-1} + 1,4011 \cdot 10^{-3} \cdot t - 2,9069 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$ |
| Agua | $K = 5,7109 \cdot 10^{-1} + 1,7625 \cdot 10^{-3} \cdot t - 6,7036 \cdot 10^{-6} \cdot t^2$ |
| Hielo | $K = 2,2196 - 6,2489 \cdot 10^{-3} \cdot t + 1,0154 \cdot 10^{-4} \cdot t^2$ |

donde t es la temperatura de la masa.

Además, fueron necesarios los valores experimentales de la variación de la temperatura de la masa, tomados en el equipo de ultra congelación de la panificadora “Del Pilar”, representados en la *Tabla 1* y *Figura 19*.

Tabla 1. Temperatura – Tiempo congelación de masa.

| Tiempo (min) | Temperatura (°C) en | |
|--------------|---------------------|----------|
| | Centro | Exterior |
| 0 | 22,2 | 22,2 |
| 9 | 20,8 | 12,54 |
| 15 | 14,4 | 6,1 |
| 25 | 9,2 | 0,0 |
| 35 | 3,4 | -1,1 |
| 45 | 1,1 | -1,3 |
| 55 | -0,8 | -2,0 |
| 70 | -7,0 | -9,0 |

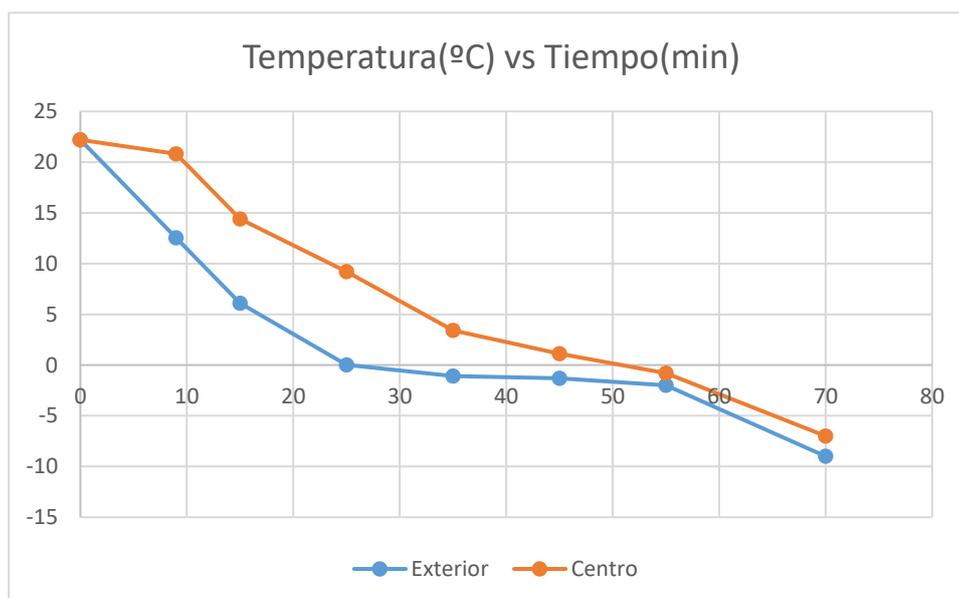


Figura 19. Gráfico Temperatura – Tiempo congelación de masa experimental.

La experiencia se llevó a cabo mediante el uso de un bollo de masa de las características especificadas llevado a congelar con ráfaga de aire de -25°C , se fue tomando mediante termocuplas conectadas a datalogger la temperatura del centro y de la superficie del bollo periódicamente, donde pudo determinarse la temperatura inicial de congelación $-1,1^{\circ}\text{C}$.

Se obtuvo el valor del calor específico utilizando el conjunto de fórmulas de la *Figura 15 y 16* de la masa a $22,2^{\circ}\text{C}$

$$\text{Proteína} \quad C_p = 2,03 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$$

$$\text{Grasa} \quad C_p = 2,02 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$$

$$\text{Carbohidratos} \quad C_p = 1,59 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$$

$$\text{Fibra} \quad C_p = 1,88 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$$

$$\text{Cenizas} \quad C_p = 1,13 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$$

$$\text{Agua} \quad C_p = 4,18 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$$

Según *Ec. (4)* se calcula el calor específico:

$$C_{p_{masa}} = \sum C_{p_i} \cdot X_i$$

$$C_{p(22,2^{\circ}\text{C})} = 1,60 \cdot 0,64 + 2,02 \cdot 0,03 + 4,18 \cdot 0,33 = 2,57 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$$

De bibliografía se obtuvo a modo comparativo el valor de $2,51 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg.K}}$ (ASHRAE, 2010).

Para determinar el calor perdido por la masa. Se aplicó *Ec. (24)*

$$Q_{td} = C_p \cdot m \cdot \Delta t = 3,48 \text{KJ}$$

donde Q_{td} es el calor total disipado, $C_{p(22,2^{\circ}\text{C})}$ es el calor específico a $22,2^{\circ}\text{C}$, $m = 0,275 \text{Kg}$ es la masa de la pieza a congelar y Δt la variación de temperatura en los primeros 9 minutos ya que se tienen los datos para esta variación de tiempo, es más simple estimar la cantidad de calor porque toda la masa se encuentra a la misma temperatura inicialmente y no hay cambio de fase.

Para obtener una variación de temperatura representativa se procedió a realizar un cálculo iterativo tanto para placa plana infinita como para cilindro infinito con áreas relativas, dado a que, para iguales áreas, al ir desde el exterior al interior la cantidad de calor extraído es menor, por lo que se establecen las proporcionalidades adecuadas y se obtiene un valor más representativo. Se tomó un valor inicial de $5,53^{\circ}\text{C}$ que es una variación de temperatura entre la temperatura inicial y el promedio de temperatura entre el centro y la superficie final a fin de obtener el primer valor del coeficiente de transferencia de calor por convección h , una vez obtenido se calculó el número de Biot.

Para dicho cálculo fue necesario conocer la conductividad térmica del alimento, como lo indica *Ec. (13)*

$$Bi = \frac{h \cdot D}{K_s}$$

donde K_s es la conductividad térmica del producto totalmente congelado (-15°C), la cual se calcula recurriendo al conjunto de fórmulas de la *Figura 15 y 16*.

| | |
|---------------|-----------------------------|
| Proteína | $K_s = 0,160 \frac{W}{m.K}$ |
| Grasa | $K_s = 0,185 \frac{W}{m.K}$ |
| Carbohidratos | $K_s = 0,179 \frac{W}{m.K}$ |
| Fibra | $K_s = 0,163 \frac{W}{m.K}$ |
| Cenizas | $K_s = 0,308 \frac{W}{m.K}$ |
| Agua | $K_s = 0,543 \frac{W}{m.K}$ |
| Hielo | $K_s = 2,336 \frac{W}{m.K}$ |

Según (10):

$$K_{masa} = \sum K_i \cdot X_i$$

Se obtuvo el valor de la conductividad total de la masa congelada

$$K_s = 0,82 \frac{W}{m.K}$$

El algoritmo aplicado para la iteración tiene el siguiente orden: En primer lugar se calculó el número de Biot, con el este número se ingresó a las tablas de Heisler (*ANEXO 4*) y se midió la distancia existente entre una curva y la otra, siendo que las curvas están representadas desde 0 hasta 1 como el cociente entre el espesor " x " y espesor total " L " para una placa plana ($\frac{x}{L}$), y el radio " r " con el radio total " r_0 " para un cilindro ($\frac{r}{r_0}$), siendo 0 para el centro. Se tomaron las distancias para curvas de intervalos 0,2, se relacionó la distancia entre curvas mediante regla de tres con la variación de temperatura que debe tener la masa según la profundidad (distancia entre la superficie y el centro). Se tomó la media entre los intervalos más cercanos para encontrar la temperatura a profundidades no obtenidas por tabla (0,1; 0,3; 0,5 ...). Luego se multiplicó cada valor de temperatura obtenido por el área relativa para un intervalo y se realizó la sumatoria total. El número obtenido fue la temperatura final que debió restarse a la temperatura inicial para obtener el Δt . Esta operación se realizó tanto para un cilindro infinito como para una placa plana infinita y se tomó la media entre ambos valores para obtener el Δt que debe utilizarse en la fórmula de cálculo de calor total disipado (Q_{td}). Finalmente, se calculó el flujo de calor (q) para obtener un nuevo coeficiente de transferencia de calor por convección h . Una vez obtenido se repitió el proceso hasta llegar a la convergencia de valores. Las *Figuras 15 y 16* muestran la primera de tres iteraciones hasta la convergencia de valores.

Tabla 2. Primera iteración para ponderación de temperatura cilindro.

| Cilindro Infinito (con Biot 0,82) | | | | | |
|-----------------------------------|-------|--------------------------------------|------------|-----------------------|-----------------|
| rx/r | t(°C) | Distancia Entre Curvas (Heisler)(cm) | Dif. T(°C) | Área Relativa (R2-r2) | Área Relativa*t |
| 0 | 20,80 | | | | |
| 0,1 | 20,64 | | | 0,04 | 0,82 |
| 0,2 | 20,49 | 0,2 | -0,30 | | |
| 0,3 | 19,89 | | | 0,12 | 2,39 |
| 0,4 | 19,29 | 0,8 | -1,20 | | |
| 0,5 | 18,54 | | | 0,2 | 3,71 |
| 0,6 | 17,79 | 1 | -1,50 | | |
| 0,7 | 16,67 | | | 0,28 | 4,66 |
| 0,8 | 15,54 | 1,5 | -2,25 | | |
| 0,9 | 14,04 | | | 0,36 | 5,05 |
| 1 | 12,54 | 2 | -3,00 | | |
| Sumatoria | | 5,5 | | 1 | 16,64 |
| Dif ti-te | -8,26 | | | | 5,55 |

donde el valor 5,55 representa el Δt para un cilindro infinito, posteriormente se debe tomar el Δt para una placa infinita y realizar el promedio

Tabla 3. Primera iteración para ponderación de temperatura placa.

| Placa Infinita (con Biot 0,82) | | | | | |
|--------------------------------|-------|--------------------------------------|------------|---------------|-----------------|
| x/L | t(°C) | Distancia Entre Curvas (Heisler)(cm) | Dif. T(°C) | Área Relativa | Área Relativa*t |
| 0 | 20,80 | | | | |
| 0,1 | 20,55 | | | 0,2 | 4,11 |
| 0,2 | 20,31 | 0,3 | -0,48 | | |
| 0,3 | 19,82 | | | 0,2 | 3,96 |
| 0,4 | 19,34 | 0,6 | -0,97 | | |
| 0,5 | 18,61 | | | 0,2 | 3,72 |
| 0,6 | 17,88 | 0,9 | -1,45 | | |
| 0,7 | 16,75 | | | 0,2 | 3,35 |
| 0,8 | 15,61 | 1,4 | -2,26 | | |
| 0,9 | 14,07 | | | 0,2 | 2,81 |
| 1 | 12,54 | 1,9 | -3,07 | | |
| Sumatoria | | 5,1 | | 1 | 17,96 |
| Dif ti-te | -8,26 | | | | 4,23 |

El promedio entre el valor del cilindro infinito y la placa infinita es $4,894\text{ }^{\circ}\text{C}$ con este valor se calculó el calor total disipado y se siguió como se explica a continuación hasta llegar al valor de h . Una vez obtenido se recalculó el número de Biot y se procede a iterar hasta que convergen los resultados, el valor obtenido finalizado el proceso de $\Delta t = 4,93^{\circ}\text{C}$

Luego de obtener el calor total disipado entre el medio y la masa el siguiente paso fue la obtención del flujo de calor (q), que relaciona el calor total transferido con el tiempo que tarda este proceso:

$$q = Q/\Delta\theta = 6,44 \frac{J}{s}$$

$\Delta\theta = 540\text{ s}$ es el tiempo que demora la masa en perder esa cantidad de calor.

Posteriormente se utilizó *Ec. (11)* que relaciona el flujo de calor con el área de transferencia de calor (A) y la diferencia de temperatura entre la superficie del alimento y el medio en el que se encuentra para obtener el valor del coeficiente convectivo de transferencia de calor:

$$q = h \cdot A \cdot (t_s - t_{\infty})$$

donde $A = 0,01413\text{ m}^2$, $t_s = 12,54^{\circ}\text{C}$ y $t_{\infty} = -25^{\circ}\text{C}$.

Despejando se obtiene que $h = 12,14 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

$$Bi = \frac{h \cdot D}{K_s} = 0,74$$

Al tener un número de Biot $Bi > 0,1 - 0,2$ se concluyó que es un sistema de cambio de temperatura heterogéneo.

Una vez obtenido este valor de h , el siguiente paso fue el del cálculo de la longitud característica (D) y el valor de dos números adimensionales β_1 y β_2 con *Ec. (12)*, que serán necesarios para la posterior obtención de los números de Plank y Stefan.

El valor de la longitud característica es igual a dos veces la menor distancia de la superficie al centro del alimento. Al tener la masa forma cilíndrica con un *diámetro* = $0,09\text{m}$ y una *altura* = $0,05\text{m}$, la altura es igual a la longitud característica (D).

$$\beta_1 = \frac{\text{segunda dimensión más corta del alimento}}{\text{dimensión más corta del alimento}} = \frac{0,045\text{m}}{0,025\text{m}} = 1,8$$

$$\beta_2 = \frac{\text{dimensión más larga del alimento}}{\text{dimensión más corta del alimento}} = \frac{0,045\text{m}}{0,025\text{m}} = 1,8$$

El siguiente valor a obtener fue el número de Plank (P_k). Para esto se utiliza Ec. (14):

$$P_k = \frac{C_L \cdot (t_i - t_f)}{\Delta H}$$

donde C_L es el calor específico volumétrico de la fase no congelada, ΔH es la variación de entalpía volumétrica entre la temperatura inicial y la final.

$$C_L = C_{p(22,2^\circ C)} \cdot \rho_{(22,2^\circ C)}$$

Para el cálculo de la densidad (ρ) se recurrió al conjunto de fórmulas de las Figuras 15 y 16.

Proteína $\rho = 1318,40 \frac{Kg}{m^3}$

Grasa $\rho = 916,32 \frac{Kg}{m^3}$

Carbohidratos $\rho = 1592,12 \frac{Kg}{m^3}$

Fibra $\rho = 1303,30 \frac{Kg}{m^3}$

Ceniza $\rho = 2417,57 \frac{Kg}{m^3}$

Agua $\rho = 995,40 \frac{Kg}{m^3}$

Según Ec. (3):

$$\rho_{masa(22,2^\circ C)} = \frac{1}{\sum \frac{X_i}{\rho_i}} = 1.304,16 \frac{Kg}{m^3}$$

Conociendo este valor y el del C_p a la temperatura señalada se procedió al cálculo de C_L .

$$C_L = 2,57 \frac{KJ}{Kg \cdot K} \cdot 1.304,16 \frac{Kg}{m^3} = 3.351,69 \frac{KJ}{m^3 \cdot K}$$

El calor específico volumétrico a temperatura final de congelado ($-15^\circ C$) de la masa fue el que en este PI se denotó como C_s . Para obtener dicho valor se utilizó la fórmula Ec. (5):

$$C_s = C_{p(-15^\circ C)} \cdot \rho_{(-15^\circ C)}$$

Para la obtención del valor del calor específico a la temperatura final de congelado se recurrió al conjunto de fórmulas de las Figuras 15 y 16:

Proteína $C_p = 1,99 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ K}$

Grasa $C_p = 1,96 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ K}$

Carbohidratos $C_p = 1,52 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ K}$

| | |
|---------|-------------------------------------|
| Fibra | $Cp = 1,82 \frac{KJ}{Kg.^{\circ}K}$ |
| Cenizas | $Cp = 1,06 \frac{KJ}{Kg.^{\circ}K}$ |
| Agua | $Cp = 4,43 \frac{KJ}{Kg.^{\circ}K}$ |
| Hielo | $Cp = 1,97 \frac{KJ}{Kg.^{\circ}K}$ |

Reemplazando los valores de temperatura (t) por $-15^{\circ}C$ se obtuvo el valor de calor específico de cada componente de la masa. Sabiendo la concentración de cada componente en la masa y según (4):

$$Cp_{masa(-15^{\circ}C)} = \sum Cp_i \cdot X_i = 1,74 \frac{KJ}{Kg.^{\circ}K}$$

Para la obtención del valor de la densidad a la temperatura indicada, se recurrió nuevamente al conjunto de fórmulas de las Figuras 15 y 16:

| | |
|---------------|----------------------------------|
| Proteína | $\rho = 1.337,68 \frac{Kg}{m^3}$ |
| Grasa | $\rho = 931,85 \frac{Kg}{m^3}$ |
| Carbohidratos | $\rho = 1.603,76 \frac{Kg}{m^3}$ |
| Fibra | $\rho = 1.316,99 \frac{Kg}{m^3}$ |
| Cenizas | $\rho = 2.428,01 \frac{Kg}{m^3}$ |
| Agua | $\rho = 997,98 \frac{Kg}{m^3}$ |
| Hielo | $\rho = 918,85 \frac{Kg}{m^3}$ |

Con el mismo procedimiento de reemplazo de los valores de temperatura (t) por $-15^{\circ}C$ se obtuvieron los valores de densidad ($\frac{Kg}{m^3}$) para cada componente a esta temperatura. Posteriormente se calculó la densidad total de la masa mediante (3):

$$\rho_{masa(-15^{\circ}C)} = \frac{1}{\sum \frac{X_i}{\rho_i}} = 1.270,48 \frac{Kg}{m^3}$$

Se procedió al cálculo del calor específico volumétrico a temperatura final de congelado:

$$C_s = Cp_{(-15^{\circ}C)} \cdot \rho_{(-15^{\circ}C)} = 2.210,63 \frac{KJ}{m^3 \cdot K}$$

A continuación se procedió al cálculo de la entalpía (H) a $-1,1^{\circ}C$ y a $-10^{\circ}C$ ya que son las temperaturas de inicio de congelamiento y la del centro de masa a la cual se ajusta el modelo respectivamente, valores necesarios para

obtener los números de Plank y Stefan. Esto se realizó aplicando Ec. (7) y Ec. (8) para $-1,1^{\circ}\text{C}$ y -10°C respectivamente.

$$H_{-1,1} = 9,79246 + 405,096 \cdot X_{wo}$$

$$H_{-10} = (t - t_r)(1,55 + 1,26 \cdot X_s - \frac{(X_{wo} - X_b)L_o \cdot t_f}{t_r \cdot t})$$

Donde t es la temperatura del alimento, t_r es la temperatura de referencia (-40°C), X_s fracción de sólidos, X_{wo} fracción de agua en el alimento no congelado, X_b la fracción de agua ligada, L_o es el calor latente de fusión del agua que es de $333,6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$ y t_f temperatura de inicio de congelamiento.

Reemplazando los valores se obtuvieron las dos entalpías buscadas:

$$H_{-1,1} = 143,47 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$H_{-10} = 80,08 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

Teniendo en cuenta que para obtener el ΔH es necesario conocer las entalpías volumétricas se procedió a la fórmula Ec. (9):

$$\Delta H = \rho_{-1,1} \cdot H_{-1,1} - \rho_{-10} \cdot H_{-10}$$

La densidad del alimento a $-1,1^{\circ}\text{C}$

Proteína $\rho = 1.330,47 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Grasa $\rho = 929,04 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Carbohidratos $\rho = 1.599,44 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Fibra $\rho = 1.311,90 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Cenizas $\rho = 2.424,10 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Agua $\rho = 997,17 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

Hielo $\rho = 917,03 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$

$$\rho_{masa(-1,1^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{\sum \frac{X_i}{\rho_i}} = 1.309,37 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

La densidad del alimento a -10°C

$$\text{Proteína} \quad \rho = 1.335,08 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Grasa} \quad \rho = 929,76 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Carbohidratos} \quad \rho = 1.602,20 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Fibra} \quad \rho = 1.315,15 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Cenizas} \quad \rho = 2.426,60 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Agua} \quad \rho = 996,77 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\text{Hielo} \quad \rho = 918,19 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_{masa(-10^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{\sum \frac{X_i}{\rho_i}} = 1.269,31 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Obteniendo el ΔH necesario:

$$\Delta H = 85,26 \cdot 10^3 \frac{\text{KJ}}{\text{m}^3}$$

Con este valor, se procedió a la obtención del número de Plank utilizando la fórmula antes mencionada *Ec. (14)*:

$$P_k = \frac{C_L \cdot (t_i - t_f)}{\Delta H}$$

Reemplazando los valores de la fórmula se obtuvo el número de Plank:

$$P_k = 0,91$$

La fórmula para calcular el número de Stefan tiene una estructura muy similar a la del cálculo del número de Plank, pero en lugar de utilizar el valor de C_L , se utiliza el valor de C_s como indica *Ec. (15)*.

$$S_{te} = \frac{C_s \cdot (t_f - t_m)}{\Delta H}$$

De esta forma, utilizando los valores obtenidos anteriormente, se calculó el número de Stefan:

$$S_{te} = 0,87$$

El próximo paso fue calcular el tiempo de congelación para una placa infinita (*infinite slab*), la cual se obtuvo de la *Figura 17* los parámetros geométricos "P" y "R" necesarios.

Expresiones P y R

| Forma | Expresiones P y R | Aplicabilidad |
|-------------------|---|---|
| Placa Infinita | $P = 0.5072 + 0.2018 Pk + Ste \left(0.3224 Pk + \frac{0.0105}{Bi} + 0.0681 \right)$ $R = 0.1684 + Ste(0.2740 Pk - 0.0135)$ | $10 \leq h \leq 500 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ $0 \leq D \leq 0.12 \text{ m}$ $T_f \leq 40^\circ\text{C}$ $-45 \leq T_m \leq -15^\circ\text{C}$ |
| Cilindro Infinito | $P = 0.3751 + 0.0999 Pk + Ste \left(0.4008 Pk + \frac{0.0710}{Bi} - 0.5865 \right)$ $R = 0.0133 + Ste(0.0415 Pk + 0.3957)$ | $0.155 \leq Ste \leq 0.345$ $0.5 \leq Bi \leq 4.5$ $0 \leq Pk \leq 0.55$ |
| Esfera | $P = 0.1084 + 0.0924 Pk + Ste \left(0.231 Pk - \frac{0.3114}{Bi} + 0.6739 \right)$ $R = 0.0784 + Ste(0.0386 Pk - 0.1694)$ | $0.155 \leq Ste \leq 0.345$ $0.5 \leq Bi \leq 4.5$ $0 \leq Pk \leq 0.55$ |
| Ladrillo | $P = P_2 + P_1 [0.1136 + Ste(5.766 P_1 - 1.242)]$ $R = R_2 + R_1 [0.7344 + Ste(49.89 R_1 - 2.900)]$ | $0.155 \leq Ste \leq 0.345$ $0 \leq Pk \leq 0.55$ $0 \leq Bi \leq 22$ $1 \leq \beta_1 \leq 4$ $1 \leq \beta_2 \leq 4$ |
| donde | $P_2 = P_1 \left[1.026 + 0.5808 Pk + Ste \left(0.2296 Pk + \frac{0.0182}{Bi} + 0.1050 \right) \right]$ $R_2 = R_1 [1.202 + Ste(3.410 Pk + 0.7336)]$ | |
| y | $P_1 = \frac{\beta_1 \beta_2}{2(\beta_1 \beta_2 + \beta_1 + \beta_2)}$ | |
| en donde | $R_1 = \frac{Qr}{2} \left[(r-1)(\beta_1-r)(\beta_2-r) \ln \left(\frac{r}{r-1} \right) - (s-1)(\beta_1-s)(\beta_2-s) \ln \left(\frac{s}{s-1} \right) \right] + \frac{1}{72} (2\beta_1 + 2\beta_2 - 1)$ | |
| y | $\frac{1}{Q} = 4 \left[(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2 \right]^{1/2}$ $r = \frac{1}{3} \left\{ \beta_1 + \beta_2 + 1 + [(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2} \right\}$ $s = \frac{1}{3} \left\{ \beta_1 + \beta_2 + 1 - [(\beta_1 - \beta_2)(\beta_1 - 1) + (\beta_2 - 1)^2]^{1/2} \right\}$ | |
| | $\beta_1 = \frac{\text{Second shortest dimension of food}}{\text{Shortest dimension of food}}$ $\beta_2 = \frac{\text{Longest dimension of food}}{\text{Shortest dimension of food}}$ | |

Cleland and Earle (1977, 1979a, 1979b)

De esta forma, se obtuvieron los siguientes valores:

$$P = 1,03$$

$$R = 0,38$$

Con estos parámetros geométricos, se procedió a calcular el tiempo de congelación para una placa infinita con la ecuación modificada de Plank (Cleland y Earle). La misma está ajustada para cuando la temperatura final del centro de masa difiere de -10°C (16).

$$\theta_{placa} = \frac{\Delta H}{t_f - t_m} \cdot \left(\frac{P \cdot D}{h} + \frac{R \cdot D^2}{K_s} \right) \cdot \left[1 - \frac{1,65 \cdot Ste}{K_s} \ln \left(\frac{t_{fc} - t_m}{t_r - t_m} \right) \right]$$

donde θ es el tiempo de congelamiento, t_m es la temperatura del medio (-35°C) y t_{fc} la temperatura real final del centro del alimento (-15°C). El valor obtenido de tiempo para la placa infinita es:

$$\theta_{placa} = 13.474 \text{ s} = 3,74 \text{ h}$$

Lo siguiente fue calcular el equivalente dimensional de transferencia de calor del alimento. Para esto se utilizaron las siguientes ecuaciones de Cleland

de 1987(18,19,20), las cuales se adaptan a un cilindro finito con diámetro mayor a la altura, que es la geometría del alimento en cuestión.

$$E = G_1 + G_2 \cdot E_1 + G_3 \cdot E_2$$

donde:

$$E_1 = X \left(\frac{2,32}{\beta_1^{1,77}} \right) \cdot \frac{1}{\beta_1} + \left[1 - X \left(\frac{2,32}{\beta_1^{1,77}} \right) \right] \frac{0,73}{\beta_1^{2,5}}$$

$$E_2 = X \left(\frac{2,32}{\beta_2^{1,77}} \right) \cdot \frac{1}{\beta_2} + \left[1 - X \left(\frac{2,32}{\beta_2^{1,77}} \right) \right] \frac{0,5}{\beta_2^{3,69}}$$

donde $\phi = \frac{2,32}{\beta_1^{1,77}}$, el valor de la función X será

$$X(\phi) = \frac{\phi}{B_i^{1,34} + \phi}$$

G_1 , G_2 y G_3 se obtuvieron de la *Figura 18*.

Con estos valores se obtuvo E_1 . E_2 no fue necesario calcularlo ya que como se observa en la tabla que $G_3 = 0$ para este sistema.

$$E_1 = 0,37$$

Teniendo E_1 , G_1 , G_2 y G_3 se obtuvo el equivalente dimensional de

Constantes Geométricas

| Forma | G_1 | G_2 | G_3 |
|---------------------------------------|-------|-------|-------|
| Placa infinita | 1 | 0 | 0 |
| Cilindro infinito | 2 | 0 | 0 |
| Esfera | 3 | 0 | 0 |
| Cilindro Finito (diámetro > altura) | 1 | 2 | 0 |
| Cilindro Finito (altura > diámetro) | 2 | 0 | 1 |

Cleland et al. (1987a)

transferencia de calor (E):

$$E = 1,74$$

Con este último valor y con el tiempo para la placa infinita, se calculó el tiempo para un cilindro finito aplicando (17):

$$\theta_{cilindro} = \frac{\theta_{placa}}{E}$$

Reemplazando se obtuvo:

$$\theta_{cilindro} = 2,15 h$$

El valor obtenido de tiempo para la congelación del cilindro de masa se puede considerar prolongado a simple vista. Una posible causa de que tarde tanto tiempo es el coeficiente de transferencia de calor convectivo, h . Por lo que se realizó la suposición según datos bibliográficos (ASHRAE, 2010) de valores estándar para coeficientes de transmisión convectivo en cilindros de $h = 25 \frac{W}{m^2.K}$, los valores modificados y los resultados obtenidos por dicho cambio en comparación con el valor original se muestran en la *Tabla 4*.

Tabla 4. Tabla comparativa coeficiente convectivo.

| Tabla comparativa | $h = 12,14 \frac{W}{m^2.K}$ | $h = 25 \frac{W}{m^2.K}$ |
|----------------------------|-----------------------------|--------------------------|
| <i>Biot</i> | 0,81 | 1,52 |
| <i>P</i> (factor de forma) | 1,03 | 1,01 |
| $X(\emptyset)$ | 0,52 | 0,31 |
| E_1 | 0,37 | 0,29 |
| E | 1,74 | 1,58 |
| θ_{placa} [h] | 3,52 | 2,21 |
| $\theta_{cilindro}$ [h] | 2,02 | 1,27 |

Se puede apreciar que hay un cambio significativo en el valor final de tiempo de congelación, por lo que asegurar un valor de transferencia de calor adecuado puede generar cambios sustanciales a la hora de congelar el alimento.

El uso de este sistema de cálculo se basó en el concepto de que mientras mayor es la velocidad de congelamiento mejores características organolépticas tendrá el alimento descongelado, mientras más rápido se congela un alimento, los cristales de agua formados serán más pequeños. De esta forma, las estructuras internas del producto sufren menor daño que en el caso de una congelación más lenta. Si bien es cierto que el alimento sufre una degradación debido a la deshidratación en el descongelado y la rotura en la red de gluten, el deterioro se vuelve notorio a partir de los 7 días de almacenamiento congelado, lo cual no aplica al alimento en este proyecto que es consumido en menos de 7 días. Además, al tener menor tamaño de cristales en el producto congelado, la pérdida de agua por sublimación a la hora del proceso de descongelamiento será menor, favoreciendo que se mantengan las cualidades de la masa.

Teniendo como objetivo 300.000 masas por mes y sabiendo que la panadería no cambiaría el régimen de trabajo de 10 horas diarias durante 6 días por semana, se obtuvieron un promedio de 25 días laborales por mes. Considerando que el bollo de masa necesita aproximadamente 2 horas para ser

congelado y por lo tanto el último bollo de masa que ingresaría al equipo es a las 8 horas de haber comenzado la jornada laboral, se calculó:

$$\text{Horas totales por mes} = 25 \text{ días} \cdot 8 \frac{\text{horas}}{\text{día}} = 200 \text{ horas}$$

Con este valor se pudo obtener la cantidad de masas por hora que se necesitan congelar:

$$\text{Masas por hora} = \frac{300.000 \text{ masas}}{200 \text{ horas}} = 1.500 \frac{\text{masas}}{\text{hora}}$$

Se obtiene:

$$\text{Masas por segundo} = \frac{1.500 \frac{\text{masas}}{\text{hora}}}{3.600 \frac{\text{segundos}}{\text{hora}}} = 0,42 \frac{\text{masas}}{\text{segundo}}$$

Por lo tanto:

$$\frac{1}{0,42 \frac{\text{masas}}{\text{segundo}}} = 2,4 \frac{\text{segundos}}{\text{masa}}$$

En la búsqueda de los equipos industriales disponibles en mercado que satisficiesen esta producción horaria, se encontró una gran variedad de catálogos con dimensiones y cualidades ajustables entre los cuales se debió elegir en función de los datos de diseño obtenidos. Se debió ajustar el diseño a las especificaciones de los equipos industriales, y se escogió el “Túnel Espiral Continuo T.C.E 300”, de la empresa *Tameinsa (Talleres mecánicos e industriales S.A)* oriunda de A Coruña, España. Este se asemeja a las especificaciones necesarias para el trabajo a realizar. Debió calcularse la velocidad de la cinta para cumplir con los requisitos.

El equipo consta de dimensiones de 4,5 m de largo 4,5 m de ancho y 4,9 m de altura, con un ancho de cinta de 40 cm, 14 vueltas de cinta, largo de 138 m aproximadamente y un radio del sistema de 1,5 m (*Figuras 20 y 21*).

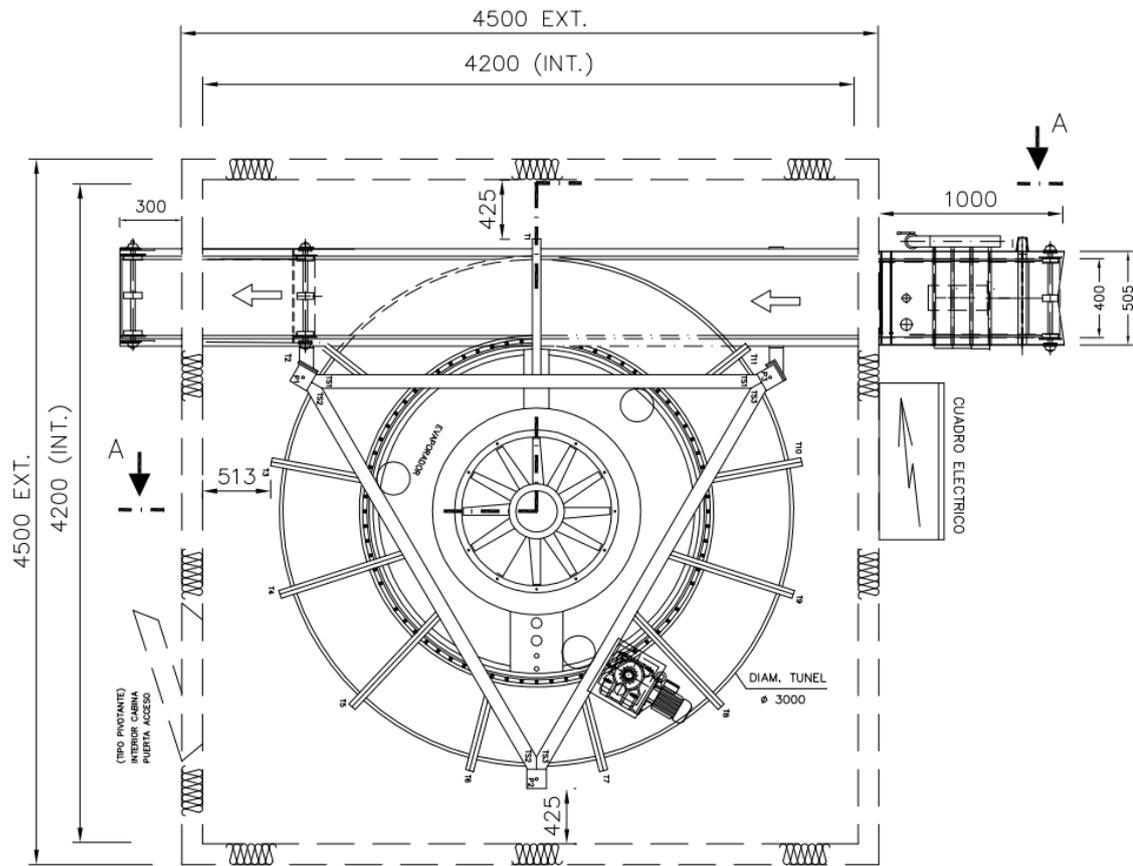


Figura 20. Plano túnel de congelación.

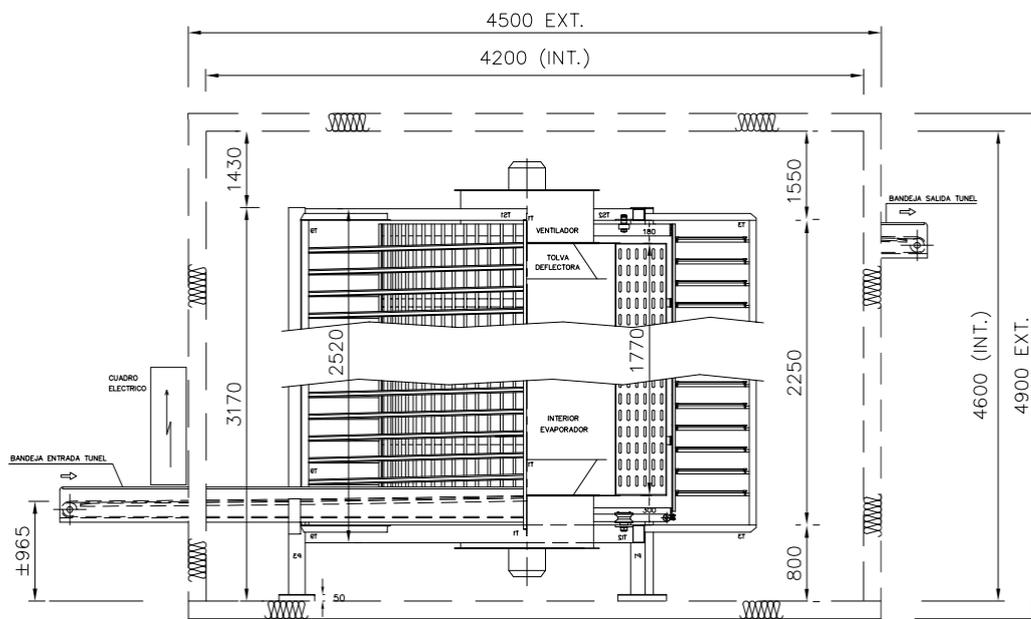


Figura 21. Plano túnel de congelación.

Se debió verificar que las características de dimensiones y velocidad de la cinta cumplen con los requisitos de producción.

El ancho de la cinta presentó una restricción adicional para la velocidad de la misma. Por un lado la cinta tiene el limitante de la producción y el tiempo de residencia debiéndose procesar $0,42 \frac{\text{masas}}{\text{segundo}}$. Por otro lado se encuentra la restricción del largo de cinta, la cual tiene 138 m y debe tener un tiempo de residencia en el equipo de $2,15 \text{ h}$, lo que se traduce en una velocidad de cinta de $1,78 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$. Se debió encontrar una configuración de posicionamiento de las masas sobre ella que satisfaga ambos parámetros.

Realizando el cociente entre ambos se obtuvo:

$$\frac{0,42 \frac{\text{masas}}{\text{s}}}{1,78 \frac{\text{cm}}{\text{s}}} = 0,235 \frac{\text{masas}}{\text{cm}}$$

Esta necesidad se ve suplida con la configuración representada en la *Figura 22*, donde se colocan 5 masas cada 18 cm de cinta.

$$0,235 \frac{\text{masas}}{\text{cm}} * 18 \text{ cm}(2 \text{ diametros}) = 4,24 \text{ masas}$$

Se tomó 5 para incluir retrasos por dificultades o demoras en la colocación y espaciado correcto de las masas.

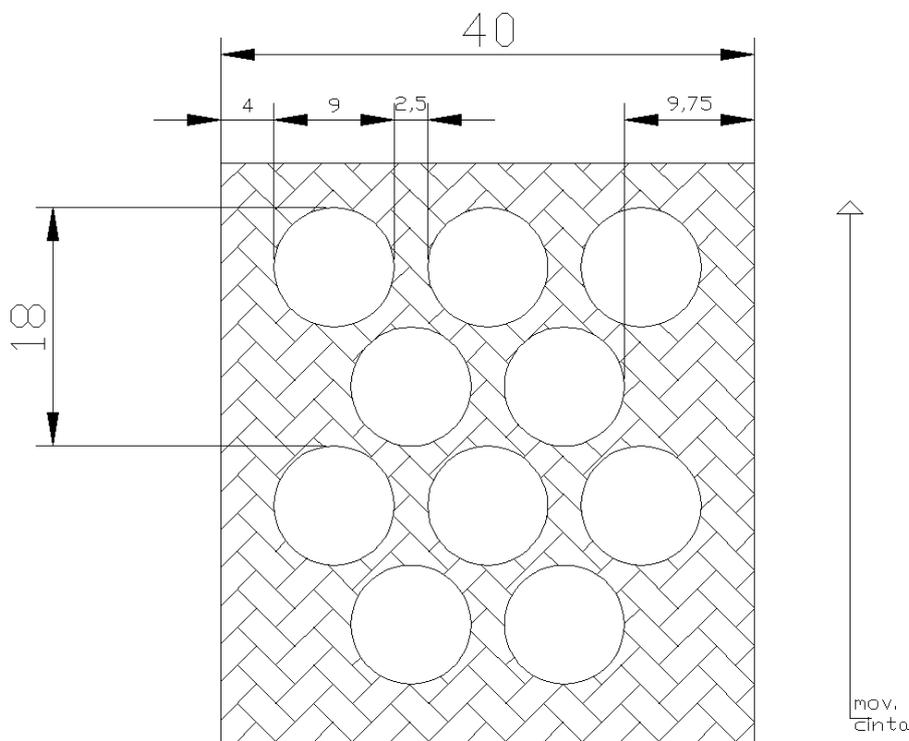


Figura 22. Disposición en cinta transportadora.

Esta configuración satisfizo tanto el tiempo de residencia necesario para la congelación completa como la necesidad estérica de la producción diaria de masas.

Forma Plana.

Se desarrolló en forma análoga el sistema de cálculos para congelar la masa estirada en forma rectangular. El procedimiento fue el mismo que para el caso de bollos. Al ser un rectángulo de 35cm de ancho y 20cm de largo y tener un alto de 1cm , el número de Biot fue menor y se pudo considerar enfriamiento homogéneo. Se tomó la geometría como una placa plana y se obtuvo el tiempo total separando las etapas de pre-congelación, congelación, y subenfriamiento respectivamente.

$$\theta_{placa} = 1.444s + 1617s + 960s = 4020s = 67 \text{ min}$$

No se continuó en el proyecto con este tiempo ya que una de las premisas primordiales impuestas era el formato de entrega. Se desarrolló con el pensamiento de optimizar el proceso y brindar alternativas más eficientes.

Carga Túnel de Congelación.

Se debió garantizar que el equipo elegido satisfaga las necesidades de potencia de la producción, y que se cumplan los objetivos de enfriamiento sin tener el equipo trabajando al límite, para ello se calcula la carga que debe soportar el equipo.

La carga debida al enfriamiento del producto es la más significativa, ya que debe extraer grandes cantidades de calor sensible en un principio para llevar la masa al punto de congelamiento, calor latente en el cambio de fase del agua que contiene el alimento, y sensible para el subenfriamiento, hasta la temperatura deseada.

La primera parte fue enfriar el bollo de masa de la temperatura inicial hasta la temperatura de inicio de congelación, como calor específico se tomó el promedio entre el valor a la temperatura inicial $22,2^{\circ}\text{C}$ y la temperatura de inicio de congelación $-1,1^{\circ}\text{C}$ y como masa al flujo de masa por segundo que entra al congelador.

$$Q_{t1} = m \cdot C_e \cdot (t_i - t_f)$$

donde:

$$m = 0,1145 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$C_e = 2,49 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^{\circ}\text{K}}$$

$$t_i = 22,2^{\circ}\text{C}$$

$$t_f = -1,1\text{C}$$

entonces

$$Q_{t1} = 6,66 \text{ KW}$$

La segunda etapa conlleva el cambio de fase del agua en el alimento, la potencia necesaria:

$$Q_{t2} = m \cdot X_{ice} \cdot L_o$$

donde:

$$m = 0,1145 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

$$X_{ice} = 0,29$$

$$L_o = 333,6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

entonces

$$Q_{t2} = 11,08 \text{ KW}$$

Por último se obtuvo el calor sensible hasta el subenfriamiento deseado de -15°C , se tomó como calor específico la media entre el calor específico a $-1,1^{\circ}\text{C}$ y -15°C

$$C_e = 2,10 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^{\circ}\text{K}}$$

$$Q_{t3} = 3,35 \text{ KW}$$

La carga total necesaria se obtiene por la suma:

$$Q_{tT} = Q_{t1} + Q_{t2} + Q_{t3} = 21,10 \text{ KW}$$

El equipo elegido (ANEXO 2 y 3) según catálogo tiene una capacidad en el evaporador para generar 45.000 *frigorias/h* lo que es equivalente a 52,3 *kW* en su funcionamiento máximo, por lo que puede concluirse que la carga generada por el producto será satisfecha con la capacidad del equipo e incluso posee capacidad frigorífica para aumentar la producción, si las condiciones de tiempo de residencia se cumplen.

Cámara de Almacenamiento.

Teniendo en cuenta que la caja de producto debe tener un peso que sea simple de cargar para un trabajador, tener dimensiones que eviten flexiones de caja y al mismo tiempo contener tantas masas como sea posible, se definió que cada caja contuviera 90 bollos de masa. Para alcanzar esto se dimensionó en 0,45 m de largo, 0,6 m de ancho y 0,2 m de alto, de forma que se pueden acomodar 6x5x3 masas (Figuras 23 y 24).

$$90 \text{ masas} \cdot 0,275 \frac{\text{Kg}}{\text{masa}} = 24,75 \text{ kg de producto cada caja}$$

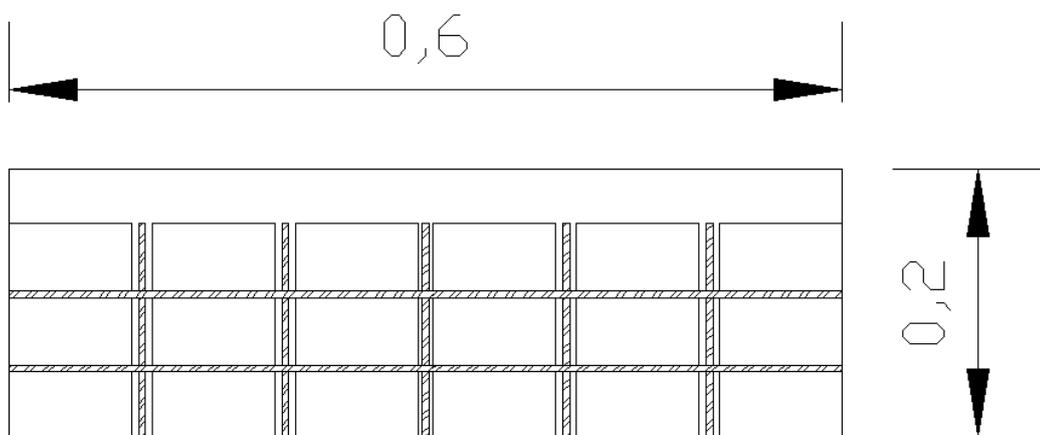


Figura 23. Disposición de masas en caja.

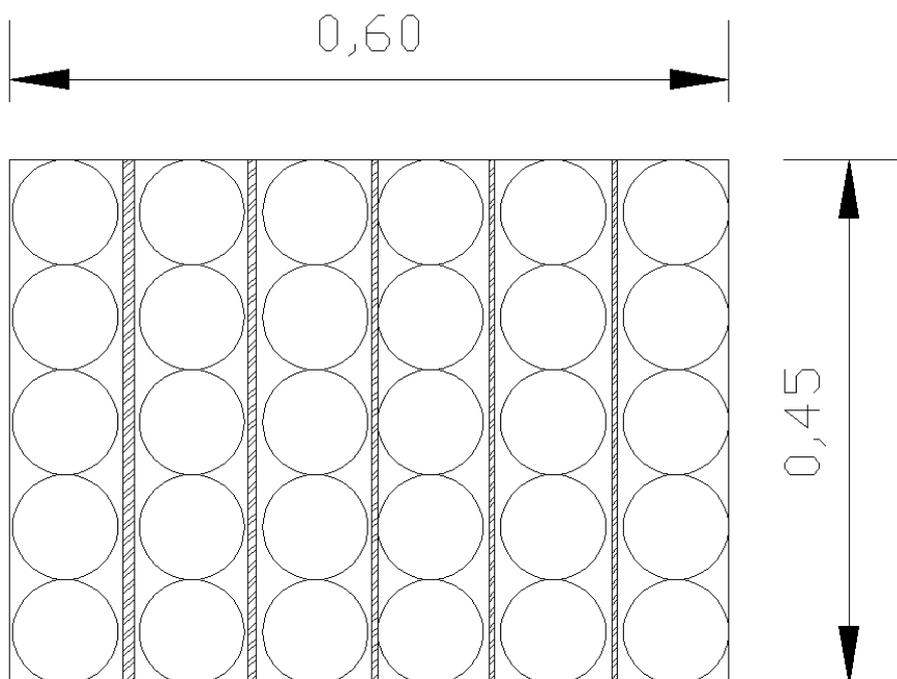


Figura 24. Disposición de masas en caja.

El producto debe estar provisto previamente de una bolsa de polietileno que envuelva la totalidad de los bollos de la caja, y cerrarse una vez cargado en ellas, para evitar la deshidratación del producto.

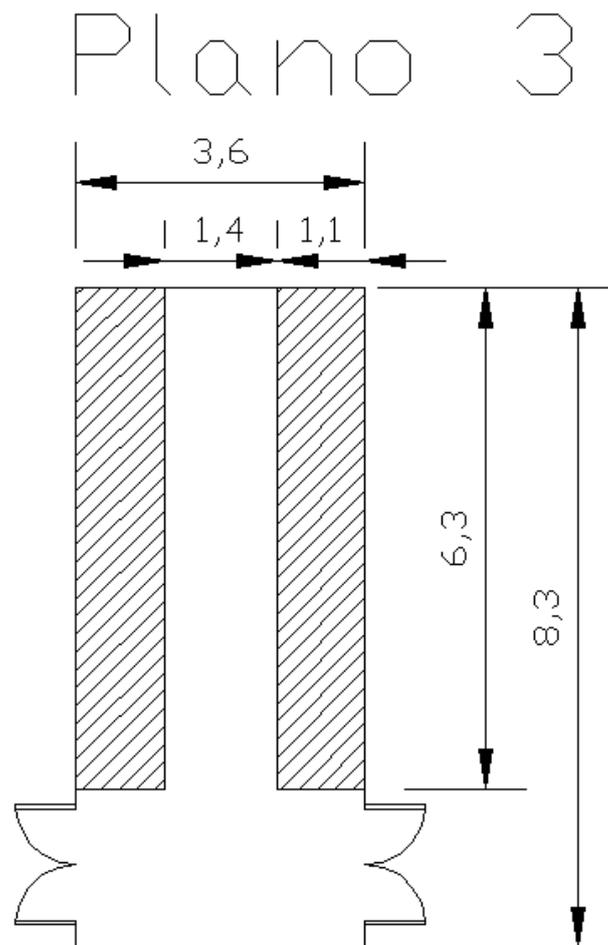
La capacidad necesaria de almacenamiento es de 24.000 bollos de masas debido a que serían retirados una vez cada dos días. Es por esto que la capacidad de almacenamiento debe ser equivalente a dos días de producción, sobredimensionado por un coeficiente de seguridad de 1,25.

$$24.000 \text{ masas} \cdot 1,25 = 30.000 \text{ masas}$$

La cantidad de cajas a almacenar

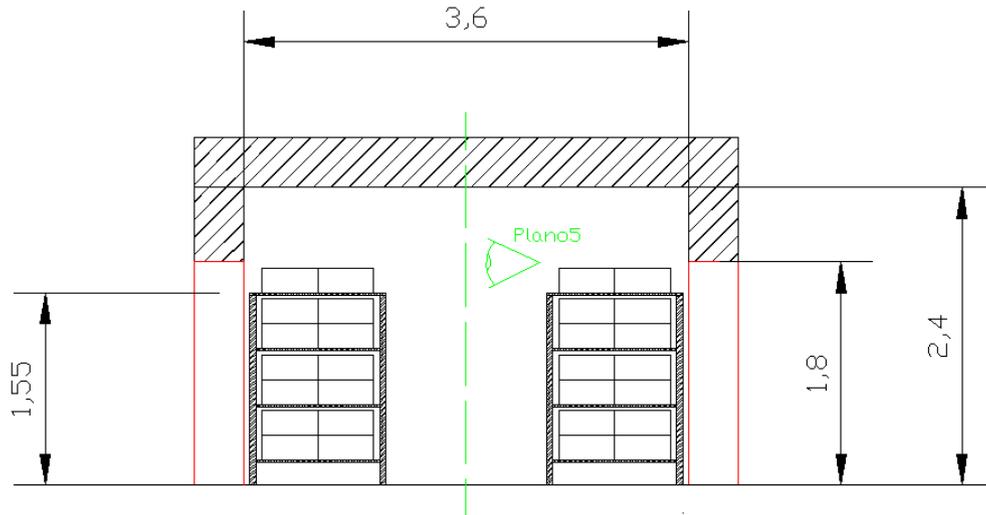
$$\frac{30.000 \text{ masas}}{90 \frac{\text{masas}}{\text{caja}}} = 334 \text{ cajas}$$

La disposición de la cámara es la mostrada en los *Planos 3,4 y 5*.

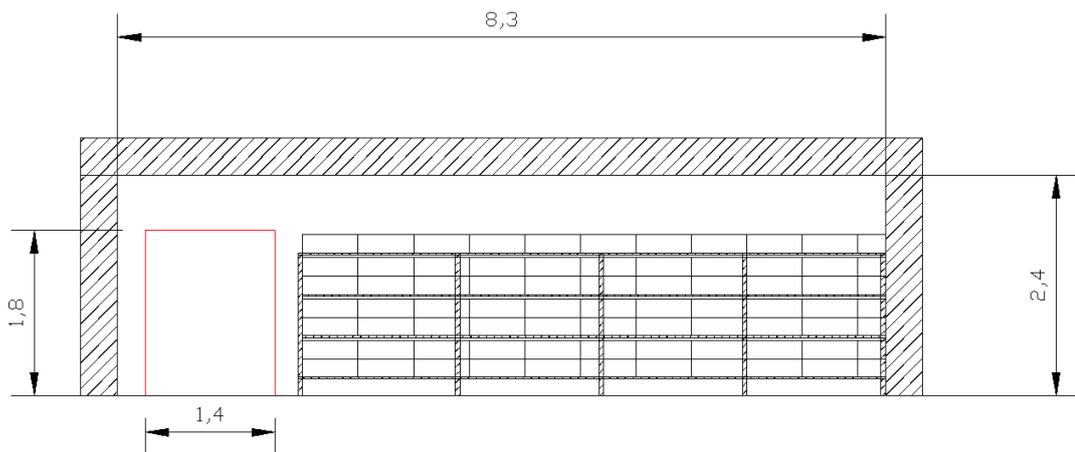


☒ Estanteria

Plano 4



Plano 5



En el Plano 3 se observa la cámara de almacenamiento vista desde arriba. Se identifica la disposición propuesta de las estanterías y pasillos, con las puertas de carga y descarga.

En el Plano 4 y en el Plano 5 se ve el corte frontal y el corte lateral, respectivamente, donde se aprecian las medidas de altura de las puertas.

En el diseño de la cámara de almacenamiento, representado en los Planos 3,4 y 5, se puede ver que se tiene disponible para almacenamiento una superficie total de $13,86 \text{ m}^2$, que corresponden a la suma del área de las dos estanterías sombreadas en el dibujo. Considerando que 334 cajas cubren una superficie de $90,18 \text{ m}^2$ se deben apilar un total de:

$$\frac{90,18 \text{ m}^2}{13,86 \frac{\text{m}^2}{\text{nivel}}} = 6,5 \text{ niveles}$$

Este cálculo indica que se debe apilar un total de 7 cajas de alto para que se puedan acomodar en el espacio disponible la cantidad de bollos de masa.

Se tomó un pasillo de $1,4 \text{ m}$ de ancho que conecta la puerta de ingreso y egreso de mercadería y un pasillo también de $1,4 \text{ m}$ de ancho, perpendicular al anterior que se extiende a lo largo de las estanterías con el fin de abastecerlas y facilitar el manejo en un carro transportador.

Como consecuencia de todo esto se obtuvo una cámara de almacenamiento de las dimensiones siguientes:

- Largo: $8,3 \text{ m}$.
- Ancho: $3,6 \text{ m}$.
- Alto: $2,5 \text{ m}$.

Calculo Espesor del Aislante (-18°C).

Según marca la norma *UNE – EN ISO 12241:2010* se supone una transferencia de calor máxima de $q'' = 6.98 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$. Este dato es imprescindible para dimensionar el espesor del aislante. El flujo de calor que atraviesa un muro en régimen estacionario, y a cuyos lados existen temperaturas t_e y t_i (exterior e interior, con $t_e > t_i$), viene dado por Ec. (22):

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \rightarrow q'' = \frac{Q}{A} = U \cdot \Delta t$$

Donde U es el coeficiente global de transmisión de calor y Δt la diferencia entre la temperatura interior y exterior.

La temperatura exterior considerada es la máxima anual registrada por el servicio meteorológico, ya que es la condición más adversa para la cámara de almacenamiento, se considera que también es la temperatura de la cuadra.

$$t_{ext} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

La temperatura mínima a la cual debe permanecer para su almacenamiento los productos de panificación está fijada por el Código Alimentario Argentino (-15°C) pero se tomó una temperatura menor por seguridad, ya que el centro debe mantener la temperatura de -15°C.

$$t_{alm} = -18^{\circ}C$$

Despejando el coeficiente global de transmisión de calor se obtuvo:

$$U = 0,127 \frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$$

El coeficiente global de pérdida para un cerramiento formado por una serie de capas plano paralelas, de distintos materiales viene definido por *Ec. (21)*:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \sum_{j=1}^n \frac{e_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_e}$$

Los valores de $\frac{1}{h_i}$ y $\frac{1}{h_e}$ debieron estimarse para los cálculos, en función de la posición del cerramiento, el sentido del flujo de calor y la situación del cerramiento. Los valores se obtuvieron a partir de las *Figuras 25 y 26*:

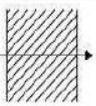
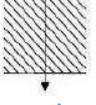
| Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor | R _{se} | R _{si} |
|---|-----------------|-----------------|
| Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal >60° y flujo horizontal  | 0,04 | 0,13 |
| Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal ≤60° y flujo ascendente  | 0,04 | 0,10 |
| Cerramientos horizontales y flujo descendente  | 0,04 | 0,17 |

Figura 25. Resistencias convectivas según flujo de calor.

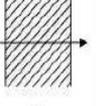
| Posición de la <i>partición interior</i> y sentido del flujo de calor | R _{se} | R _{si} |
|--|-----------------|-----------------|
| <i>Particiones interiores</i> verticales o con pendiente sobre la horizontal >60° y flujo horizontal  | 0,13 | 0,13 |
| <i>Particiones interiores</i> horizontales o con pendiente sobre la horizontal ≤60° y flujo ascendente  | 0,10 | 0,10 |
| <i>Particiones interiores</i> horizontales y flujo descendente  | 0,17 | 0,17 |

Figura 26. Resistencias convectivas según flujo de calor.

Por su parte, la cámara frigorífica se aislará mediante paneles sándwich. Una de las múltiples ventajas en la utilización del panel sándwich, es la de englobar en un único elemento: aislante, barrera antivapor y revestimiento. El alma del panel será de poliuretano (PPU), con una conductividad térmica $\lambda = 0,021 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$. Revestiendo el panel se usará placas de acero inoxidable tanto para las superficies interiores como exteriores. No se incluye en el cálculo del espesor del aislante este revestimiento ya que la conductividad del acero es 3 órdenes de magnitud mayor al del PPU ($16,3 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$) y por lo tanto su incidencia sería mínima. El espesor del aislante fue la incógnita a calcular.

Para las 4 paredes verticales se obtuvo por lo tanto:

$$\frac{1}{h_i} = 0,13 \text{ y } \frac{1}{h_e} = 0,13$$

Para el techo de la cámara:

$$\frac{1}{h_i} = 0,1 \text{ y } \frac{1}{h_e} = 0,1$$

El siguiente paso consistió en definir el área de cada superficie por la cual hay transferencia de calor.

$$A_{\text{paredes laterales}} = (8,3m \cdot 2,5m) - (1,8m \cdot 1,4m) = 18,23m^2$$

$$A_{\text{paredes frontales}} = 3,6m \cdot 2,5m = 9m^2$$

$$A_{\text{techo}} = 8,3m \cdot 3,6m = 29,88m^2$$

$$A_{\text{puertas}} = 1,8m \cdot 1,4m = 2,52m^2$$

Al haber definido estos valores, se tienen todos los datos necesarios para obtener el espesor de cada pared o puerta mediante la ecuación (2a).

$$e_{\text{paredes laterales}} = e_{\text{paredes frontales}} = e_{\text{puertas}} = 0,16m$$

$$e_{\text{techo}} = 0,16m$$

Con estos datos de espesores mínimos necesarios para que el flujo de calor no supere el valor máximo definido ($q'' = 6,98 \frac{W}{m^2}$), se procedió a buscar lo que más se ajuste a las especificaciones en el área comercial. Uno de los



Productos

Placas > Presentación y aplicaciones

| Densidad | Dimensiones | | Espesores | | Aplicaciones |
|----------------------|-------------|-------|-----------|--------|----------------------------|
| | Largo | Ancho | Mínimo | Máximo | |
| 40 Kg/m ³ | 2000 | 1000 | 2 | 500 | Click aquí |
| | 2500 | 1050 | 10 | 500 | |
| | 2600 | 1050 | 10 | 500 | |
| | 2820 | 1210 | 10 | 550 | |
| 60 Kg/m ³ | 2000 | 1000 | 2 | 340 | Click aquí |
| 80 Kg/m ³ | 2000 | 1000 | 2 | 240 | Click aquí |

Figura 27. Catálogo Argenpur S.A.

especialistas en la Argentina es la empresa *Argenpur S.A*, catálogo de la cual se presenta a continuación en la *Figura 27*.

Teniendo en cuenta las necesidades estructurales se optó por paneles de densidad de $60 \frac{Kg}{m^3}$ y un espesor de $0,16 m$ tanto en el techo como en las paredes, de forma que unificando las características de los paneles, se reducen costos.

Una vez definido el espesor, se procedió a realizar el camino inverso para calcular el coeficiente global de transferencia de calor mediante *Ec. (21)*.

$$U = 0,12 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Cálculo de la carga térmica.

La carga térmica máxima que tendrá la cámara de almacenamiento proporcionará el valor de la potencia necesaria que deberá tener el equipo de enfriamiento, que es uno de los dos factores limitantes dentro de la compra de un equipo de refrigeración para controlar la temperatura de un ambiente. El otro factor que limita el funcionamiento de un equipo es el volumen de aire al que se debe controlar la temperatura. Sabiendo esto, se procedió a calcular ambos factores para reconocer cuál es el limitante a la hora de ver las especificaciones técnicas de los equipos en el mercado.

Los factores a tener en cuenta para el cálculo de la carga térmica total fueron:

- Carga térmica debida a pérdidas por transmisión por paredes, techo y suelo.
- Carga térmica debida a la renovación necesaria de aire: renovación de aire debido a la apertura de puertas, por ejemplo.
- Carga térmica debida al calor desprendido por maquinaria: Calor que desprenden los motores dentro del recinto frío (ventiladores).
- Carga térmica aportada por las personas: personas que ingresan al recinto frío para manipular el producto.
- Carga térmica aportada por la iluminación.
- Carga térmica aportada por enfriamiento de cartón de envase.

Carga térmica debida a las pérdidas por transmisión por paredes, techo y suelo (puente térmico).

Para el cálculo del siguiente valor de potencia se utilizó la función de transferencia de calor entre dos ambientes a distinta temperatura en contacto a través de un área "A".

$$Q_1 = U \cdot A \cdot \Delta t$$

donde *U* es el coeficiente global de transferencia de calor, *A* es la superficie de contacto y Δt es la diferencia de temperatura entre el exterior y el interior de la cámara de almacenamiento.

Como se debe calcular la mayor potencia necesaria, se utilizó como temperatura exterior la temperatura máxima registrada en la localidad de San Rafael ($37^\circ C$).

$$Q_1 = 0,128 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \cdot 89,38 m^2 \cdot (37^\circ C - (-18^\circ C)) = 589,91 W$$

Ninguna construcción está perfectamente aislada, sino que siempre hay presentes sitios por los cuales el calor circula con mayor facilidad, creando un puente térmico. La existencia de estos puentes térmicos genera un mayor intercambio de calor entre el interior y el exterior de una habitación. Antes de llevarse a cabo la construcción es imposible saber a ciencia cierta cuál es el valor de energía que se transmite por este mecanismo, por lo que se asumió el 5% del total de energía transmitida por techo y paredes, y así se estimó el siguiente valor:

$$Q_1 = 589,91 \text{ W} \cdot 1,05 = 619,41 \text{ W}$$

Carga térmica debida a la renovación necesaria de aire.

Como se mencionó anteriormente, el intercambio de aire entre el exterior y el interior de la cámara de almacenamiento genera una carga térmica. Para el cálculo del valor de la carga térmica se usó *Ec. (23)*:

$$Q_2 = V \cdot \rho \cdot N \cdot \Delta H$$

donde V es el volumen de aire contenido dentro de la cámara de almacenamiento, ρ es la densidad del aire, N es la cantidad de renovaciones de aire y ΔH es la diferencia entre la entalpía del aire en el exterior y la del aire en el interior.

Los datos oficiales del servicio meteorológico local indican que la humedad relativa media anual en la ciudad de San Rafael es de 53,96%, la temperatura media anual es de 15,08°C. Se conoce también que la humedad relativa y la temperatura del interior de la cámara serán 90% y -18°C, respectivamente.

El siguiente paso fue obtener los valores de las entalpías exterior e interior y de la densidad del aire a -18°C y para ello se recurre a los Diagramas Psicrométricos (*ANEXO 4*)

$$H_{int} = -18,6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$H_{ext} = 28,5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\rho_{-18} = 1,25 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

El valor de N se obtuvo de la *Figura 28*, *el mismo* depende del volumen de aire dentro de la cámara de almacenamiento.

$$V = A_{techo} \cdot altura = 29,88 \text{ m}^2 \cdot 2,5 \text{ m} = 74,7 \text{ m}^3$$

| Volumen (m ³) | Renovaciones por día (n/d) | | Volumen (m ³) | Renovaciones por día (n/d) | |
|---------------------------|----------------------------|-----------|---------------------------|----------------------------|-----------|
| | Temp <0°C | Temp >0°C | | Temp <0°C | Temp >0°C |
| 2,5 | 52 | 70 | 100 | 6,8 | 9 |
| 3 | 47 | 63 | 150 | 5,4 | 7 |
| 4 | 40 | 53 | 200 | 4,6 | 6 |
| 5 | 35 | 47 | 250 | 4,1 | 5,3 |
| 7,5 | 28 | 38 | 300 | 3,7 | 4,8 |
| 10 | 24 | 32 | 400 | 3,1 | 4,1 |
| 15 | 19 | 26 | 500 | 2,8 | 3,6 |
| 20 | 16,5 | 22 | 600 | 2,5 | 3,2 |
| 25 | 14,5 | 19,5 | 800 | 2,1 | 2,8 |
| 30 | 13,0 | 17,5 | 1.000 | 1,9 | 2,4 |
| 40 | 11,5 | 15,0 | 1.500 | 1,5 | 1,95 |
| 50 | 10,0 | 13,0 | 2.000 | 1,3 | 1,65 |
| 60 | 9,0 | 12,0 | 2.500 | 1,1 | 1,45 |
| 80 | 7,7 | 10,0 | 3.000 | 1,05 | 1,05 |

Figura 28. Volumen - renovaciones de aire cámara de almacenamiento.

En este caso se toma $N = 8$.

Teniendo todos los datos necesarios, la cantidad de calor a disipar por renovación de aire es:

$$Q'_2 = V \cdot \rho \cdot N \cdot \Delta H = 74,7 \text{m}^3 \cdot 1,25 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 8 \cdot \left(28,5 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} - \left(-18,6 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right) \right) = 35.183,7 \text{KJ}$$

La carga térmica final debido a este mecanismo de transferencia se obtuvo dividiendo la energía (Q'_2) de un día por la cantidad de segundos de un día:

$$Q_2 = \frac{35.183,7 \text{KJ}}{84.600 \text{s}} \cdot \frac{1.000 \text{J}}{1 \text{KJ}} = 415,88 \text{W}$$

Carga térmica debida al calor desprendido por maquinaria.

En el interior de la cámara, las maquinas que liberan calor son los ventiladores. Como en un principio no se conoce el valor exacto de esta carga térmica, se utilizó una aproximación. Este valor estará entre un 5% y un 8% de la suma de las dos primeras cargas térmicas (Q_1 y Q_2). Se tomó el 8% con un

criterio conservador, para evitar eventuales problemas futuros por incremento de potencia mecánica instalada.

$$Q_3 = (Q_1 + Q_2) \cdot 0,08 = 80,44 \text{ W}$$

Carga térmica aportada por las personas.

La presencia del personal dentro de la cámara de almacenamiento realizando tareas de manipulación del producto genera una carga térmica. A medida que la temperatura es menor, el calor desprendido por una persona aumenta, como se ve en la *Figura 29*:

| Temperatura de la cámara (°C) | Potencia liberada por persona (W) |
|-------------------------------|-----------------------------------|
| 10 | 210 |
| 5 | 240 |
| 0 | 270 |
| -5 | 300 |
| -10 | 330 |
| -15 | 360 |
| -20 | 390 |
| -25 | 420 |

Figura 29. Temperatura-potencia liberada por persona.

Tomando un promedio ponderado entre el valor a -15°C y -20°C y considerando que el tiempo estimado dentro de la cámara es de 8 h (es decir $\frac{1}{3}$ del tiempo que la cámara se encuentra encendida), la carga térmica aportada por persona en esta situación (-18°C y una persona ($n = 1$)) es:

$$Q_4 = Q_p \cdot n = \frac{378 \text{ W} \cdot 1}{3} = 126 \text{ W}$$

Carga térmica aportada por la iluminación.

Se utilizaron para la cámara tres hileras de dos focos fluorescentes de $1,2 \text{ m}$ y 36 W separados 2 m entre sí, dando un total de 6 tubos. En promedio el 70% de la potencia consumida por tubos fluorescentes se disipa en forma de calor. De esta forma se obtuvo:

$$Q_5 = Q_t \cdot e \cdot n_t = 36 \text{ W} \cdot 0,7 \cdot 6 = 151,2 \text{ W}$$

Carga térmica aportada por el enfriamiento del cartón de envase.

Teniendo en cuenta que la cámara de almacenamiento debe tener la capacidad de almacenar una cantidad correspondiente a dos días de trabajo, es decir, 30000 bollos de masa, se decidió por usar cajas de cartón corrugado de onda "C" de 0,5 cm de espesor, cuyo gramaje es de $370 \frac{g}{m^2}$ y capacidad calorífica $1,26 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ K}$. La caja está diseñada para almacenar 90 bollos de masa, con unas dimensiones de 60 cm de largo, 45 cm de espesor y 20 cm de altura, para colocar los 90 bollos como ilustran las Figuras 23 y 24.

En base a estos datos se obtiene que la cámara debe almacenar aproximadamente 167 cajas por día con máxima capacidad de 334. Con estos datos se calcula la cantidad de m^2 de cartón que cubren dando un total de $360,72 m^2$ (siendo $2,16 m^2$ cada caja), junto con el gramaje se puede obtener que la carga de cartón que ingresara a la cámara es de $133,46 \frac{kg}{día}$.

De esta forma se pudo calcular la carga térmica Q_6 de la siguiente forma.

$$Q_6 = m_c \cdot C_{ec} \cdot (t_i - t_f) = 133,46 \frac{Kg}{día} \cdot \frac{día}{24.3600s} \cdot 1,26 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C} \cdot (37^\circ C - (-15^\circ C)) = 101,2 W$$

Carga térmica total.

La carga térmica total está dada por la sumatoria de las cargas térmicas calculadas anteriormente.

$$Q_T = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 = 1.499,98W$$

En el presente trabajo se decide tener en cuenta un factor de seguridad del 10%, por lo que el valor final de potencia es:

$$Q_T = 1.499,98W \cdot 1,1 = 1.649,98W$$

Presupuesto estimado.

Presupuesto cámara de almacenamiento.

Se desarrolla a continuación los costos de los materiales para la construcción de la cámara de almacenamiento y posteriormente el costo de funcionamiento estimado.

- Paneles sándwiches de espesor 0,17m y de densidad 60Kg/m³ con finalidad aislante y estructural. Pedido de cotización a Argenpur S.A. Necesidad:

$$A_{\text{paredes laterales}} = (8,3m \cdot 2,5m) - (1,8m \cdot 1,4m) = 18,23m^2$$

$$A_{\text{paredes frontales}} = 3,6m \cdot 2,5m = 9m^2$$

$$A_{\text{techo}} = 8,3m \cdot 3,6m = 29,88m^2$$

$$A_{\text{total}} = A_{\text{techo}} + A_{\text{paredes frontales}} + A_{\text{paredes laterales}} = 84,34m^2 = 85m^2$$

$$998 \frac{\$}{m^2} \cdot 85m^2 = \$84.830$$

- Planchas de acero AISI 304 0,5mm de espesor con finalidad estructural en el revestimiento del aislante. Pedido de cotización a Cyclo S.R.L. Necesidad:

$$A_{\text{paredes laterales exterior}}$$

$$= ((8,3m \cdot 2,5m) - (1,8m \cdot 1,4m)) \cdot 2 - (4,95m \cdot 2,5m) - (5m \cdot 2,5m) = 11,59m^2$$

$$A_{\text{paredes laterales interior}} = (8,3m \cdot 2,5m) - (1,8m \cdot 1,4m) = 18,23m^2$$

$$A_{\text{total}} = A_{\text{techo}} \cdot 2 + A_{\text{paredes frontales}} \cdot 2 + A_{\text{paredes laterales exterior}} + A_{\text{paredes laterales interior}} = 107,58m^2 = 108m^2$$

$$435,6 \frac{\$}{m^2} \cdot 108m^2 = \$47.044,8$$

- Puerta de 1,8m x 1,4m pivotante encastrada. Pedido de cotización a FrigoPack S.A. Necesidad:
2 Puertas.

$$\left(24,5 * \frac{\$}{\text{€}} \cdot 832\text{€} \right) \cdot 2 = \$40.768$$

*Cotización del euro al día 8-02-2018

- Unidad de frío industrial partido GPB-3 ES. Pedido de cotización a GreenFrio S.A. Necesidad:
1 Equipo.

$$24,5 * \frac{\$}{\text{€}} \cdot 8860\text{€} = \$217.070$$

* Cotización del euro al día 8-02-2018

Presupuesto total de materiales para la construcción de la cámara de almacenamiento:

$$\$84.830 + \$47.044,8 + \$40.768 + \$217.070 = \$389.712,8$$

- Telgopor de mediana densidad de ancho 0,08m con finalidad aislante. Pedido de cotización a Todo Térmico S.R.L. Necesidad para cubrir dos capas de 0,08m con 0,01m de separación (misma conductividad que los paneles sándwiches mencionados anteriormente):

$$A_{\text{paredes laterales}} = ((8,3m \cdot 2,5m) - (1,8m \cdot 1,4m)) \cdot 2 = 36,46m^2$$

$$A_{\text{paredes frontales}} = (3,6m \cdot 2,5m) \cdot 2 = 18m^2$$

$$A_{\text{techo}} = 8,3m \cdot 3,6m = 29,88m^2$$

$$A_{\text{total}} = A_{\text{techo}} + A_{\text{paredes frontales}} + A_{\text{paredes laterales}} = 84,34m^2 = 85m^2$$

$$276 \frac{\$}{m^2} \cdot 85m^2 = \$23.460$$

- Chapas trapezoidales zinc de espesor 0,5mm con finalidad estructural en el exterior de la cámara de almacenamiento. Pedido de cotización a Cyclo S.R.L. Necesidad:

$$A_{\text{paredes laterales exteriores}}$$

$$= ((8,3m \cdot 2,5m) - (1,8m \cdot 1,4m)) \cdot 2 - (4,95m \cdot 2,5m) - (5m \cdot 2,5m) = 11,59m^2$$

$$A_{\text{paredes frontales exteriores}} = 0m^2$$

$$A_{\text{techo exterior}} = 8,3m \cdot 3,6m = 29,88m^2$$

$$A_{\text{total exterior}} = A_{\text{techo exterior}} + A_{\text{paredes frontales exteriores}} + A_{\text{paredes laterales exteriores}} = 41,47m^2 = 42m^2$$

$$221,3 \frac{\$}{m^2} \cdot 42m^2 = \$9.294,6$$

$$435,6 \frac{\$}{m^2} \cdot (108m^2 - 42m^2) = \$28.749,6$$

$$\$9.294,6 + \$28.749,6 = \$38.044,2$$

El presupuesto total de inversión inicial con estas variantes es igual a:

$$\$23.460 + \$38.044,2 + \$40.768 + \$217.070 = \$319.342,2$$

Presupuesto estimado túnel de congelación.

- Túnel espiral continuo T.C.E. 300. Pedido de cotización a Tameinsa S.A. Equipo para congelamiento de los bollos de masa de pizza. Necesidad: 1 Equipo

$$24,5 * \frac{\$}{\text{€}} \cdot 95.000\text{€} = \$2.327.500$$

* Cotización del euro al día 8-02-2018

Presupuesto de funcionamiento de equipos.

Cámara de almacenamiento.

El costo del funcionamiento de los equipos se estima de forma diferente. Esto se debe a que el túnel de congelamiento funcionaría en las horas de producción, a diferencia del equipo de frío instalado en la cámara de almacenamiento que estaría encendido permanentemente para mantener constante la temperatura de la cámara.

La empresa que provee la energía en el establecimiento factura al precio de \$2,37 el kW.h.

El equipo de la cámara de almacenamiento debe extraer un total de 1363,94W que son aportados como carga térmica (mismo procedimiento de cálculo usado para la carga térmica, pero con la diferencia de que se usa la temperatura media anual de San Rafael (15°C) como temperatura exterior).

$$1,615kW$$

Se conoce el dato de potencia frigorífica del equipo de refrigeración para la cámara de almacenamiento que es de 4,2kW (ANEXO 1)

Se calculó el equivalente de tiempo que debe estar encendido para satisfacer la demanda debida a la carga térmica:

$$\frac{1,364kW}{4,2kW} = 0,33$$

También se conoce la potencia eléctrica nominal del equipo que es igual a 3CV = 2,24kW (ANEXO 1)

Como consecuencia, el costo de energía eléctrica por el funcionamiento del equipo de la cámara de almacenamiento es de:

$$2,24kW \cdot 0,33 \cdot 24 \frac{h}{día} \cdot 30 \frac{día}{mes} \cdot 2,37 \frac{\$}{kW \cdot h} = \frac{\$1262}{mes}$$

Túnel de congelación.

Para estimar el consumo eléctrico producido por el equipo de frío, debe analizarse el trabajo realizado por el compresor, se sabe que el equipo utiliza refrigerante R717 (Amoniaco), por lo que se realizó el balance de masa y energía en el compresor utilizando el diagrama Presión-Entalpía del refrigerante R717.

Se representó en la *Figura 30* el ciclo de refrigeración que deberá realizar el refrigerante en las condiciones de mayor temperatura, es decir, en el día más caluroso, con temperatura exterior de 37°C e interior de -35°C. Dado a que el evaporador debe tener temperatura menor que la temperatura objetivo, se tomó como valor para este equipo el de -40°C. Por el contrario, el condensador debe tener temperatura más elevada con respecto a la temperatura objetivo, por lo que se tomó 42°C.

Se obtuvo mediante la gráfica los valores de entalpía en los puntos 1,2,3 y 4 marcados en la *Figura 30*:

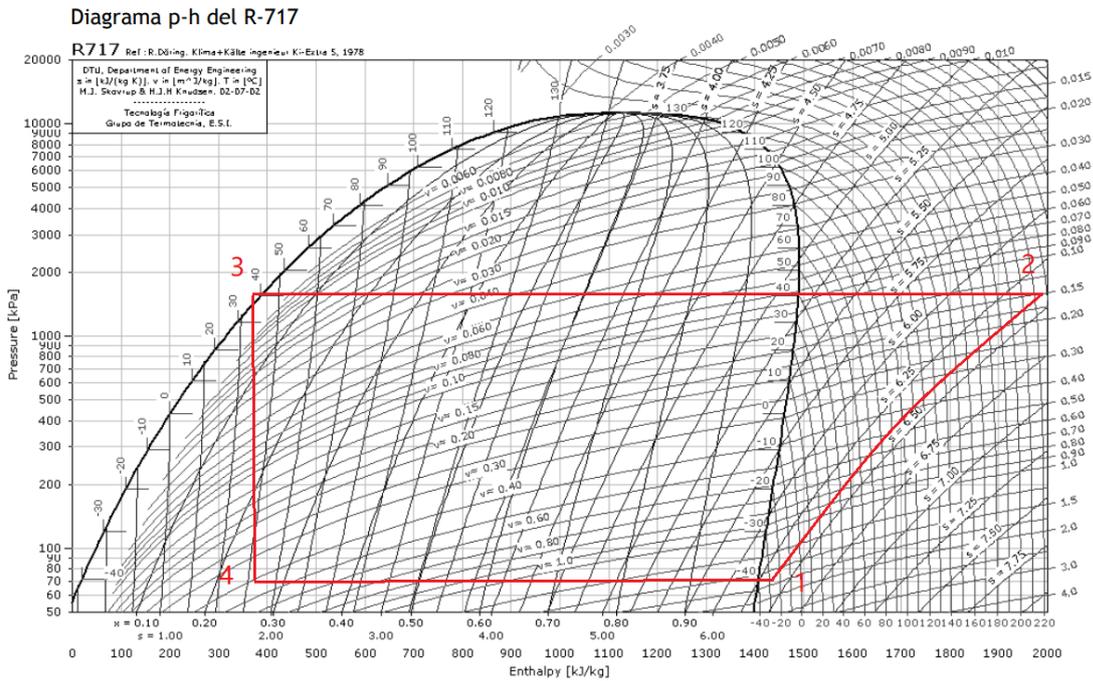


Figura 30. Diagrama presión-entalpía refrigerante R717.

$$h_1 = 1.425 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2 = 1.980 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_3 = h_4 = 380 \frac{kJ}{kg}$$

Se conoce por catálogo del equipo que el valor máximo de potencia frigorífica que puede otorgar el evaporador es de $Q_e = 52,3 \text{ kW}$ por lo que se puede estimar el flujo másico de refrigerante que debe utilizar el ciclo para esta demanda máxima:

$$Q_e = m_r \cdot (h_2 - h_3)$$

$$m_r = 0,033 \frac{kg}{s}$$

Con este dato podemos estimar la potencia necesaria que debe tener el compresor:

$$P_c = m_r \cdot (h_2 - h_1)$$

$$P_c = 18,14 \text{ kW}$$

La potencia está sujeta a los rendimientos del compresor, según bibliografía (Beck, K. A. F. 1965) varían entre 0,75 y 0,9, se tomó un valor de 0,8

como aproximación para el cálculo. Por lo que la potencia aproximada del compresor:

$$P_c = \frac{18,14 \text{ kW}}{0,8} = 22,67 \text{ kW} \sim 30 \text{ HP}$$

El espesor del aislante en las paredes y techo es un dato proporcionado por la empresa proveedora del túnel. El mismo es igual a:

$$e = 0,15 \text{ m}$$

Utilizando Ec. (21) se obtuvo un coeficiente global de transferencia de calor igual a:

$$U = 0,136 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Se utilizó Ec. (22) para calcular la cantidad de calor total que se transfiere utilizando la temperatura media anual de la localidad de San Rafael (15°C) y la temperatura de trabajo (-15°C).

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta t \rightarrow q'' = \frac{Q}{A} = U \cdot \Delta t$$

El área de transferencia de calor del túnel con el exterior:

$$A = 4,5 \text{ m} \cdot 4,5 \text{ m} + (4 \cdot 4,5 \text{ m} \cdot 4,9 \text{ m}) = 108,45 \text{ m}^2$$

$$Q = 737,46 \text{ W}$$

Luego se procedió al cálculo de calor necesario para enfriar la maquinaria hasta la temperatura de trabajo.

Conociendo el calor específico del acero ($500 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$), se calculó con la fórmula Ec. (24):

$$Q' = m \cdot C_e \cdot (t_i - t_{fin})$$

$$Q' = 250.000 \text{ kJ}$$

Sabiendo que el calor específico del poliuretano expandido es de $1,58 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$ y que la densidad del mismo es de $24 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, y teniendo el volumen como dato, se procedió al cálculo de calor sensible del aislante. Se utilizó como temperatura final del aislante a la temperatura media entre la interior y la exterior, ya que se sabe que el perfil de temperatura del aislante es lineal, teniendo como supuesto que la temperatura del aire desde el arranque se encuentra a la temperatura de -35°C .

$$Q' = 1,58 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \cdot 390,42 \text{ kg} \cdot (15^\circ\text{C} - (-10^\circ\text{C})) = 15.421,59 \text{ kJ}$$

Además, se tuvo en cuenta el calor necesario para calentar el aire desde la temperatura inicial hasta la temperatura de trabajo. Para esto se calculó el volumen total del equipo y se asume que todo ese volumen está lleno de aire.

$$V_{ol} = 4,5m \cdot 4,5m \cdot 4,9m = 99,23m^3$$

Conociendo que la densidad del aire es de $1,23 \frac{kg}{m^3}$, se sabe la masa del aire a enfriar:

$$m = 1,23 \frac{kg}{m^3} \cdot 99,23m^3 = 121,55 kg$$

Con estos datos y con el valor del calor específico del aire ($1,012 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$), se procedió al cálculo del calor que es necesario quitar para que la temperatura del aire baje a la temperatura de trabajo.

$$Q' = m \cdot C_e \cdot (t_i - t_{fin})$$

$$Q' = 6.150,46 kJ$$

Sabiendo que el equipo tiene una potencia frigorífica de $52,3 kW$, lo cual equivale a $188.280 \frac{kJ}{h}$, se continuó con el cálculo del tiempo necesario para enfriar la maquinaria, el aislante y el aire a la temperatura de trabajo.

$$\frac{250.000 kJ + 14.640,75 kJ + 6.150,46 kJ}{188.280 \frac{kJ}{h}} = 1,44h$$

En este tiempo, se consideró la cantidad de calor transferida por paredes y techo, obteniendo el resultado de:

$$737,46 W \cdot \left(\frac{3600s}{1h} \cdot 1,44h \right) = 3.818,31 kJ$$

Teniendo en cuenta este calor transferido, el tiempo final de puesta en régimen del túnel de congelación es de:

$$1,46 h$$

El compresor utilizado es de $30HP$, que equivalen a $22,31kW$ por hora. Ésta es la potencia necesaria cuando el compresor trabaja bajo la máxima carga permitida por el equipo, es decir cuando el evaporador debe disipar $52,3 kW$. De esto se desprende que en la puesta en marcha, el compresor consume una cantidad de energía igual a:

$$22,31kW \cdot 1,46h = 32,57 kW \cdot h$$

A este valor se le debió sumar el consumo de los ventiladores, que es un dato brindado por la empresa fabricante del túnel. El equipo posee dos ventiladores que consumen $15 kW$ cada uno.

$$32,57 kW \cdot h + (30kW \cdot 1,46h) = 76,37kW \cdot h$$

$$76,37 \frac{kW \cdot h}{día} \cdot 2,37 \frac{\$}{kW \cdot h} \cdot 25 \frac{día}{mes} = \frac{\$4.524,92}{mes}$$

Para el funcionamiento una vez que el túnel de congelación entra en régimen, se analizó el consumo energético del compresor. Para esto se tuvo en cuenta la carga térmica por el enfriamiento y congelamiento de la masa (21,10 kW) y la pérdida por paredes (737,46 W).

$$\frac{21,10 \text{ kW} + 0,74 \text{ kW}}{52,3 \text{ kW}} = 0,44$$

Este resultado indica que el compresor trabajará al 44% de su capacidad máxima, por lo tanto, sumando el consumo de los ventiladores, se obtuvo el costo del funcionamiento del túnel una vez que el mismo entra en régimen:

$$(22,31 \text{ kW} \cdot 0,44 + 30 \text{ kW}) \cdot 8 \frac{\text{h}}{\text{día}} \cdot 25 \frac{\text{día}}{\text{mes}} \cdot 2,37 \frac{\$}{\text{kW} \cdot \text{h}} = \frac{\$18.872,97}{\text{mes}}$$

Para la obtención del costo por consumo energético total del túnel de congelamiento al mes se sumó el costo de poner en marcha el túnel y el costo por consumo del túnel una vez que entra en régimen.

$$\frac{\$4.524,92}{\text{mes}} + \frac{\$18.872,97}{\text{mes}} = \frac{\$23.397,89}{\text{mes}}$$

El costo total de funcionamiento comprende el costo de funcionamiento de la cámara de almacenamiento y el costo de funcionamiento (en régimen y puesta en marcha) del túnel de congelación.

$$\frac{\$23.397,89}{\text{mes}} + \frac{\$1.262}{\text{mes}} = \frac{\$24.659,89}{\text{mes}}$$

Conclusiones.

En el presente Proyecto Integrador se analizaron las condiciones teóricas mínimas para el funcionamiento de una situación práctica, justificando cada decisión en base a modelos teóricos de cálculo. Para esto fue necesario identificar las variables que podrían haber afectado el comportamiento del sistema.

Se reconocieron tres tipos diferentes de variables. Por un lado, las fijadas por la empresa, las variables climáticas y, por último, las adaptables y limitadas por los otros dos tipos de variables.

En primer lugar:

- Variables fijadas por el establecimiento o por la franquicia de pizzerías:
 - Espacio disponible para instalar los equipos necesarios para el proyecto.
 - Cantidad de bollos de masa de pizza necesarios por mes.
 - Temperatura de almacenamiento.
 - Geometría del bollo de masa.
 - Conservación de características sanitarias y organolépticas del producto
- En segundo lugar, las variables climáticas:
 - Temperatura ambiente.
 - Humedad del aire.
 - Ingreso y egreso de personal
- Por último, variables resultado de este PI:
 - Velocidad de la cinta del túnel de congelamiento.
 - Disposición estérica de masas en la cinta del túnel de congelamiento.
 - Potencia de refrigeración del túnel de congelación y del equipo de frío para la cámara de almacenamiento.
 - Temperatura de trabajo del túnel de congelamiento.
 - Cantidad de masas por caja y disposición de las mismas
 - Formato de la caja.
 - Coeficiente de transferencia de calor convectivo h .

En el proceso de elección y uso del modelo de cálculo se relacionaron conocimientos de transferencia de calor en alimentos y cambios de fase de un componente del alimento. Para el desarrollo de todo el proceso de congelamiento y conservación a la temperatura de almacenamiento, se utilizaron recursos como lluvia de ideas, diagramas de decisiones, entre otros, para conseguir soluciones que se ajusten a todas las variables con las que se tenía que cumplir.

De los resultados del modelado teórico y de lo disponible en el mercado se desprenden las siguientes conclusiones generales:

- Para la cámara de almacenamiento se seleccionaron los siguientes materiales:
 - Poliuretano expandido.
 - Acero AISI 304.
 - Equipo de frío: Unidad de frío industrial partido GPB-3 ES

- Puertas aislantes para cámara de almacenamiento: Puerta de 1,8m x 1,4m pivotante encastrada.
- Se obtuvo un tiempo teórico de congelación para el bollo de masa cilíndricos de 2,15 h en las condiciones de trabajo presentadas.
- El cálculo de la carga térmica para una geometría y una cantidad de masas de pizza establecida es diferente para el túnel de congelación y la cámara de almacenamiento. Es por esto que se realizó en dos etapas diferentes. En primer lugar, la carga térmica necesaria para congelar la masa y llevar el centro de masa a la temperatura fijada (Túnel de congelación). Por otro lado, la carga térmica para mantener la temperatura de almacenamiento (Cámara de almacenamiento).
 - Carga térmica en el túnel de congelamiento para el arranque: 52,3 kW
 - Carga térmica en el túnel de congelamiento en régimen: 21,84 kW
 - Carga térmica de la cámara de almacenamiento: 1,364 kW
- Los equipos seleccionados cumplen con las exigencias mínimas calculadas en forma teórica ya que:
 - Para el túnel de congelación la potencia frigorífica es mayor a la potencia necesaria para el tratamiento térmico del producto. (52,3kW > 21,84kW).
 - La cámara de almacenamiento cumple con las dos condiciones necesarias ya que el volumen de aire dentro de la cámara es menor que el volumen de aire que tiene de capacidad el equipo de frío (74,7 m³ < 90m³) y la potencia frigorífica es mayor que la potencia necesaria para mantener la temperatura necesaria dentro del recinto (4,2 kW > 1,364 kW).
- El presupuesto estimado de inversión inicial en compra de equipos y materiales que conforman la cadena de frío es de \$2.717.212. (Este presupuesto incluye sólo la compra de materiales relacionados con la aislación y equipos de generación de frío).
 - El presupuesto de inversión inicial es menor con el uso de materiales alternativos (ver página 67) en la parte estructural y aislante de la cámara de almacenamiento: \$2.646.842,2
- El consumo energético de los ventiladores presentó una duda de si estaban sobredimensionados. Por esto se consultó al proveedor para determinar la conformidad de la información brindada. Al no recibir respuesta se recurrió a distintos catálogos para saber si los valores brindados por el proveedor fueron razonables. Se concluyó que es un valor aceptable como puede verse en los equipos consultados en ANEXOS 5 y 6.
- El presupuesto del consumo energético de la cadena de frío en su totalidad estimado por mes es de: $24.659,89 \frac{\$}{mes}$
 - Este valor significa que sobre las 300.000 $\frac{masas}{mes}$ se tiene un costo de consumo eléctrico de $0,082 \frac{\$}{masa}$
- Si se utilizara otra geometría como la forma plana (ver página 54) desciende significativamente el tiempo calculado de congelamiento. Se concluyó que se debe a que el punto crítico de congelación se encuentra

más cerca de la superficie (aumenta la superficie de transferencia de calor por pizza).

- De éste formato se desprende también la idea de que es más simple el envasado y manipulado de masa de pizza estirada en lugar de bollos de masa.

Índice de símbolos.

| | |
|--|--|
| A | Area[m ²] |
| Bi | Número de Biot[–] |
| C_{ec} | Capacidad calorífica cartón $\left[\frac{KJ}{Kg.^{\circ}C} \right]$ |
| C_L | Calor específico volumétrico de la fase no congelada $\left[\frac{KJ}{m^3.^{\circ}K} \right]$ |
| C_p | Capacidad calorífica a presión constante $\left[\frac{KJ}{Kg.^{\circ}K} \right]$ |
| C_{pi} | Capacidad calorífica compuesto i $\left[\frac{KJ}{Kg.^{\circ}K} \right]$ |
| C_{pmasa} | Capacidad calorífica media de la masa $\left[\frac{KJ}{Kg.^{\circ}K} \right]$ |
| C_s | Calor específico volumétrico de la fase congelada $\left[\frac{KJ}{m^3.^{\circ}K} \right]$ |
| C_v | Calor específico volumétrico $\left[\frac{KJ}{m^3.^{\circ}K} \right]$ |
| D | Longitud Característica [m] |
| E | Equivalente dimensional de transferencia de calor [–] |
| e | Espesor[m] |
| E₁, E₂ | Parámetros geométricos[–] |
| g | Gramos [g] |
| G₁, G₂, G₃ | Constantes geométricas[–] |
| H | Entalpía $\left[\frac{KJ}{Kg} \right]$ |
| h | Coeficiente de transmisión de calor por convección $\left[\frac{W}{m^2.^{\circ}K} \right]$ |
| h_{1,2,3,4} | Entalpía puntos 1,2,3 y 4 $\left[\frac{KJ}{Kg} \right]$ |
| h_e | Coef. de transferencia de calor por convección ext. $\left[\frac{W}{m^2.^{\circ}C} \right]$ |
| H_{ext} | Entalpía exterior $\left[\frac{KJ}{Kg} \right]$ |
| H_f | Entalpía en el punto inicial de congelación $\left[\frac{KJ}{Kg} \right]$ |
| h_i | Coef. de transferencia de calor por convección int. $\left[\frac{W}{m^2.^{\circ}C} \right]$ |
| H_i | Entalpía del componente i $\left[\frac{KJ}{Kg} \right]$ |

| | |
|------------|--|
| H_{int} | Entalpía interior $\left[\frac{KJ}{Kg}\right]$ |
| K | Conductividad térmica del alimento $\left[\frac{W}{m.^{\circ}K}\right]$ |
| K_i | Conductividad térmica del componente i $\left[\frac{W}{m.^{\circ}K}\right]$ |
| K_{masa} | Conductividad térmica media de la masa $\left[\frac{W}{m.^{\circ}K}\right]$ |
| K_s | Conductividad térmica de producto congelado $\left[\frac{W}{m.^{\circ}K}\right]$ |
| L_o | Calor latente de fusión del agua $\left[333,6\frac{KJ}{Kg}\right]$ |
| m | Masa [Kg] |
| m_c | Masa cartón $\left[\frac{Kg}{dia}\right]$ |
| m_r | Flujo másico de refrigerante $\left[\frac{Kg}{s}\right]$ |
| N | Cantidad de renovaciones de aire [unidad] |
| n | Cantidad de personas [unidad] |
| n_t | Cantidad de tubos flourescentes [unidad] |
| P, R | Parámetros geométricos [-] |
| p | Rendimiento potencia [-] |
| P_c | Potencia compresor [KW] |
| P_k | Numero de Plank [-] |
| q | Flujo de transferencia de calor $\left[\frac{J}{s}\right]$ |
| Q | Carga térmica [W] |
| Q_e | Potencia frigorífica maxima evaporador [kW] |
| Q_L | Calor latente [KJ] |
| Q_s | Calor sensible [KW] |
| Q_T | Carga térmica total [W] |
| Q_{t1} | Carga térmica túnel 1 [W] |
| Q_{t2} | Carga térmica túnel 2 [W] |
| Q_{t3} | Carga térmica tunel 3 [W] |
| Q_{tT} | Carga térmica tunel total [W] |
| Q_{td} | Calor total disipado [KJ] |
| Q_1 | Carga térmica por transmision de paredes, suelo, techo [W] |
| Q_2 | Carga térmica por renovación de aire [W] |
| Q_3 | Carga térmica por maquinaria [W] |
| Q_4 | Carga térmica aportada por personas [W] |

| | |
|----------------|---|
| Q_5 | <i>Carga térmica por iluminación</i> [W] |
| Q_6 | <i>Carga térmica por enfriamiento de cartón</i> [W] |
| Q' | <i>Calores maquinaria, aislante y aire del túnel</i> [KJ] |
| q'' | <i>Transferencia de calor máxima</i> $\left[6,98 \frac{W}{m^2}\right]$ |
| S_{te} | <i>Número de Stefan</i> [-] |
| t | <i>Temperatura del alimento</i> [°C] |
| t_{alm} | <i>Temperatura almacenamiento</i> [°C] |
| t_{ext} | <i>Temperatura exterior máxima</i> [°C] |
| t_f | <i>Temperatura punto inicial de congelación</i> [°C] |
| t_{fin} | <i>Temperatura final</i> [°C] |
| t_{fc} | <i>Temperatura final centro de masa</i> [°C] |
| t_i | <i>Temperatura inicial</i> [°C] |
| t_m | <i>Temperatura del medio</i> [°C] |
| t_r | <i>Temperatura de referencia</i> [°C] |
| t_{sup} | <i>Temperatura de la superficie del alimento</i> [°C] |
| t_{∞} | <i>Temperatura del fluido envolvente</i> [°C] |
| U | <i>Coeficiente global de transferencia de calor</i> $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$ |
| V | <i>Volumen de aire contenido en cámara de alm.</i> [m ³] |
| $X(\emptyset)$ | <i>Función de Biot</i> [-] |
| X_{aceite} | <i>Fracción másica Aceite</i> $\left[\frac{Kg \text{ aceite}}{Kg \text{ totales}}\right]$ |
| X_{agua} | <i>Fracción másica Agua</i> $\left[\frac{Kg \text{ agua}}{Kg \text{ totales}}\right]$ |
| X_b | <i>Fracción de agua ligada</i> $\left[\frac{Kg \text{ agua ligada}}{Kg \text{ totales}}\right]$ |
| X_{ch} | <i>Fracción másica Carbohidratos</i> $\left[\frac{Kg \text{ ch}}{Kg \text{ totales}}\right]$ |
| X_{fibra} | <i>Fracción másica Fibra</i> $\left[\frac{Kg \text{ fibra}}{Kg \text{ totales}}\right]$ |
| X_{grasa} | <i>Fracción másica Grasa</i> $\left[\frac{Kg \text{ grasa}}{Kg \text{ totales}}\right]$ |
| X_{harina} | <i>Fracción másica Harina</i> $\left[\frac{Kg \text{ harina}}{Kg \text{ totales}}\right]$ |
| X_i | <i>Fracción másica compuesto i</i> $\left[\frac{Kg \text{ harina}}{Kg \text{ totales}}\right]$ |
| X_{ice} | <i>Fracción másica Hielo</i> $\left[\frac{Kg \text{ ice}}{Kg \text{ totales}}\right]$ |

| | |
|---------------------|---|
| X_p | Fracción másica Proteína $\left[\frac{Kg \text{ proteína}}{Kg \text{ totales}} \right]$ |
| X_s | Fracción de solidos $\left[\frac{Kg s}{Kg \text{ totales}} \right]$ |
| X_{wo} | Fracción de agua en alimento no congelado $\left[\frac{Kg \text{ agua}}{Kg \text{ totales}} \right]$ |
| ΔH | Variación de entalpía volumétrica $\left[\frac{KJ}{m^3} \right]$ |
| Δt | Diferencia de temperatura $[^{\circ}C]$ |
| $\Delta \theta$ | Variación de tiempo $[s]$ |
| β_1, β_2 | Coefficientes de proporción $[-]$ |
| $\theta_{cilindro}$ | Tiempo de congelación cilindro finito $[s]$ |
| θ_{placa} | Tiempo de congelación de una placa infinita $[s]$ |
| ρ | Densidad $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$ |
| ρ_i | Densidad compuesto i $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$ |
| ρ_{in} | Densidad del alimento a temperatura inicial $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$ |
| ρ_f | Densidad del alimento a temperatura final $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$ |
| ρ_{masa} | Densidad media de la masa $\left[\frac{Kg}{m^3} \right]$ |
| λ_j | Conductividad térmica j $\left[\frac{W}{m.^{\circ}C} \right]$ |

Índice de Figuras, Tablas y Planos.

| | |
|------------------|---|
| Figura 1 | <i>Mapa Argentina</i> |
| Figura 2 | <i>Mapa Mendoza</i> |
| Figura 3 | <i>Mapa San Rafael</i> |
| Figura 4 | <i>Temperaturas San Rafael</i> |
| Figura 5 | <i>Humedades San Rafael</i> |
| Figura 6 | <i>Precios y logo Gabbo Pizza</i> |
| Figura 7 | <i>Fases de la congelación de alimentos</i> |
| Figura 8 | <i>Célula estacionaria de ráfaga. ASHRAE(2010).</i> |
| Figura 9 | <i>Congelador con carros. ASHRAE(2010).</i> |
| Figura 10 | <i>Congelador banda transportadora recta. ASHRAE(2010).</i> |
| Figura 11 | <i>Congelador banda transportadora recta de pasos múltiples ASHRAE(2010).</i> |
| Figura 12 | <i>Congelador lecho fluidizado. ASHRAE(2010).</i> |
| Figura 13 | <i>Congelador de banda en espiral. ASHRAE(2010).</i> |
| Figura 14 | <i>Matriz de elección de tecnología</i> |
| Figura 15 | <i>Modelos de propiedades térmicas para componentes de alimentos. ASHRAE(2010).</i> |
| Figura 16 | <i>Modelos de propiedades térmicas para agua y hielo. ASHRAE(2010).</i> |
| Figura 17 | <i>Expresiones P y R. ASHRAE. (2010).</i> |
| Figura 18 | <i>Constantes geométricas. ASHRAE. (2010)</i> |
| Figura 19 | <i>Gráfico Temperatura – tiempo congelación de masa experimental</i> |
| Figura 20 | <i>Plano tunel de congelación</i> |
| Figura 21 | <i>Plano tunel de congelación</i> |
| Figura 22 | <i>Disposición en cinta transportadora</i> |
| Figura 23 | <i>Disposición de masas en caja</i> |
| Figura 24 | <i>Disposición de masas en caja</i> |
| Figura 25 | <i>Resistencias convectivas según flujo de calor. Aislamiento, calculo y construcción cámaras frigoríficas. A. Madrid Vicente, Ediciones. 1995.</i> |

| | |
|------------------|---|
| Figura 26 | <i>Resistencias convectivas según flujo de calor. Aislamiento, calculo y construcción cámaras frigoríficas. A. Madrid Vicente, Ediciones. 1995.</i> |
| Figura 27 | <i>Catálogo Argenpur S. A</i> |
| Figura 28 | <i>Volumen – renovaciones de aire, cámara de almacenamiento. Aislamiento, calculo y construcción de cámaras frigoríficas. A. Madrid Vicente, Ediciones. 1995.</i> |
| Figura 28 | <i>Temperatura – potencia liberada por persona. Aislamiento, calculo y construcción cámaras frigoríficas. A. Madrid Vicente, Ediciones. 1995.</i> |
| Figura 30 | <i>Diagrama presión – entalpía refrigerante R717</i> |
| Tabla 1 | <i>Temperatura – Tiempo congelación de masa experimental</i> |
| Tabla 2 | <i>Primera iteracion ponderación de temperatura cilindro</i> |
| Tabla 3 | <i>Primera iteracion ponderación de temperatura placa</i> |
| Tabla 4 | <i>Tabla comparativa coeficiente convectivo</i> |
| Plano 1 | <i>Instalaciones del Establecimiento</i> |
| Plano 2 | <i>Lay – Out del establecimiento</i> |
| Plano 3 | <i>Vista vertical cámara de almacenamiento</i> |
| Plano 4 | <i>Vista frontal cámara de almacenamiento</i> |
| Plano 5 | <i>Vista lateral cámara de almacenamiento</i> |
| Plano 6 | <i>Disposicion final de equipos</i> |

Bibliografía

- Alonso, M. J., Andresen, T., Frydenlund, F., & Widell, K. N. (2011). Improvements of air flow distribution in a freezing tunnel using Airpak. *Procedia Food Science*, *1*(2211), 1231–1238. <https://doi.org/10.1016/j.profoo.2011.09.183>
- Applications, I. (1940). *Air Conditioning. Nature* (Vol. 145). <https://doi.org/10.1038/145270b0>
- ASHRAE. (2010). *ASHRAE Handbook: Refrigeration (SI Edition)*. Most (Vol. 30329).
- BECK, K. A. F. (1965). Progress in Refrigeration Science and Technology. *Progress in Refrigeration Science and Technology*, 357–361. <https://doi.org/10.1016/B978-1-4831-9857-6.50067-4>
- Biglia, A., Comba, L., Fabrizio, E., Gay, P., & Aimonino, D. R. (2016). Case Studies in Food Freezing at Very Low Temperature. *Energy Procedia*, *101*(September), 305–312. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.039>
- Biglia, A., Comba, L., Fabrizio, E., Gay, P., Mannini, A., Mussinatto, A., & Ricauda Aimonino, D. (2017). Cycle de Brayton inversé pour la congélation d'aliments à très basse température : performance énergétique et optimisation. *International Journal of Refrigeration*, *81*, 82–95. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.05.022>
- CLELAND, A. C., & EARLE, R. L. (1979). a Comparison of Methods for Predicting the Freezing Times of Cylindrical and Spherical Foodstuffs. *Journal of Food Science*, *44*(4), 958–963. <https://doi.org/10.1111/j.1365-2621.1979.tb03422.x>
- Coronel Toro, J. F., Perez, L., & De oliva, L. M. (2013). *Gráficas y Ecuaciones de Transmisión de Calor* (Vol. 3). Retrieved from http://www.esi2.us.es/~jfc/Descargas/TC/Coleccion_tablas_graficas_TC.pdf
- Delgado, A. E., & Sun, D. W. (2001). Heat and mass transfer models for predicting freezing processes - a review. *Journal of Food Engineering*, *47*(3), 157–174. [https://doi.org/10.1016/S0260-8774\(00\)00112-6](https://doi.org/10.1016/S0260-8774(00)00112-6)
- Dempsey, P., & Bansal, P. (2012). The art of air blast freezing: Design and efficiency considerations. *Applied Thermal Engineering*, *41*, 71–83. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.013>
- Dincer, İ. (2011). *Refrigeration systems and applications*. John Wiley & Sons (Vol. 1). <https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>
- Dincer, I., & Genceli, O. F. (1994). Cooling process and heat transfer parameters of cylindrical products cooled both in water and in air. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *37*(4), 625–633. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(94\)90134-1](https://doi.org/10.1016/0017-9310(94)90134-1)
- Guiqiang, W., & Pinghua, Z. (2014). Mathematical Modeling of Food Freezing in Air-Blast Freezer. *International Journal of Materials, Mechanics and Manufacturing*, *2*(4), 278–281. <https://doi.org/10.7763/IJMMM.2014.V2.142>
- Muynck, W. De, & Poelman, D. (2006). Refrigerating Plant Design.

- Salvadori, V. O. (1994). Transferencia de calor durante la congelación, el almacenamiento y la descongelación de alimentos, 1–176. Retrieved from http://sedici.unlp.edu.ar/bitstream/handle/10915/1449/Documento_completo.pdf?sequence=1
- Selomulyo, V. O., & Zhou, W. (2007). Frozen bread dough: Effects of freezing storage and dough improvers. *Journal of Cereal Science*, 45(1), 1–17. <https://doi.org/10.1016/j.jcs.2006.10.003>
- Singh, R. P., & Heldman, D. (2014). Food Freezing. *Introduction of Food Engineering*, 540. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-398530-9.00007-3>
- Stoecker, W. F. (1998). Refrigeration and freezing of foods. *Industrial Refrigeration Handbook*, 1–60. Retrieved from <http://www.globalspec.com/reference/65337/203279/industrial-refrigeration-handbook>
- Sun, D.-W. (2016). *Advances in Heat Transfer Unit Operations*. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-020051-1.50001-2>
- Wells, J. H., & Singh, R. P. (1997). *Temperature Tolerance of Foods during Distribution. Handbook of Food Engineering Practice*. Retrieved from <http://muhammadsabchi.files.wordpress.com/2010/04/handbook-of-food-engineering-practice.pdf>