

MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR



REPÚBLICA DE CUBA
INSTITUTO SUPERIOR MINE-RO-METALÚRGICO
"Dr. ANTONIO NUÑEZ JIMÉNEZ"
FACULTAD DE METALURGIA ELECTROME-CÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA.

Trabajo de Diploma

En opción al Título de

Ingeniero Mecánico

Título: Cálculo térmico verificativo de la instalación de refrigeración por amoníaco (NH_3), del Combinado Lácteo "

El Vaquerito " de Moa.

Autor: Alexis Ducás Salazar

Tutor: M Sc. Ing. Rafael Galano Milhet

M Sc. Ing. Ever Góngora Leyva

M Sc. Ing. Reinerys Montero Laurencio

Moa 2012.

Año 54 de la Revolución.



RESUMEN

En el trabajo se reseñan una serie de publicaciones relacionadas con el diagnóstico energético y la eficiencia energética en las instalaciones de refrigeración de la industria láctea. Se hace además una caracterización del Combinado Lácteo “El Vaquerito” de Moa. Se hizo un diagnóstico de recorrido que permitió identificar algunas de las dificultades que presenta la instalación con el aislamiento y el estado técnico de las neveras, y compresores. Se evalúa la carga térmica de la instalación de refrigeración por amoníaco de una (1), etapa y dos (2), etapas, para las condiciones de proyecto y actual. Se realiza un balance exergético del sistema, dividido en nueve (9), subsistemas, determinando donde están las principales pérdidas exergéticas y las causas que la originan.

Se determina el costo de producción de frío y se realiza una propuesta con vista a disminuir el consumo de energía en el ciclo frigorífico, consistente en pasar la carga de refrigeración del banco de agua helada y la cámara de conservación de yogurt y leche, al sistema de dos (2), etapas.

Finalmente, se evalúa el impacto ambiental del sistema actual y funcionando con la variante propuesta, en cuanto a emisión de CO₂ a la atmósfera por disminución de consumo de energía eléctrica.



ABSTRACT

The paper describes a series of publications related to the energy diagnosis and efficiency in installations of refrigeration of the lactic industry. There is a characterization of Combinado Lácteo “El Vaquerito” in Moa. There is a diagnosis allowing identifying some of the difficulties the installation has in the insulation and the fridges and compressors technical state. The refrigeration installation thermal load is evaluated through ammonia of one (1) and two (2) stages for the existing project conditions. There is a system exergetic balance split into nine (9) subsystems, determining the main exergetic losses and the origin of its causes.

The cold production cost is determined and there is a proposal in order to reduce the energy consumption in the fridge-freezer cycle, to pass the cold water bench refrigeration load and the milk and yogurt conservation chamber to the two (2) stages system.

Finally, the existing system environmental impact, and the system working with the new variant proposed are evaluated, taking into account CO₂ issued to the atmosphere reducing the energy consumption.



ÍNDICE

No. —	Contenido	Pág.
	Introducción	1
	Capítulo 1: Marco teórico- metodológico de la investigación	4
1.1.	Introducción.	4
1.2.	<i>Estado del arte.</i>	4
1.3.	<i>Gestión energética</i>	10
1.3.1	Objetivo de la Gestión Energética	11
1.3.2	Análisis energético	11
1.4	Caracterización de la empresa	13
1.5	Conclusiones del capítulo	17
	Capítulo 2: Cálculo térmico verificativo de la instalación de refrigeración	18
2.1.	Métodos de cálculo de carga térmica	18
2.2.	<i>Método General de Cálculo de Carga Térmica.</i>	19
2.2.1.	<i>Carga de Transmisión de Calor.</i>	19
2.2.2.	<i>Carga de infiltración.</i>	22
2.2.3.	Carga del Producto.	25
2.2.3.1.	Enfriamiento a temperatura superior a la de congelación	25
2.2.3.2	Enfriamiento a temperaturas Inferior a la de congelación.	26
2.2.4.	Carga de respiración de Frutas y Vegetales	27
2.2.5.	Carga miscelánea	27
2.2.5.1.	Carga de personas	28



2.2.5.2.	Carga de equipos eléctricos	28
2.2.6.	Factor de seguridad y carga horaria "	29
2.3.	Balance exergético de la instalación por amoniaco	30
2.4	Resumen del balance exergético	36
2.5	Cálculo de la carga térmica del banco de agua helada.	37
Capítulo 3: Evaluación del costo de producción de frío de la instalación de refrigeración e impacto ambiental		
3.1	Determinación del costo de producción de frío	48
3.2	Conclusiones del capítulo	54
	<i>Impacto ambiental</i>	56
	<i>Conclusiones</i>	59
	Recomendaciones	60
	Bibliografía	
	Anexos	



DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo:

Diplomante: Alexis Ducás Salazar.

Y:

Tutores: MSc Ing.: Rafael Galano Milhet.

: MSc Ing: Ever Góngora Leyva.

: MSc Ing: Reinerys Montero Laurencio

Autores de este trabajo de diploma, Titulado:

Calculo térmico verificativo de la instalación de refrigeración por amoniaco del combinado lácteo de moa "EI VAQUERITO".

Certificamos su propiedad intelectual a favor de I.S.M.M. de Moa Doc. Antonio Núñez Jiménez.

El cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

.....

Autor:

Alexis Ducás Salazar

.....

Tutor:

M.S.c. Rafael Galano Milhet

.....

Tutor:

M.S.c. Ever Góngora Leyva

.....

Tutor:

M.S.c Reinerys Montero laurencio



INTRODUCCIÓN

En los momentos actuales en que la economía cubana se encuentra inmersa en el programa de ahorro de la energía, de los costos que se asocian a la misma y las inversiones que se realizan en equipos eléctricos destinados a las instalaciones industriales y de servicios. Necesidad potenciada por el impacto medioambiental de las tecnologías energéticas, se está conciente de que la energía es el centro de la industria. Por tal motivo se han trazado metas con el objetivo de elevar la eficiencia de los procesos productivos de las diferentes ramas industriales, con el esfuerzo máximo de alcanzar un mayor rendimiento económico.

El ahorro de energía reviste una gran trascendencia para todos los países y muy en especial para aquellos en vías de desarrollo, para establecer una adecuada política encaminada al uso racional de los portadores energéticos resulta necesario conocer los índice de consumo.

La industria de la refrigeración utilizada en la conservación y congelación de alimentos cada día se expande más por sus características y requerimientos energéticos. En los momentos actuales este proceso es empleado en diversas formas, como:

- Preparación de alimentos.
 - Productos lácteos.
 - Envasado de carnes, pescado y volatería.
 - Bebidas y confituras.
- Almacenamiento y distribución de alimentos.
- Usos de la refrigeración en industrias químicas y procesos industriales.
- Usos especiales de la refrigeración.
- Aire acondicionado (confort humano; hogares).
- Aire acondicionado industrial.



Situación problemática:

De investigaciones y trabajos realizados en años anteriores (Garcés, 2009; Durán, 2010), se ha comprobado que existe un elevado consumo de energía, manifestándose en los portadores energéticos de la empresa, como el Combustible, Electricidad y Agua por solo mencionar algunos.

- _ Los puestos claves con mayores consumos son las áreas de Refrigeración con 1963,87 kWh/día y Helado con 297,96 kWh/día .
- _ Deficiente insulación en el sistema de compresión y transporte del amoníaco, así como también en el sistema de enfriamiento del yogurt.
- _ Mal estado de las puertas de las neveras de helado.
- _ El volumen de las cámaras frías para yogurt y helado no está acorde con los volúmenes de producción actual y la carga térmica instalada.

Todas estas problemáticas imponen la necesidad de realizar una evaluación del consumo energético por concepto de refrigeración en las instalaciones del Combinado Lácteo de Moa, para determinar la demanda de frió necesaria con el objetivo de satisfacer las condiciones actuales de la instalación, aspecto que ha dado origen al presente trabajo.

A partir de los elementos antes mencionados se declara como **problema**:

El desconocimiento de la carga térmica de las cámaras de endurecimiento de helado y conservación de yogur, y su correspondencia con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor impiden el desempeño eficiente de la instalación.

Como **objeto** de estudio de la investigación se plantea:

Sistema de refrigeración por compresión de vapores de amoníaco del combinado lácteo de Moa.

Sobre la base del problema a resolver se establece la siguiente **hipótesis**:

Si se realiza el cálculo verificativo de la carga térmica de refrigeración en la instalación objeto de estudio, entonces se puede conocer la demanda de frió necesaria que garantice la explotación eficiente de la línea de fabricación de helado, del banco de agua helada y la cámara de conservación de yogur y leche.



En correspondencia con la hipótesis planteada, se define como **objetivo** del trabajo:

Realizar análisis integral de la producción de frío en el combinado lácteo de Moa que permita la toma de decisiones operacionales y la utilización de los recursos energéticos con el menor costo e impacto al medioambiente.

Para dar cumplimiento al objetivo general del trabajo se definen como **objetivos específicos** del trabajo:

- Evaluar el ciclo de refrigeración por compresión de vapores de amoníaco.
- Estimar las cargas térmicas de refrigeración para las cámaras de endurecimiento de helado y conservación de yogur
- Realizar el balance energético de la instalación objeto de estudio.

Para lograr el cumplimiento del objetivo propuesto, se plantean las siguientes **tareas** de trabajo:

- Realizar un análisis bibliográfico que permita el establecimiento del estado del arte sobre la temática tratada.
- Describir los locales teniendo en cuenta las especificaciones técnicas para la refrigeración, estableciendo el procedimiento adecuado para el cálculo de la carga térmica en la línea de producción de helado, yogurt y leche.
- Evaluar desde el punto de vista económico el costo de producción de frío de la instalación actual.
- Realizar balance exergético de cada uno de los componentes de la instalación para evaluar las pérdidas y las causas que la originan.
- Valorar económicamente la propuesta, considerando el impacto ambiental asociado al consumo de energía para el funcionamiento actual de la instalación y para la variante consistente en funcionamiento de la instalación con el compresor de dos etapas asumiendo toda la carga del sistema.



CAPÍTULO 1 MARCO TEÓRICO- METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN

Desde el punto de vista energético los frigoríficos industriales están catalogados como grandes consumidores de energía, fundamentalmente eléctrica. En el contexto cubano esto representa una parte importante de la demanda eléctrica del sector industrial y son temas a tratar en los estudios de política energética.

La cadena del frío reviste un gran interés dentro de la evolución industrial que obliga la continua mejora del nivel de vida de la humanidad. Para un mejor desarrollo, los frigoríficos juegan un rol fundamental en esta cadena de frío ya que constituyen el intermedio por excelencia entre las ventas mayorista y minorista y la explotación.

Este capítulo tiene como objetivo: realizar el análisis de la bibliografía existente que permita definir el estado del arte en la temática abordada y sustentar los resultados alcanzados en la investigación

En el presente capítulo se desarrollarán temas que incluirán una breve reseña del estado del arte y una caracterización de la empresa con los esquemas tecnológicos que la identifican.

1.2. Estado del arte.

En este trabajo se presentan una serie de temas donde se expone la metodología de los elementos principales que componen la tecnología de gestión, para lograr la eficiencia energética a través de una continua aplicación de medidas y proyectos de ahorro de energía. La eficiencia energética y el uso racional de los portadores energéticos presentan en estos momentos una necesidad de desarrollo sostenible, donde la industria, los servicios y el sector residencial realizan importantes esfuerzos.

Garcés (2009), hace la propuesta de un Sistema para la Gestión Energética en el Combinado Lácteo “El Vaquerito” de Moa, tomando como punto de partida el análisis de los consumos de portadores energéticos en la empresa y sus costos asociados. Estableció las reservas en el uso de la energía e implantaron medidas organizativas y de inversión para elevar la eficiencia. Se definió los principales puestos claves de consumo de energía y se establecieron nuevos índices de consumo por producto. Se profundizó en el estudio del portador electricidad a partir del procesamiento de mediciones realizadas.



Como se ha podido observar la bibliografía consultada muestra que son diversos los aspectos que influyen en la eficiencia energética de la industria láctea y es por ello que se requiere de un enfoque integral para la evaluación y solución de los problemas que en ella se manifiestan. Hasta la fecha (Garcés, 2009), es el único que ha llevado a cabo un diagnóstico para la Gestión Energética en el Combinado Lácteo “El Vaquerito” de Moa, identificando los puestos claves y las medidas organizativas con el objetivo de disminuir los consumos por portadores energéticos. Pero aún no se tiene un criterio sólido de las reservas energéticas existentes en los sistemas de refrigeración, de ahí la importancia de este trabajo.

La fuente de energía más barata es la eficiencia energética, sabiendo que es generalmente en el equipo, el sistema o la tecnología donde se producen las pérdidas. El problema fundamental para explotarla lo constituye la determinación del lugar donde éstas se producen, su evaluación en cantidad y calidad, la identificación de las causas que la producen, las vías que conducen a su reducción o eliminación, la evaluación del costo-beneficio de cada una de estas vías, el seguimiento de la aplicación de la decisión adoptada y su control así como la valoración técnico-económica final del proceso.

En cada uno de estos elementos, imprescindibles para lograr y hacer permanentes los avances en la eficiencia energética, existen tecnologías bien definidas y que se desarrollan y perfeccionan con el avance científico-técnico. La realización inadecuada o incompleta de alguna parte de este diagnóstico puede llevar a una explotación ineficiente de la fuente y el desaprovechamiento de potenciales.

La eficiencia energética a pesar de ser una de las alternativas menos costosa y menos contaminante de todas, se convierte en una fuente no agotable y aplicable a todo tipo de empresas.

En la actualidad otras entidades pasteurizadoras han sido objeto de estudios en materia de eficiencia energética, arrojando resultados relevantes en el ahorro de portadores energéticos, implementando medidas para lograr el aumento de la eficiencia y la productividad, ejemplo de ello lo constituye el estudio de eficiencia energética realizado en el Combinado Lácteo “Rafael Freire Torres” de Holguín (Sánchez, 2003).

En dicho estudio se logró establecer una estrecha relación entre el rol de la eficiencia energética y la competitividad, por otra parte infiere que al mejorar la calidad, aumenta la productividad y la competitividad en calidad y precio. También plantea que la eficiencia



energética en la competitividad de la empresa debe observarse de dos formas: como un elemento independiente que actúa directamente en el costo del producto o servicio y como un paso de mejora de la calidad que disminuye los costos.

En sentido general y a raíz de los resultados de diagnóstico energético (Sánchez, 2003), se lograron implantar medidas que llevarán al sistema a funcionar con una eficiencia óptima, se atacaron las debilidades y resaltaron las potencialidades tanto en el personal que trabaja en la entidad como en los puestos de trabajo.

Como seguimiento a los estudios realizados en entidades similares se tiene el estudio que se llevó a cabo en el Combinado de Helados y Quesos de la provincia de Granma (Hernández, 2008), en el cual se dieron a la tarea de optimizar los consumos de portadores energéticos frente al impacto de la actual crisis económico-financiera en Cuba. Entre las múltiples medidas adoptadas por el combinado están la paralización durante dos horas en el período de pico eléctrico, los agitadores de los tanques de envejecimiento de la mezcla del helado, lo cual no perjudica la calidad del producto logrando un ahorro de 6 MWh al mes, y poner en funcionamiento las calderas en el momento específico que cada área necesite y solicite el vapor. Otra de las medidas adoptadas fue la sustitución de las esteras eléctricas por manuales, con un sistema de rodillos, las que se utilizan para llevar los cubos de helado del departamento de elaboración hasta la nevera.

Con estas soluciones el establecimiento ahorra cerca de 11 MWh al mes, como también lo son 0.3 MWh que dejan de gastarse con el uso de la gatera, una puerta pequeña de un metro cuadrado por donde extraen los galones de helado de la nevera. Tal operación se hacía abriendo la puerta grande de la nevera de alrededor de seis metros cuadrados por donde se escapaba mayor cantidad de frío. El programa de ahorro del combinado bayamés le permitirá aprovechar 97.6 MWh al mes.

A raíz de lo antes expuesto en América Latina y el Caribe, la OLADE (Organización Latinoamericana de Energía) considera que mediante el uso eficiente de la energía podría reducirse el consumo de portadores energéticos de la región entre el 10 y 20 % en corto y mediano plazo. (Sánchez, 2003).

En Cuba (Borroto, 2006) la Comisión Internacional de Energía consideró que por esta vía, con inversiones menores y de rápida recuperación (menores de 1,5 años) se logrará un ahorro



anual del 5 % del consumo del país. Más del 45 % de este ahorro se obtendría en el sector residencial y de servicios, y casi un 10 % en el transporte.

Se estima que en la industria cubana, las actividades con mayores potenciales son: el níquel, el cemento, el acero, la generación eléctrica, la refinación de petróleo y en menor medida las industrias alimenticias y el papel. En todas ellas las medidas en lo fundamental se dirigen a elevar la disciplina tecnológica, mejoras técnicas y técnico-organizativas, aprovechamiento del vapor residual, sustitución por combustibles económicamente más ventajosos, mejoras en la combustión, automatización de los controles y otras. (Borroto, 2006).

Es imprescindible reducir la dependencia de la economía cubana del petróleo y los combustibles fósiles. Es una tarea primordial debido a la amenaza del cambio climático global y los problemas ambientales serios que hacen que a mediano plazo, no se pueda seguir utilizando como forma de vida una fuente de energía no renovable que se va agotando y deteriorando paulatinamente. Por una parte aprender a obtener la energía de forma económica y respetuosa con el medio ambiente, es un deber elemental de justicia.

Usar eficientemente la energía significa no emplearla en actividades innecesarias conseguir hacer las tareas con el mínimo consumo de energía posible. Desarrollar tecnologías y sistemas de vida y trabajo que ahorren energía, es lo más importante para lograr un auténtico desarrollo que se pueda llamar sostenible. (Viego, 2007).

Según Alfaro.; et al. (2002), como resultado de un análisis de alternativas proponen tres tecnologías para el tratamiento de los residuales del Combinado Lácteo Santiago. Realizaron el análisis económico, obteniendo la mejor posibilidad para el tratamiento de los residuales líquidos de la fábrica. El sistema propuesto por los autores incluye procesos de homogeneización, digestión, lagunas de algas de alto rendimiento y sedimentación. Obtiene como resultado agua tratada que puede ser vertida al medio u otros usos, y lodos que pueden emplearse como acondicionadores del suelo.

Según Gandón.; et al. (2003), para evaluar los índices energéticos en una planta de productos lácteos, elaboraron cronogramas de los consumos de vapor y energía eléctrica en las líneas tecnológicas de leche, yogurt y crema, lo que permitió la caracterización de los procesos. Se determinó la cantidad de combustible y energía eléctrica técnicamente requeridos y se establecieron las recomendaciones para disminuir los mismos. Concluyendo que el consumo de combustible técnicamente requerido representa el 79 % del empleado en la planta en las



condiciones de operación actuales. Donde la discrepancia entre los consumos de combustible real y técnicamente requerido puede estar motivada por la baja eficiencia de la caldera, el inadecuado control del uso del vapor en el proceso, el mal estado técnico de las válvulas y el diseño ineficiente de algunos equipos de intercambio de calor.

La Gestión Energética va encaminada a lograr un uso más racional de la energía, que permita reducir el consumo de la misma sin perjuicios del confort, productividad, calidad de los servicios y sin deteriorar el nivel de vida. Puede considerarse como el mejor de los caminos para conseguir los objetivos de ahorro de energía ya sea desde el punto de vista de la propia empresa como a nivel nacional.

En la medida en que la situación energética se deteriora, se hace sentir la necesidad de que la energía sea considerada como un factor de costo que requiere especial atención. Durante años los precios se han duplicado debido a que el mundo se ha ido desarrollando y también se ha incrementado la demanda en varios sectores industriales y de servicios.

En la implementación de una Gestión Energética suelen presentarse una serie de dificultades que pueden ser en general, la insuficiente especialización del personal técnico y la falta de conciencia de ahorro. Es de vital importancia y necesario, que técnicos y operarios desarrollen un nivel de pertenencia del trabajo a realizar y aptitudes encaminadas a la búsqueda y puesta en práctica de nuevas soluciones, así como un buen nivel de conocimientos de estos para una satisfactoria asimilación de la tecnología. (Sánchez, 2003).

Una vez consultada y resumida la bibliografía relacionada con las potencialidades del ahorro energético en las industrias lácteas se procedió al estudio de la bibliografía relacionada con los sistemas de refrigeración y su situación actual, entre los que se destacan:

Según Mendoza (2006), la refrigeración por compresión se logra evaporando un fluido refrigerante a través de un dispositivo de expansión dentro de un intercambiador de calor, conocido como evaporador, el cual permite una transferencia térmica con su entorno. Al evaporarse el fluido líquido cambia su estado a vapor. Durante el cambio de estado el refrigerante absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador, bien sea este medio gaseoso o líquido. Luego de este intercambio energético, un compresor mecánico se encarga de aumentar la presión del vapor para poder condensarlo dentro de otro intercambiador de calor conocido como condensador y hacerlo líquido de nuevo. Ya que este aumento de presión además produce un aumento en su temperatura, para lograr el cambio de



estado del fluido refrigerante es necesario enfriarlo al interior del condensador; esto suele hacerse por medio de aire, agua o ambos. De esta manera, el refrigerante en estado líquido, puede evaporarse nuevamente a través de la válvula de expansión y repetir el ciclo de refrigeración por compresión.

Bautista (2000), construye un modelo matemático general del ciclo de refrigeración, mediante la termodinámica del tiempo finito desarrollada para los modelos de ciclos endorreversibles de tres depósitos. La fórmula óptima se puede usar para discutir el efecto de fuentes de calor finitas y resistencias térmicas sobre la operación del ciclo.

Reindl (2003), en este artículo los autores repasan los tipos de gases incondensables que se pueden acumular en los sistemas, sus consecuencias, las operaciones de purga, así como otros aspectos y factores que influyen en la eficiencia de las purgas, dando ha demostrar que en los condensadores no se puede mitigar la diferencia de presión. La imposibilidad de conseguir “presiones de condensación fluctuantes” tendrá implicaciones energéticas anuales significativas.

Ovidio (2003), describe un mejoramiento considerable a la tecnología clásica de absorción de amoníaco en agua, la cual requiere de temperaturas altas de calentamiento (120 a 150 °C) que lo excluyen del uso en combinación con colectores solares planos (para agua), aquí se plantea una nueva variante, que permite hacer funcionar este sistema a temperaturas de calentamiento entre 70 a 90 °C y permite ahorrar energía eléctrica además de contaminar muy poco el medio ambiente.

Guerra (2005), realizó un análisis de la planta de fabricación de hielo del Municipio de Moa. Hizo una caracterización de la instalación, la exposición de los aspectos más significativos de la fabricación de hielo en bloque y las condiciones en que se encuentran las industrias de fabricación del hielo en Cuba. Prosiguió con el análisis crítico de la instalación, donde se muestran los aspectos más importantes que se han tenido en cuenta en la evaluación y su situación en dicha planta. Por otra parte se hace una breve descripción de los equipos principales de la planta y su propuesta de mantenimiento para cada caso.

Según Restrepo et al (2007). Para obtener la mayor capacidad y la mayor economía de operaciones en un frigorífico es de importancia que el sistema de refrigeración opere a las presiones de succión más altas posibles. Es esencial que la temperatura del gas que regresa al compresor esté a una temperatura mínima de 9,5 °C arriba de la temperatura de evaporación,



para evitar el flujo de refrigerante líquido al compresor. Se deben aislar térmicamente las tuberías de admisión como forma de prevenir la escarcha y para rebajar el calor transmitido por las tuberías, también para reducir la temperatura a la entrada del compresor. Se deben usar motores de alta eficiencia ya que mejorar la eficiencia de los motores representa una reducción de los costos de operaciones por el ahorro del consumo de energía eléctrica.

Según Castro (2001), las funciones que deben cumplir los lubricantes para compresores de refrigeración son los siguientes: sellar el mecanismo de compresión; reducir la fricción y el desgaste en las partes móviles del compresor; remover el calor generado en el proceso de compresión. Cumpliendo estas funciones correctamente los refrigerantes aumentan la vida útil de los sistemas, al evitar la corrosión y la herrumbre las que traen consigo pinchaduras en las tuberías y con esto la disminución de la eficiencia del sistema.

Según Castro (2001), las propiedades del lubricante para compresores de refrigeración deben ser la estabilidad térmica y química, la misma ayuda a que no hayan desgaste y otras fallas en el compresor; miscibilidad, esta se refiere a las características de solución líquido refrigerante con aceite; solubilidad y viscosidad, la composición del lubricante es diferente en las diversas partes de sistema de refrigeración; punto de fluidez y floculación.

1.3. Gestión Energética

Es un conjunto de acciones técnico-organizativas para administrar eficientemente la energía, que aplicadas de forma continua, con la filosofía de gestión total de la calidad, permiten establecer nuevos hábitos de dirección, control y evaluación del uso de la energía, dirigidos al aprovechamiento de todas las oportunidades de conservación de la energía y de reducción de sus costos.

La Gestión Energética va encaminada a lograr un uso más racional de la energía, que permita reducir el consumo de la misma sin perjuicios del confort, productividad, calidad de los servicios y sin deteriorar el nivel de vida. Puede considerarse como el mejor de los caminos para conseguir los objetivos de ahorro de energía ya sea desde el punto de vista de la propia empresa como a nivel nacional.

En la medida en que la situación energética se deteriora, se hace sentir la necesidad de que la energía sea considerada como un factor de costo que requiere especial atención. Durante años



los precios se han duplicado debido a que el mundo se ha ido desarrollando y también se ha incrementado la demanda en varios sectores industriales y de servicios.

En la implementación de una Gestión Energética suelen presentarse una serie de dificultades que pueden ser en general, la insuficiente especialización del personal técnico y la falta de conciencia de ahorro. Es de vital importancia y necesario que técnicos y operarios desarrollen un nivel de pertenencia del trabajo a realizar y aptitudes encaminadas a la búsqueda y puesta en práctica de nuevas soluciones, así como un buen nivel de conocimiento de estos para una satisfactoria asimilación de la tecnología. (Sánchez, 2003).

1.3.1. Objetivos de la Gestión energética.

El objetivo fundamental de la Gestión Energética es sacar el mayor rendimiento posible a las cantidades de energía que necesita. Dentro de esta idea el sistema de gestión habrá de responder a determinadas funciones, que tendrán que implementarse en relación con los servicios de la empresa. En un sentido más amplio puede ser la comprensión de la elección de las fuentes de energía, las negociaciones con los suministradores y el control de los suministros, almacenamiento y distribución. (CAMPOS AVELLA, 1998).

1.3.2. Análisis Energético.

Es posible establecer dos tipos de análisis energético:

- De control de consumo.
- De auditoria o diagnóstico.

Lo primero que se necesita para establecer un plan de ahorro de energía es conocer cómo y cuánto se consume. Para ello es necesario implantar un sistema de contabilidad energética que permita conocer los consumos de cada portador energético existente en la empresa en cada una de las áreas de consumo. (BORROTO NORDELO, 2006).

Como segundo paso, es necesario como mínimo al final de cada trimestre determinar los valores reales del consumo específico de energía, lo que permite definir los sobre consumos que se relacionan con deficiencias en la explotación del sistema de producción de frío, siendo necesario además determinar los sobre consumos de energía eléctrica que se producen, debido a un mal estado del aislamiento térmico de la construcción y ganancias de calor a través de puertas que permanecen abiertas más tiempo del debido o no tienen la suficiente



hermeticidad y/u otras violaciones del régimen de explotación que se producen. Esto hace que se puedan establecer indicadores que relacionen el consumo de energía eléctrica no solo a la producción de frío, sino también a la cantidad de productos producidos en dependencia de su tipo y del tratamiento térmico recibido.

Para conocer la situación energética de los diferentes equipos y operaciones básicas, es necesario realizar una auditoria energética con profundidad, que nos permita conocer los consumos instantáneos, pérdidas, rendimiento, estado del equipamiento y las posibles medidas para mejorarlo.

La Gestión Empresarial incluye todas las actividades de la función gerencial que determinan la política, los objetivos y las responsabilidades de la organización; actividades que se ponen en práctica a través de: la planificación, el control, el aseguramiento y el mejoramiento del sistema de la organización.

La Gestión Energética o Administración de Energía, como subsistema de la gestión empresarial abarca, en particular, las actividades de administración y aseguramiento de la función gerencial que le confieren a la entidad la aptitud para satisfacer eficientemente sus necesidades energéticas.

Un sistema de gestión energética se compone de: la estructura organizacional, los procedimientos, los procesos y los recursos necesarios para su implementación.

Al aplicar un sistema de gestión energética se toman acciones encaminadas a reducir consumos energéticos por unidad de producto manufacturado, cumpliendo a su vez con los objetivos de calidad en el uso de la energía del sector industrial. (Campos, 1998), para ello se debe llevar a cabo una metodología de Gestión Energética.

1. Concientización acerca de la importancia que tiene la implementación de un sistema de gestión energética, por medio de charlas al personal de operarios y supervisores del área de producción.
2. Visita de reconocimiento para la familiarización con los sistemas equipos con los que cuenta la empresa.
3. Levantamiento de esquemas de funcionamiento de toda la planta de producción.
4. Caracterización energética de la empresa.
5. Censo de carga de los equipos que tiene el área de producción.



6. Monitoreo, evaluación y diagnóstico de los sistemas presentes en la empresa: Motores para el área de hidráulica, banco de condensadores, compresores, la tubería de aire comprimido, hornos, secadores, calentador de agua.
7. Identificación de los indicadores de control energético.
8. Establecimiento de normas y recomendaciones para prácticas operativas más eficientes.

Por las características de Cuba desde el punto de vista energético se hace necesario que siempre que sea posible la industria logre su autoabastecimiento mediante la cogeneración de energía eléctrica en función de disminuir el consumo del Sistema Electro energético Nacional. Esto en primer lugar propicia la confiabilidad del servicio eléctrico que garantice la continuidad de la producción y además posibilita disminuir los costos.

1.4. Caracterización de la Empresa

El combinado lácteo " El Vaquerito " se encuentra ubicado en el municipio de Moa, en la Avenida 7 de diciembre. La misma cuenta con nueve edificaciones fundamentales y otras que se encuentran dentro de su área. La empresa consta de una plantilla de 112 trabajadores, de los cuales 31 son mujeres y 81 hombres. Dentro de la misma existen 15 técnicos, 2 administrativos, 7 dirigentes, 75 obreros y 13 de servicios.

El combinado lácteo de Moa "EL VAQUERITO" constituye un desarrollo económico para el país en condición de mercado actual, cobra una gran importancia tanto en su volúmen como en su costo, y tiene como objetivo fundamental la producción de productos lácteos derivados de la leche y la soya para satisfacer la necesidad de la población en general.

Como objetivos específicos se tienen:

- Producir, distribuir y comercializar de forma mayorista leche en polvo, yogurt, helados, quesos, mezclas físicas alimenticias y otros productos lácteos en moneda nacional y convertible.
- Comercializar de forma mayorista las producciones del resto de las entidades de la unión láctea en moneda nacional y convertible.
- Brindar servicios gastronómicos a los trabajadores de la entidad y al sistema en moneda nacional.



- Efectuar la venta a trabajadores de las entidades del sistema de la industria alimenticia los excedentes de las producciones y el autoconsumo de los productos lácteos, cárnicos y agrícolas en moneda nacional.

En el combinado lácteo de Moa se identifican dos esquemas tecnológicos que caracterizan las principales producciones que salen de esa instalación para el consumo de la población:

1. Esquema tecnológico para la producción de yogurt de soya y Leche Saborizada

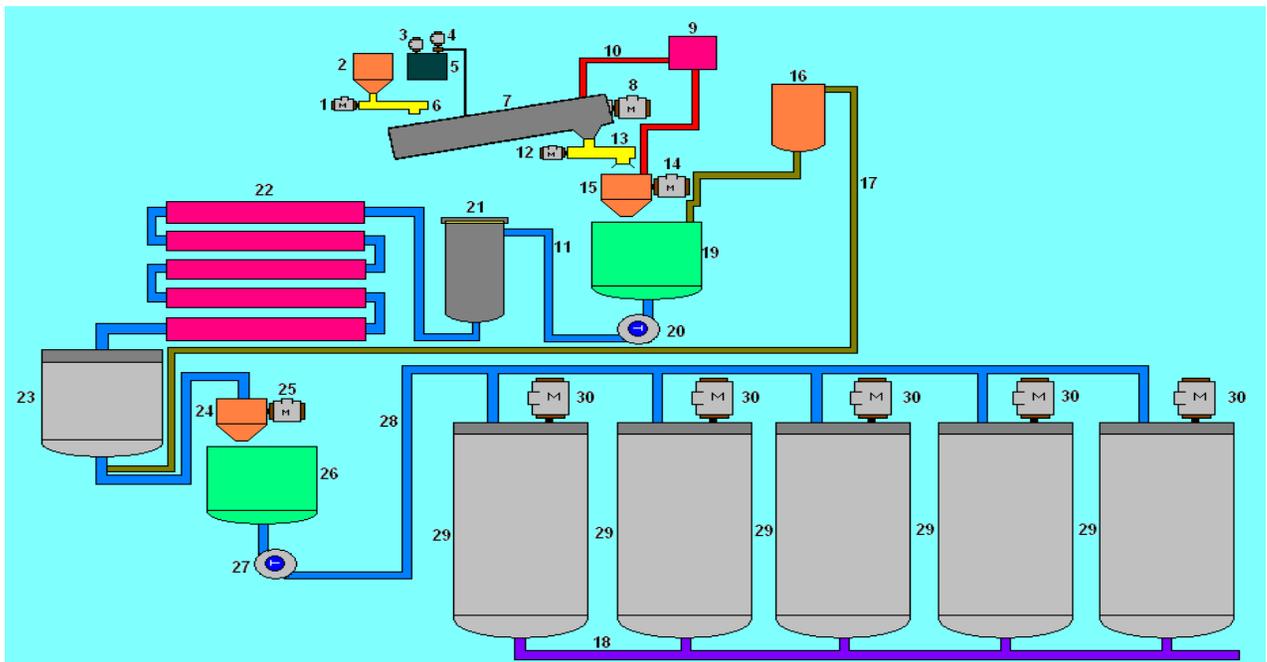


Figura 1.1 Esquema tecnológico para la producción de yogurt de soya y Leche Saborizada. Fuente: Garcés (2009).

Leyenda.

1. Motor del Dosificador No.1	2. Tanque de recepción de la Soya.
3. Agitador del tanque de bicarbonato.	4. Bomba de bicarbonato.
5. Tanque de bicarbonato.	6. Dosificador No.1
7. Sinfín.	8. Motor del sinfín.
9. Tanque de suministro de agua caliente.	10. Conductos de agua caliente.
11. Conductos de la Soya molida.	12. Motor del dosificador No.2
13. Dosificador No. 2	14. Motor del molino No.1



15. Molino No. 1.	16. Tanque receptor de la soya cruda.
17. Conducto de recirculación de la soya cruda.	18. Conducto del producto terminado.
19. Tanque receptor del primer molinado de la soya.	20. Bomba neumática. (400 l/min.)
21. Calefactor.	22. Serpentin retenedor.
23. Tanque de flacheo.	24. Molino No. 2
25. Motor del molino No. 2	26. Tanque receptor del segundo molinado de la soya.
27. Bomba neumática. (400 l/min.)	28. Conducto de la soya para los tanques de producto terminado.
29. Tanques de producto terminado.	30. Agitadores. (1, 2, 3, 4, 5)

Para culminar el proceso de yogurt de soya el producto se bombea de la Línea Nueva hasta el área de producción en los tanques 4 y 5 para sufrir el siguiente proceso:

- _ A la leche estandarizada se le añade el azúcar en forma de sirope. El sirope se prepara añadiendo el azúcar al tanque, previamente pesada y se incorpora el 30 % de agua, se pasteuriza hasta 90 °C y se le adiciona el color y sabor.
- _ La leche de soya con el azúcar debe tener una densidad entre 1,054 y 1,056 kg/l , se refresca hasta temperaturas entre 42 a 45 °C y se inocula con el cultivo industrial.
- _ Tiempo de coagulación de 2,3 a 3 horas, acidez 0,34 % .
- _ Se enfría hasta 6 °C y se embolsa en la máquina embolsadora, Peso 936 g , Volumen 917 más menos 11 ml .

En esta línea de trabajo se obtiene mediante el molinado la leche de la soya para la producción de yogurt de soya, leche saborizada y queso cresol, para la producción del yogurt de soya y leche saborizada se muele en una sola tanda.

Para el cálculo del índice de consumo de este producto como caso experimental se obtuvo el tiempo que se necesitó para producir 10,5 t de yogurt de soya que fue de 8 horas y 30 minutos, y en esta misma línea también se producen aproximadamente 1 tonelada de leche saborizada en un tiempo de aproximadamente 1 hora.



2. Esquema tecnológico para la producción de Queso Cresol, Mantequilla y Helado.

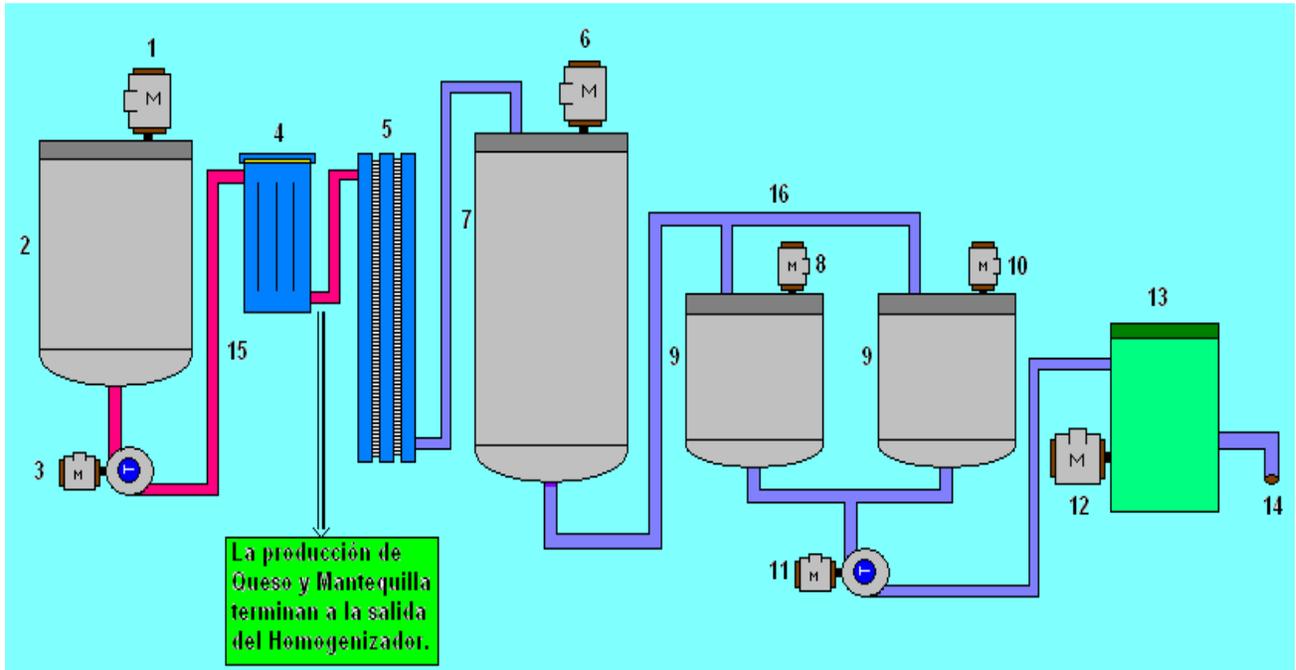


Figura 1.2 Esquema tecnológico para la producción de Queso Cresol, Mantequilla y Helado.

Fuente: Garcés (2009).

Leyenda.

1. Agitador del tanque de preparación de la mezcla.	2. Tanque de preparación de la mezcla.
3. Bomba doble pistón.	4. Homogenizador.
5. Cortina de enfriamiento.	6. Agitador del tanque de la mezcla terminada.
7. Tanque de la mezcla terminada.	8. Agitador del tanque de recepción de la mezcla terminada.
9. Tanque de recepción de la mezcla terminada.	10. Agitador del tanque de recepción de la mezcla terminada.
11. Bomba mono pistón.	12. Motor de la máquina de hacer Helados.
13. Máquina de hacer Helados.	14. Salida del producto terminado.

En la producción de Helados intervienen varios procesos que influyen directamente en el consumo de energía, como son:



- _ Estandarización de la mezcla. (dura aproximadamente 1 h).
- _ Homogenización. (dura aproximadamente 2 h).
- _ Bombeado de la mezcla para llevarla de 0 a 10 °C . (dura aproximadamente 1 h).
- _ Maduración de la mezcla (puede durar aproximadamente de 4 a 24 h).

En la producción de Queso Cresol intervienen los motores de la Línea Nueva, el agitador del tanque de preparación de la mezcla, la bomba doble pistón del área de helado y el Homogenizador, anexados en la tabla 2.8.

Para la obtención del queso cresol, a través y después del molinado, intervienen una serie de procesos que están estrechamente relacionados con los consumos de energía eléctrica, los cuales son:

1. Obtención de la pasta de soya después del molinado, $Ac = 0,30 \%$.
2. Adición de la grasa vegetal.
3. Disolución y adición de la leche (se añade poco a poco).
4. Refrescamiento hasta 42 a 45 °C
5. Inoculación con cultivo industrial, 3 % .
6. Coagulación, Tiempo 2 h , $Ac 0,75 \%$, Temperatura 42 a 45 °C
7. Corte del coágulo agitando 5 minutos.
8. Calentamiento hasta 65 °C y adición de sal 1,5 % , conservantes 0,1 % .
9. Pasteurización Temp. 65 °C, Tiempo 0,5 h.
10. Homogenización. Presión 150 kgf/cm², Temp. 60 a 65 °C
11. Envasado, pesado y temperamento.
12. Almacenamiento del producto terminado de 2 a 6 °C

1.5. Conclusiones del capítulo 1

- _ Los trabajos relacionados con la búsqueda de mejoras en la eficiencia de los sistemas de refrigeración parten de un diagnóstico energético para la identificación de los puestos claves.



CAPÍTULO 2.

Procedimiento para el cálculo térmico verificativo de la instalación para la fabricación de helados, la conservación de yogurt y leche, y el banco de agua helada.

El cálculo de carga térmica de una cámara de refrigeración tiene por objetivo la determinación de la cantidad de calor que es necesario extraer de la misma en un tiempo determinado para crear y mantener en su interior las requeridas temperaturas y humedad relativa.

En refrigeración, esta cantidad de calor a extraer de la cámara se calcula por día (24 horas), y se toma de 16 a 20 horas diarias de operación del equipo de refrigeración para vencer dicha carga, dejando las horas restantes del día para descongelación de los serpentines y como un factor de reserva para cargas pico poco frecuentes, para cámaras con serpentines de enfriamiento a temperatura de evaporación del refrigerante de $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ o menor, se toman de 18 a 20 horas diarias de funcionamiento de la refrigeración. Si la cámara opera a más de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, es práctica general tomar 16 horas de operación, lo que permite suficiente tiempo de parada de los compresores para que el aire de la cámara (sobre $0\text{ }^{\circ}\text{C}$) pueda utilizarse para deshielo. Pero si la temperatura de la cámara es inferior a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, se suele utilizar medios de descongelación tales como gas caliente, electricidad, etc., de manera que la eliminación de escarcha de los serpentines se pueda realizar rápidamente y con mínimo de aumento en la temperatura de la cámara, permitiendo un tiempo de operación de los compresores de 18 hora diarias.

La humedad relativa en las cámaras se suele obtener manteniendo un diferencial fijo entre las temperaturas de la cámara y la de evaporación del refrigerante.

Para la evaluación energética de cámaras frías es ineludible el procedimiento de cálculo de la carga térmica de refrigeración, por cuanto la literatura especializada recoge varios métodos y se debe seleccionar el más adecuado en cada caso en correspondencia con las características de la cámara, en tal sentido el **objetivo** del presente capítulo es: Establecer el procedimiento de cálculo adecuado para la evaluación de cámaras de refrigeración en correlación con los aspectos teóricos metodológicos propuestos en investigaciones anteriores.

2.1. Métodos de cálculo de carga.

Se usan dos formas o métodos de cálculo de carga térmica de cámaras de refrigeración comercial, según el volumen interno de la cámara y la precisión que se requiere para este



Cálculo. Primero se explicará el método general y después el método aplicable a cámaras de volumen interno menor de 42 m³.

2.2. Método General de Cálculo de Carga Térmica.

En este método la carga térmica Q, de una cámara de refrigeración comercial se descompone en las siguientes cargas parciales que se relacionan a continuación.

- **Carga de transmisión de calor por conducción a través de las paredes, techo y piso de la cámara; Q_a**
- **Carga de infiltración del aire exterior en la cámara; Q_v**
- **Carga del producto a conservar en la cámara; Q_p**
- **Carga miscelánea, que comprende las cargas térmicas debidas a personas, y a equipos eléctricos; Q_m**

Por lo tanto la ecuación 2.1 permite determinar la carga térmica para una cámara de refrigeración comercial.

$$Q_{dt} = Q_a + Q_v + Q_p + Q_m \quad (2.1)$$

Estas cargas térmicas se expresan en kcal/24 h . La primera depende principalmente del área exterior de la cámara y las restantes del volumen interno de la misma.

2.2.1. Carga de Transmisión de Calor.

Esta carga es debido a la diferencia de temperatura entre el aire exterior e interior de la cámara, lo cual da lugar a una transferencia de calor por conducción del medio exterior hacia el interior de la cámara. Esta transferencia de calor se disminuye mediante el aislamiento térmico de la cámara con un material aislante térmico.

En general las cámaras de refrigeración comercial no están expuestas a las radiaciones solares y si lo están es por poco tiempo debido a la protección de los elementos del edificio donde estén ubicadas, por lo que no se suele considerar en el cálculo de carga térmica el efecto solar.

La carga de transmisión de calor a través de las paredes, techo y piso de una cámara se calcula por la ecuación 2.2:

$$Q_a = S \cdot K \left(t_{ext} - t_{int} \right) \quad (2.2)$$



Donde:

- _ Q_a : Carga de transmisión de calor a través de las paredes, techo y piso de una cámara; $kcal/24h$
- _ S : Área exterior total de la cámara (paredes, techo y piso); m^2
- _ K : Coeficiente global de transferencia de calor; $kcal/h.m^2.°C$
- _ t_e : Temperatura del aire exterior a la cámara; $°C$, que se toma como la temperatura de diseño de la localidad. Para Cuba, por norma de la Comisión Nacional de Refrigeración y Climatización es de $32,2 °C$, también se puede determinar a través de la tabla 2.1 de libro de texto: Instalaciones de Climatización de Lazara Polaina de los Santos.
- _ t : Temperatura de diseño de la cámara o sencillamente temperatura de la cámara; $°C$, se obtiene en dependencia de los productos que se desean conservar o congelar.

El área exterior de la cámara se calcula por la ecuación 2.3.

$$S = 2 \cdot A + L \cdot H + A \cdot H \quad (2.3)$$

Donde:

- _ S : Área exterior de la cámara; m^2
- _ L : Longitud exterior de la cámara; m
- _ A : Ancho exterior de la cámara; m
- _ H : Altura exterior de la cámara; m

Cuando no se tienen las dimensiones interiores de la cámara, se acostumbra a restar 0,30 o 0,60 m a las dimensiones exteriores de ésta para obtener las dimensiones interiores según la cámara sea para temperatura superior o inferior a $0 °C$, respectivamente.

Es importante conocer el valor del coeficiente global de transferencia de calor K , el cual se determina a través de la ecuación 2.4.

$$K = \frac{\lambda}{\delta} \quad (2.4)$$

Donde:

- _ K : Coeficiente global de transferencia de calor; $W/m^2.°C$ o $kcal/(h.m^2.°C)$
- _ λ : Conductividad térmica del material aislante; $W/m^2.°C$ o $kcal/(h.m^2.°C)$



— δ : Espesor del material aislante; m

Normas cubanas frigoríficas

a) para cámara de productos congelados: $K = 0,225 \cdot W / m^2 \cdot ^\circ C$

b) para cámaras de productos enfriados: $K = 0,41 \cdot W / m^2 \cdot ^\circ C$

Aquí tomando como referencia el coeficiente global de transferencia de calor según normas cubanas frigoríficas, se calcula el espesor del aislante térmico y luego se normaliza su espesor según la tabla 2.1. El espesor normalizado se sustituye nuevamente en la ecuación 2.4 para hallar el coeficiente global de transferencia de calor normalizado, que luego se sustituye en la ecuación 2.2.

Tabla 2.1: Espesores equivalentes de materiales aislantes.

Material	Espesor (mm)			Material	Espesor (mm)		
Corcho, planchas	50	75	100	Insulex	100	150	200
Madera balsa	75	113	150	Lithboard	75	100	150
Corcho granulado	63	100	130	Aserrín	100	150	200
Poliestireno expandido	25	50	100				

Los siguientes materiales tienen el espesor equivalente al del corcho en plancha: Cabolts Quilt, Celotex, Lana de Bálsamo, Dry, Fobrodelt, Flaxlinum, Hairfelt, Insulite, Kapok, Línofelt, Masonite, Lana Mineral, Rock Corck, Rock Wool y Poliestireno Expandido.

Donde el valor de la conductividad térmica del material aislante λ se selecciona de la tabla 2.2, y el del coeficiente global de transferencia de calor K se escoge por normas cubanas, según la temperatura que se quiere tener en el interior de la cámara.



Tabla 2.2 Densidad y conductividad térmica (λ) de materiales aislantes.

Tipo de material	Densidad (kg/m ³)	Conductividad Térmica (W/(m. °C))	Utilización
Poli espuma	20 a 30	0,046 a 0,058	Pared exterior e interior (lateral, pisos, techo)
Corcho	220	0,07	
Poliuretano suspendido	30 a 100	0,35 a 0,046	
Siporex	400	0,17	Aislamiento y construcción de paredes, tabiques. Aislamiento de pisos y construcción de techos

2.2.2. Carga de infiltración.

Cierta cantidad de aire exterior penetra en la cámara cada vez que se abre su puerta, y además también penetra por otras fuentes de infiltración tales como rendijas, juntas de puertas, etcétera, por lo cual se hace necesario llevar el aire infiltrado de las condiciones del ambiente exterior a las de la cámara, constituyendo esto una carga más a vencer por el equipo de refrigeración, y que se denomina carga térmica de infiltración.

La cantidad de aire de infiltración se establece por estudios basados en la experiencia, y se suele expresar en cambios o renovaciones de aire por día (24 h). En la tabla 2.3 se dan los cambios de aire de infiltración por día para cámaras a temperaturas superiores a 0 °C y en la tabla 2.4 para cámaras a temperaturas inferiores a 0 °C.

Tabla 2.3: Infiltración promedio de aire exterior en las cámaras de refrigeración a más de 0 °C en cambios por 24 h.

Volumen de la cámara (m ³)	Cambios por 24 h	Volumen de la cámara (m ³)	Cambios por 24 h	Volumen de la cámara (m ³)	Cambios por 24 h
6	42	36	15,5	220	5,6
7	38,1	42	14,2	300	4,7
8	35,6	50	12,6	400	4,1
10	31,8	60	10,7	600	3,4



12	28,6	70	10,6	800	2,8
14	26,1	80	9,9	1000	2,5
18	22,3	100	8,8	1400	2
22	20,2	120	7,9	1800	1,9
26	18,5	140	7,2	2200	1,6
30	17	180	6,3	2800	1,4

Tabla 2.4: Infiltración promedio de aire exterior en las cámaras de refrigeración a menos de 0 °C en cambios por 24 h.

Volumen de la cámara (m ³)	Cambios por 24 h	Volumen de la cámara (m ³)	Cambios por 24 h	Volumen de la cámara (m ³)	Cambios por 24 h
6	32,1	36	11,9	220	4,4
7	29	42	11	300	3,7
8	27,1	50	10	400	3,1
10	24	60	9,2	600	2,5
12	21,8	70	8,3	800	2,2
14	20,1	80	7,6	1000	1,9
18	17,5	100	6,7	1400	1,6
22	15,6	120	6,1	1800	1,4
26	14,1	140	5,6	2200	1,3
30	13,1	180	4,9	2800	1,1

Nota: Para uso intenso de las cámaras de deben multiplicar los valores que aparecen en la tabla por 2, y para almacenamiento por largo tiempo se multiplican por 0,6

La carga de infiltración se expresa por la expresión 2.5.

$$Q_v = V \cdot n \cdot q \quad (2.5)$$

Donde:

– Q_v : Carga de infiltración de la cámara; *kcal/24h*

– V : Volumen interno de la cámara, m³.

– n : Cantidad de cambio de aire por día (tablas 1.5 y 1.4)



- q : Calor total a extraer por m^3 del aire exterior para llevarlo a la temperatura de la cámara; kcal/ m^3

Otra forma de determinar el calor sensible por infiltración del aire exterior.

$$Q_{v.sens} = 0,29 \cdot V \cdot N \cdot (T_{ext} - T_{cam}) \quad (2.6)$$

Donde:

- $Q_{v.sens}$: Carga sensible de infiltración de la cámara; Watt
- V : Volumen interno de la cámara; m^3
- N : Renovación de aire o cambio de aire por 24 h. (cambio/24 h) tablas 2.3 y 2.4.
- T_{ext} : Temperatura del bulbo seco exterior; $^{\circ}C$
- T_{cam} : Temperatura del bulbo seco interior ó Temperatura de la cámara; $^{\circ}C$.

Para desarrollar este paso se debe conocer el volumen de la cámara. Para cuando se tienen las dimensiones exteriores de la cámara para temperaturas superior a $0^{\circ}C$, se emplea la ecuación 2.7 y para temperaturas en la cámara inferiores a $0^{\circ}C$, se emplea la ecuación 2.8.

$$V = [(L-0,6) \cdot (A-0,6) \cdot (H-0,6)] \quad (2.7)$$

$$V = [(L-1,2) \cdot (A-1,2) \cdot (H-1,2)] \quad (2.8)$$

Ahora, según se trate, si la temperatura de la cámara es superior o inferior a $0^{\circ}C$, se va a la tabla (2.3) ó a la tabla (2.4) a escoger el valor de la cantidad de cambios de aire por día (N), la cual es elegida según la temperatura y el volumen de la cámara. El especialista que realiza la proyección no debe olvidar los valores que serán asignados a la humedad específica exterior e interior ($W_{ext}; W_{int}$) los cuales deben ser extraídos de la carta psicrométrica, recordando que la unidad de medida en que se expresan las mismas es $kg_{v.agua} / kg_{gas}$.

El valor 0.29 que precede la ecuación 2.6 se desprende de la relación entre el calor específico y el volumen específico del aire húmedo a $21^{\circ}C$ de temperatura de bulbo seco y 50 % de

$$\text{humedad relativa: } \frac{0,245 \text{ kcal} / (g^{\circ}C)}{0,845 \text{ m}^3 / \text{kg}} = 0,29 \text{ kcal} / \text{m}^3 \text{ } ^{\circ}C$$

Donde:

- $0,245 \text{ kcal} / \text{kg}^{\circ}C$: Calor específico del aire húmedo a $21^{\circ}C$ y 50 %



- $0,845 \text{ m}^3 / \text{kg}$: Volumen específico del aire húmedo a 21°C y 50%
- $Q_v = \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C}} \right) \cdot (\text{m}^3) \cdot (\text{cambio} / 24 \text{ h}) \cdot (^\circ\text{C}) = \text{kcal} / 24 \text{ h}$

La carga de infiltración latente se determina a través de la ecuación 2.9.

$$Q_{v.lat} = 0,71 \cdot V \cdot N \cdot (W_{ext} - W_{int}) \quad (2.9)$$

El valor 0.71 que precede la ecuación 2.9 se desprende de la relación entre el valor medio de la cantidad de vapor en la condensación de un gramo de vapor de agua y el volumen específico del aire húmedo a 21°C de temperatura de bulbo seco y 50% de humedad relativa.

Donde:

- W_{ext} y W_{int} , humedad específica del aire exterior e interior en; $\text{kg}_{va} / \text{kg}_{as}$
- $\frac{0,6 \text{ kcal} / \text{g}}{0,845 \text{ m}^3 / \text{kg}} = 0,71 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^3 \cdot \text{g}}$
- $0,6 \text{ kcal} / \text{g}$: Valor medio de la cantidad de calor liberado en la condensación de un gramo de vapor de agua.
- $Q_{v.lat} = (\text{kcal} / \text{g}) \cdot (\text{kg} / \text{m}^3) \cdot (\text{m}^3) \cdot (\text{cambio} / 24 \text{ h}) \cdot (\text{kg}_{va} / \text{kg}_{as}) = \text{kcal} / 24 \text{ h}$

2.2.3. Carga del Producto.

Esta carga consiste en la cantidad de calor que es necesario extraer del producto para enfriarlo desde su temperatura de entrada a la cámara hasta la temperatura de ésta en un tiempo determinado. Puede tener varios componentes según el producto que se desee enfriar a una temperatura superior o inferior a su temperatura de congelación. En las frutas y vegetales el calor de respiración de los mismos constituye una componente más de esta carga.

2.2.3.1. Enfriamiento del producto a temperatura superior a su temperatura de congelación

En este caso la carga térmica del producto se expresa por la ecuación 2.10.

$$Q_p = \omega \cdot C_1 (t_1 - t) \quad (2.10)$$

Donde:

- Q_p : Carga térmica del producto; $\text{kcal} / 24 \text{ h}$



- _ ω : Cantidad diaria del producto que entra en la cámara; kg
- _ C_1 : Calor específico del producto sobre su temperatura de congelación; $kcal/kg^{\circ}C$
- _ t_1 : Temperatura a la cual entra el producto en la cámara; $^{\circ}C$
- _ t : Temperatura de la cámara; $^{\circ}C$

2.2.3.2 Enfriamiento del producto a Temperaturas Inferior a su temperatura de congelación.

La carga térmica del producto para enfriarlo a una temperatura inferior a su temperatura de congelación viene dada por la ecuación 2.11.

$$Q_p = Q_{p1} + Q_{pc} + Q_{p2} \quad (2.11)$$

Donde:

- _ Q_{p1} : Carga de enfriamiento del producto desde su temperatura de entrada en la cámara hasta su temperatura de congelación; $kcal/24h$, se determina por la ecuación 2.12.
- _ Q_{p2} : Carga latente de solidificación o congelación del producto; $kcal/24h$, se determina por la ecuación 2.13.

$$Q_{pc} = \omega \cdot h_c \quad (2.13)$$

- _ Q_{p2} : Carga de enfriamiento del producto desde su temperatura de congelación hasta la temperatura de la cámara; $kcal/24h$, se determina por la ecuación 2.14.

$$Q_{p2} = \omega \cdot C_2(t_c - t) \quad (2.14)$$

- _ C_1 y C_2 : Calores específicos del producto antes y después de su temperatura de congelación; $kcal/kg^{\circ}C$
- _ h_c : Calor latente de congelación del producto antes y después de su temperatura de congelación; $kcal/kg^{\circ}C$
- _ t_1 : Temperatura de entrada del producto; $^{\circ}C$
- _ t_c : Temperatura de congelación del producto; $^{\circ}C$



– t : Temperatura de la cámara; °C

– ω : Masa de productos; kg

Si se requiere que el tiempo de enfriamiento de un producto sea mayor o menor de 24 horas, se puede hallar la cantidad equivalente de producto a enfriar en 24 hr mediante la ecuación 2.15:

$$\omega = (24/\theta)\omega_o \quad (2.15)$$

Donde:

– ω : es la cantidad de producto a enfriar en 24 h; kg

– ω_o : Cantidad de producto a enfriar en θ horas; kg

– θ : Tiempo de enfriamiento del producto, (Mayor o Menor de 24h).

2.2.4. Carga de respiración de Frutas y Vegetales

En las frutas y vegetales después de separados de su fuente de vida, continua la actividad de respiración de sus células, lo cual produce una disipación de calor al aire circundante. Este calor de respiración que es distinto para cada fruta o vegetal y que aumenta con la temperatura constituye una componente más de la carga de estos productos y se determina a través de la ecuación 2.16.

$$Q_R = \omega \cdot C_R, \quad (2.16)$$

Donde:

– Q_R : Carga de respiración de Frutas y Vegetales; $kcal/24 h$

– C_R : Calor de respiración (Kcal. /Tm.d) el cual proviene de la tabla (1.10) y se escoge según el producto a conservar.

– Tm.d: Tonelada métrica por día.

– 1 Tm.d = 1000 kg/día

2.2.5. Carga miscelánea

Esta carga comprende la disipación de calor de las personas y equipos eléctricos dentro de la cámara y se determina por la ecuación 2.17.

$$Q_{misc} = Q_{per} + Q_{ep} \quad (2.17)$$



Donde:

- _ Q_{per} : Carga por presencia de personas; $kcal/h$
- _ Q_{ep} : Carga por equipo; $kcal/h$

2.2.5.1. Carga de personas

En la tabla 1.6 se expresa el calor disipado por las personas dentro de las cámaras a distintas temperaturas de operación.

Los seres humanos dado su metabolismo emanan calor al medio que los rodea el cual será más o menos intenso según la actividad que se haga, el cálculo correspondiente se realiza a través de la ecuación 2.18.

$$Q_{per} = C_d \cdot n \quad (2.18)$$

Donde:

- _ C_d : Calor disipado por personas; $kcal/h \cdot personas$, tabla 2.6.
- _ n : Número de personas.

Tabla 2.6 Calor disipado por las personas

Temperatura de la Cámara, $(^{\circ}C)$	Calor disipado, $(kcal/h \cdot personas)$	Temperatura de la Cámara, $(^{\circ}C)$	Calor disipado, $(kcal/h \cdot personas)$
- 24	354	-4	250
- 20	342	0	234
- 16	324	4	214
- 12	302	8	193
- 8	274	10	182

2.2.5.2. Carga de equipos eléctricos

Esta carga térmica proviene de dos fuentes: alumbrado y motores eléctricos. En el primer caso se sabe que 1 Watt equivale a $0,860 kcal/h$ ó $20,6 kcal/24h$, lo cual permite hallar esta carga dado la potencia de las lámparas de las cámaras. La carga térmica de los motores eléctricos se especifica en la tabla 2.7, teniendo en cuenta la posición del motor y su carga conectada en relación con el espacio refrigerado y la misma se determina a través de la ecuación 2.19.



$$Q_{eq} = Q_{ilum} + Q_{mot.elect} \quad (2.19)$$

Donde:

La carga térmica por motores eléctricos se determina a través de la ecuación 2.20.

$$Q_{mot.elect} = N_m \quad (2.20)$$

Donde:

— N_m : Potencia del motor; kW

Se pueden presentar tres casos:

- **Caso 1.** Motor dentro del local refrigerado realizando trabajo útil dentro de éste. (Motor de ventilador del enfriador de aire).
- **Caso 2.** Motor fuera del local refrigerado produciendo trabajo útil dentro de éste. (Motor de bomba de circulación de salmuera o agua fría, motor fuera de la cámara accionando el ventilador dentro de ésta)
- **Caso 3.** Motor dentro de la cámara refrigerada realizando trabajo útil fuera de ésta. (Motor dentro de la cámara accionando bomba o ventilador fuera de ésta)

Dentro de los frigoríficos hay generalmente colocadas lámparas para poder ver en ellos, dada la constitución de las mismas, también desprenden calor que hay que tener en cuenta y que se determina por la ecuación 2.21.

$$Q_{ilum} = N \quad (2.21)$$

Donde:

— $N_{ilum.}$: Potencia eléctrica instalada; kW

2.2.6. Factor de seguridad y carga horaria

En este paso se concluye la metodología, sencillamente se le halla el 10% a la carga diaria total y se le suma con el objetivo de tener un coeficiente de seguridad confiable, por último, se calcula la carga horaria que consiste en dividir el valor final entre 16 ó 18 h, como lo muestra la ecuación 2.22

$$CH = (Q_{dt} + 10 \% . de Q_{dt}) / 16 \text{ a } 18 \text{ h} \quad (2.22)$$

Donde:

— CH : carga horaria, W



2.3. Balance exergético de la instalación de refrigeración por amoniaco

En los últimos 30 años ha habido un desarrollo de los principios teóricos y las aplicaciones del análisis exergético de equipos y plantas, donde se determinan las causas de las irreversibilidades y su magnitud así como las áreas a las que hay que prestarle mayor atención durante el diseño y la explotación y complementado con una valoración exergoeconómica, adoptar decisiones en el sentido de modificación o sustitución de equipos. Sin embargo la mayoría de los estudios de casos se inscriben en balances exergéticos de centrales termoeléctricas, sistemas de cogeneración y otras plantas (9; 10; 11; 12) que trabajan a temperaturas superiores a la atmosférica. En cambio, las aplicaciones a sistemas que operan a bajas temperaturas no aparecen con mucha frecuencia y son bastante generales (6; 13; 14). En el presente trabajo se muestra el cálculo exergético de los flujos y subsistemas del Combinado Lácteo “El Vaquerito” de la ciudad de Moa, la cual puede considerarse de mediana complejidad y en lo que se tiene en cuenta los elementos fundamentales que influyen en el sistema de refrigeración, con refrigerante Amoniaco.

El esquema de análisis de los elementos, equipos y flujos fundamentales se presentan en la figura No.1 y en este se observa que el sistema se divide en 9 subsistemas interrelacionados, cuyos datos iniciales son los siguientes:

- Dos compresores de dos etapas marca MICOM, serie W, de 25 ton a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ y una potencia de 85 kW cada uno, los cuales se alternan en su funcionamiento.
- Un compresor de una etapa, con capacidad de 152 kW a $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ y potencia del motor 75 kW .
- A la presión de baja de 0,072 MPa abs a $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$, opera una nevera para endurecimiento del helado y un congelador de helados.
- A la presión de 0,3 MPa y a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ trabaja el banco de agua helada y la nevera para conservación de yogurt y leche en el sistema de una etapa.

La carga térmica de cada uno de estos subsistemas es:

- Nevera de endurecimiento de helados 15,38 ton , a $t_0 = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$ Congelador de helados; $Q_{cngl} = 1,73\text{ ton}$, a $t_0 = -40\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Banco de agua helada; $Q_{Bah} = 12,07\text{ ton}$ a $t_0 = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Nevera de conservación de yogurt y leche; $Q_{ncons} = 3,26\text{ ton}$ a $t_0 = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$



- La presión de alta en la descarga es 1,42 MPa.

Los cálculos se realizan considerando régimen estacionario y despreciando el calor transferido en tuberías y otros elementos del sistema.

Se toma como ambiente de referencia (AR).

- Para el amoníaco; $P = 0,072$ MPa y $t_0 = 25$ °C; ($T_0 = 298$ K)
- Para el agua; $P = 0,101$ MPa abs. y $t_0 = 25$ °C

A partir de la fig No.1 se representa en el diagrama P-H (presión-entalpía). Los estados del amoníaco en los distintos puntos del sistema.

Las exergías físicas de los flujos de amoníaco y agua se calculan por la expresión:

$$E_{fis} = (H - H_o) - T_o(S - S_o)$$

Donde:

H – Entalpía del fluido en el estado dado (kJ/kg)

H_o - entalpía del fluido para las condiciones de referencias.

T_o - temperatura absoluta para condiciones de referencias en (K)

S -Entropía del fluido en el estado dado (kJ/kg·k).

S_o - Entropía del fluido para los condes. De refrigeración.

Con los datos conocidos y la información referida al esquema (**anexo 1.**), se calculan las entalpías, entropías y exergías de todos los puntos del sistema reflejados en la tabla del **anexo No. 2**

Las exergías de la bomba y los compresores son:

$E_b = 22$ kW; $E_{mc2} = 85$ kW; $E_{mc1} = 75$ kW . Respectivamente pues la energía eléctrica es exergía pura.

La exergía del calor transferido al sistema (carga térmica) y el calor cedido en compresores, bomba y motores se determinan por la expresión:

$$EQ = Q \left[1 - \frac{T_o}{T} \right]$$

Donde:

Q- Calor cedido por el equipo o absorbido en el sistema. (kW)

To- temperatura absoluta de referencia. (K)



T - temperatura del sistema. (K)

El calor disipado por el motocompresor hacia el ambiente se calcula por la expresión:

$$Q_{mc} = P_{mc} \cdot (1 - \eta_m \cdot \eta_c), \text{ donde:}$$

P_{mc} - es la potencia consumida por el motocompresor.

η_m - Es el rendimiento del motor eléctrico (0,89).

η_c - Es el rendimiento mecánico del compresor (0,80).

El calor disipado en el motor eléctrico es:

$$Q_m = P_{mc} (1 - \eta_m), \text{ y el calor disipado en el compresor es: } Q_c = Q_{mc} - Q_m$$

Este calor se disipa mediante el agua de enfriamiento que va a la camisa del compresor, al enfriador de aceite y por convección al medio ambiente.

El calor que se transfiere al agua de enfriamiento será.

$$Q_{ac} = m_{cp} \cdot (T_s - T_e)$$

Entonces por convección se transfiere al ambiente el calor.

$$Q_{ea} = Q_c - Q_{ac}$$

La exergía del calor disipado en el motor eléctrico es:

$$EQ_m = Q_m \left(1 - \frac{T_0}{T_m} \right)$$

T_m - Es la temperatura media del enrollado la cual está asociada con el límite máximo permisible del aislante eléctrico. $T_m = 105 \text{ } ^\circ\text{C}$

La exergía del calor disipado por convección en el compresor.

$$EQ_{ea} = Q_{ea} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{ea}} \right)$$

Donde:

$T_{ea} = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ - temperatura media de la etapa de alta. (333 K).

La exergía del total disipado en el motocompresor será:

$$EQ_{mc} = EQ_m + EQ_{ea}$$



En la motobomba se disipa el siguiente calor:

$$Qm' = P_{mb} \cdot (1 - \eta m') \text{ y } Qb = Pb \cdot (1 - \eta b)$$

Donde: P_{mb} es la potencia de la motobomba es decir la potencia consumida dada por este a la bomba.

$P_b = P_{bm} \eta_m'$; se considera $\eta_m' = 0,85$ y $\eta_b' = 0,75$ o sea:

$$Qmb = Qm' \left(1 - \frac{T_0}{Tm'}\right) \text{ y } EQb = Qb \left(1 - \frac{T_0}{Tb}\right)$$

$$tm' = 100^\circ C \text{ y } tb' = 30^\circ C$$

$$EQmb = EQm' + EQb$$

tm' → Temperatura del enrollado del motor eléctrico.

tb' → Temperatura de la bomba

Cálculo de los flujos de refrigerante por la etapa de alta y baja presión en el sistema de fabricación de helados.

Flujo de refrigerante por el evaporador de la cámara de endurecimiento de helados.

$$Qne = m_{ne} \cdot (h_{10} - h_9)$$

$$m_{ne} = \frac{Qne}{h_{10} - h_9}$$

$$m_{ne} = 0,04 \text{ kg / s}$$

Flujo de refrigerante por el congelador de helados.

$$Qcong = mcong \cdot (h_{10} - h_9)$$

$$mcong = \frac{Qcong}{h_{10} - h_9}$$

$$mcong = 0,004 \text{ kg / s}$$

Flujo de refrigerante por la etapa de baja.

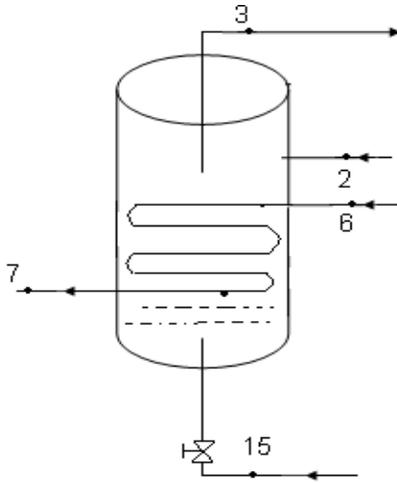
$$m_{eb} = m_{ne} + m_{cong}$$

$$m_{eb} = 0,004 \text{ kg / s}$$

Para determinar el flujo de refrigerante que circula por la etapa de alta es necesario hacer un balance de masa y energía en el recipiente intermedio.



Esquema recipiente intermedio para balance de energía



$$m_{eb} \cdot h_2 + m_{eb} \cdot h_6 + m_{ea} \cdot h_{15} = m_{ea} \cdot h_3 + m_{eb} \cdot h_7$$

$$m_{eb} \cdot (h_2 + h_6 - h_7) = m_{eb} \cdot (h_3 - h_{15})$$

$$m_{ea} = m_{eb} \cdot \frac{(h_2 + h_6 - h_7)}{(h_3 - h_{15})}$$

$$m_{ea} = 0,084 \text{ kg / s}$$

$m_{ea} \Rightarrow$ Flujo de refrigerante que circula por la etapa de alta presión.

Flujo de agua necesario en el condensador.

Este se determina a través de un balance de energía y masa teniendo en cuenta la carga total del sistema, es decir, del sistema de dos etapas y de una etapa.

Flujo de agua necesario en el condensador para el sistema de dos etapas.

$$m_3 \cdot (h_4 - h_5) = m_{16} \cdot C_{paqua} \cdot (T_{17} - T_{16})$$

$$m_{16} = m_3 \cdot \frac{(h_4 - h_5)}{C_{paqua} \cdot (T_{17} - T_{16})}$$

$$m_{16} = 6,83 \text{ kg / s}$$



Flujo de agua necesario en el condensador para el sistema de una etapa.

$$m_{c1} \cdot (h_{21} - h_5) = m_{162} \cdot C_{p\text{ aqua}} \cdot (T_{17} - T_{16})$$

$$m_{162} = m_{c1} \cdot \frac{(h_{21} - h_5)}{C_{p\text{ aqua}} \cdot (T_{17} - T_{16})}$$

$$m_{162} = 4,97 \text{ kg/s}$$

Flujo de agua total a circular por el condensador.

$$m_{16c} = m_{16} + m_{162}$$

$$m_{16c} = 11,8 \text{ kg/s}$$

El flujo de refrigerante m_{15} , que garantiza el nivel en el separador intermedio debido a la evaporación que allí ocurre a presión intermedia y con el cual se logra el subenfriamiento del condensado y la reducción de la temperatura del vapor de descarga de la etapa de baja, se determina mediante un balance de masa en este equipo.

$$m_{15} + m_2 = m_3$$

$$m_{15} = m_3 - m_2$$

$$m_{15} = 0,04 \text{ kg/s}$$

Coefficiente de comportamiento del ciclo, cuando funcionan ambos compresores y cuando se evalúa la variante de asumir toda la carga térmica del sistema con el compresor de dos etapas.

Coefficiente de funcionamiento para el ciclo funcionando con ambos compresores en el sistema

$$COP \equiv \frac{Q_{ne} + Q_{ncons} + Q_{Bah} + Q_{Cong}}{P_{Eb} + P_{Ea} + P_{C1} + P_{Mb}} \equiv \frac{110,96}{182} \equiv 0,6 \text{ kW/kW}$$

Coefficiente de funcionamiento para el compresor de dos etapas asumiendo toda la carga del sistema

$$COP \equiv \frac{Q_{ne} + Q_{ncons} + Q_{Bah} + Q_{Cong}}{P_{Eb} + P_{Ea} + P_{Mb}} \equiv \frac{110,96}{107} \equiv 1,03 \text{ kW/kW}$$



2.4 Resumen del balance exergético

En el capítulo se muestra el balance exergético del sistema de refrigeración por amoníaco del Combinado Lácteo de Moa dividiendo este en (9) subsistemas: compresor de dos etapas para la producción de helado, compresor de una etapa, condensador, recipiente intermedio, congelador de helado, nevera de endurecimiento de helado, nevera para la conservación de Yogurt y leche, banco de agua helada y válvulas de expansión. Teniendo en cuenta algunas mediciones directas realizadas en el sistema, datos de la planta, y algunas consideraciones técnicas, se determinan las exergías en los distintos puntos del ciclo de Amoníaco (Ver esquema), del agua, las pérdidas y destrucción de exergía, en los compresores y bomba de circulación, así como el rendimiento exergético de cada subsistema y del sistema en su conjunto.

Los cálculos reflejan que el 88 % de la exergía suministrada como Fuel se pierde o se destruye en el sistema, en lo que tienen mayor incidencia. Los compresores cuya eficiencia energética para el compresor de dos (2) etapas resultó ser 34,64 % , valor bastante bajo, representando el 34,99 % de la exergía destruida o perdida.

Este resultado está directamente relacionado con el sobredimensionamiento del compresor, el cual tiene una capacidad frigorífica de 25 tn (88 kW) a temperatura de ebullición $t_0 = -40^\circ C$ y solo se requiere 16,81 ton, es decir 8,19 ton por encima de la requerida, también influyen los bajos caudales de refrigerante que circulan por el sistema, determinados a través de un balance de masa y energía.

Algo similar ocurre en el compresor de una etapa, de capacidad 43,24 ton (152 kW), cuando solo se requiere 14,76 ton, para garantizar la temperatura de la nevera de conservación de yogurt y leche y el enfriamiento del banco de agua esto provoca una gran destrucción de exergía con un bajo rendimiento exergético, el cual alcanza solo el 5,13 % , representando la exergía destruida en el compresor el 44,39% de toda la exergía destruida o perdida en el sistema.

En las neveras, banco de agua helada y congelador de helado se observa también un bajo rendimiento exergético, provocado fundamentalmente por las relativamente altas diferencias de temperatura a las que se transfiere el calor al refrigerante; la pérdida de exergía en este caso representa el 37,26 % de toda la exergía destruida.



La bomba de enfriamiento del condensador y los compresores, también está sobredimensionada, lo que influye en el bajo rendimiento de la instalación.

Este resultado refleja la necesidad de evaluar correctamente los sistemas de enfriamiento en cuanto a la capacidad requerida, para evitar la instalación de equipos sobredimensionados, lo que provoca un despilfarro innecesario de energía y una elevación de los costos de producción de frío.

En las condiciones actuales de explotación donde solo se utiliza una nevera para la conservación de yogurt y leche y el banco de agua helada, para lo cual se utiliza el compresor de una etapa, se podría garantizar el funcionamiento de estos, con el propio compresor de dos etapas conectando la aspiración de la nevera y el banco, al recipiente intermedio (ver esquema de propuesta en **anexo No. 1.1**), pues este compresor tiene la capacidad suficiente para garantizar el frío de toda la instalación, de esta forma se mantendría fuera de servicio el compresor de una etapa el cual es un gran consumidor, logrando ahorro de energía y facturación para la empresa. Este compresor tiene un motor de 75 kW de potencia nominal. El de dos etapas es de 85 kW, que representa el 46,8 % de la potencia total de los compresores instalados.

La valoración de las bondades del sistema de refrigeración a partir del COP refleja un valor muy bajo pues en instalaciones de este tipo generalmente es mayor que dos (2), aunque como hemos señalados el análisis a partir de la primera ley de la termodinámica se ponen de manifiesto solo parcialmente las insuficiencias de la instalación, lo que se logra completamente por un análisis a partir de la segunda ley de termodinámica. Se observa que cuando se evalúa el coeficiente de comportamiento del ciclo utilizando la variante del compresor de dos etapas asumiendo toda la carga térmica del sistema, este se eleva de 0,6 a 1,03, este representa la cantidad de frío producido por cada unidad de potencia consumida, es decir se logra mejorar este índice, poniendo en práctica esta propuesta.

2.5 Cálculo de la carga térmica del banco de agua helada.

Datos técnicos del banco.

Área de paredes y fondos: $S_p = 71.52 \text{ m}^2$; $S_f = 39.47 \text{ m}^2$; $S_1 = S_p + S_f = 110.9 \text{ m}^2$

Área de las tapas: $S_2 = 39.47 \text{ m}^2$



Volumen del tanque: $V_T = 26.31 m^3 \cdot 3 = 78.95 m^3$

Volumen del evaporador: $V_E = 6.2 m^3$

Coeficiente global de transferencia de calor para paredes y fondo: $K_1 = 0.5 kcal/(h.m^3.^{\circ}C)$

Coeficiente global de transferencia de calor para la tapa: $K_2 = 2 kcal/(h.m^3.^{\circ}C)$

Temperatura del agua de retorno al tanque: $t_R = 10^{\circ}C$

Temperatura del agua a la salida del tanque: $t_S = 0^{\circ}C$

Calor específico del agua: $C_p = 1 kcal/kg.^{\circ}C$

Densidad del agua: $\rho = 1000 kg/m^3$

Potencia efectiva del motor de los agitadores: $N_{ef} = 2.2 kW$

La masa del agua se puede conocer a través de la siguiente expresión:

$$m = (V_T - V_E) \cdot \rho$$

Carga térmica a extraer al agua para llevarla desde 10 hasta 0 °C .

$$Q_a = m \cdot C_p \cdot (t_R - t_S)$$

Carga térmica de transmisión de calor a través de paredes, techo y piso.

$$Q_p = S_1 \cdot K_1 \cdot (t_m - t_R) + S_2 \cdot K_2 \cdot (t_m - t_R)$$

Carga térmica de transmisión por los agitadores.

$$Q_{ag} = 0.860 \cdot 24 \cdot N_{ef}$$

Carga térmica diaria total del banco de agua fría.

$$Q_{dt_{BA}} = Q_a + Q_p + Q_{ag}$$

Carga térmica horaria total del banco de agua fría.

$$Q_{hor_{BA}} = \frac{Q_{dt_{BA}}}{20h}$$

Cálculo de la carga térmica total del sistema para condiciones de proyecto.

Este cálculo incluye la suma de las cargas térmicas horaria totales de las dos cámaras y el banco de agua fría, considerando que la instalación esté trabajando a su máxima capacidad.

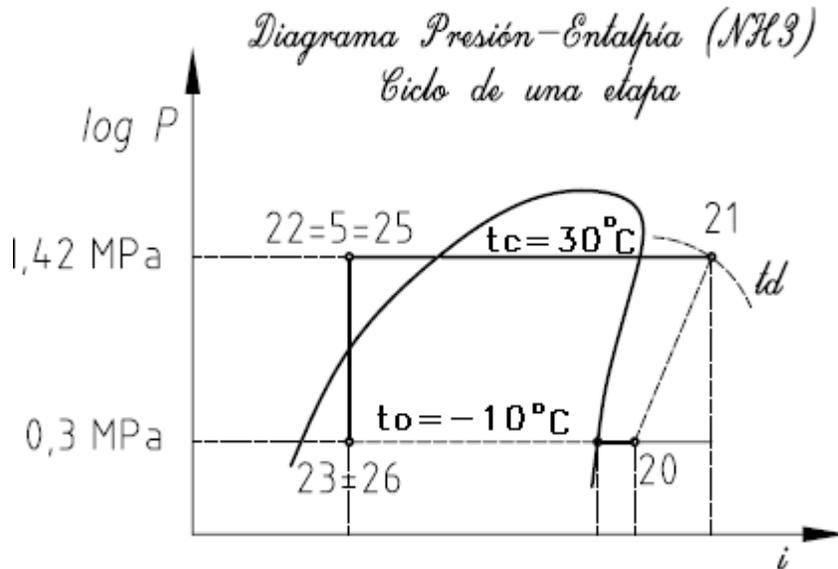
Por tanto la carga térmica total será:

$$Q_{TOTAL} = Q_{hor_{PROYECTO1}} + Q_{hor_{PROYECTO2}} + Q_{hor_{BA}}$$



Evaluación del ciclo para la condiciones de diseño.

Para la realización de este cálculo fue necesario, primeramente, prefijar algunos parámetros del ciclo tales como la temperatura de evaporación y de condensación. Una vez prefijado estos valores, todos los demás se obtuvieron de los diagramas indicados. Para una mejor comprensión de los cálculos se hará una representación del ciclo en el diagrama Log P-h.



Condiciones iniciales:

$$t_o = -10\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_k = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{TOTAL} = 194379,63\text{ kcal/h} = 813634,25\text{ kJ/h}$$

$$Q_{TOTAL} = Q_o$$

$$P_o = 0.29\text{ MPa}$$

$$P_k = 1.28\text{ MPa}$$

Datos obtenidos del diagrama de refrigerante:

$$h_1 = 1758\text{ kJ/kg}$$

$$h_{20}' = 1780\text{ kJ/kg}$$

$$h_{21} = 1994\text{ kJ/kg}$$

$$h_{22} = h_{23} = 648\text{ kJ/kg}$$

$$v = 0.41\text{ m}^3/\text{kg}$$



Capacidad frigorífica específica de masa.

$$q_o = h_1 - h_{23}$$

Calor específico a extraer del condensador.

$$q_K = h_2 - h_3$$

Trabajo adiabático específico de compresión.

$$W_o = h_{21} - h_{22}$$

Cantidad de refrigerante en circulación.

$$G_o = \frac{Q_o}{q_o}$$

Calor total a extraer del condensador.

$$Q_K = G_o \cdot q_K$$

Trabajo adiabático total de compresión.

$$Wt = W_o \cdot G_o$$

Volumen de desplazamiento.

$$Vd = \frac{V_R}{\lambda}$$

Donde:

V_R : Volumen real de amoníaco succionado por el compresor, (m^3/s).

λ : Capacidad volumétrica.

$$V_R = G_o \cdot v$$

$$\lambda = \lambda_{ind} \times \lambda_w$$

Donde:

λ_{ind} : Coeficiente volumétrico indicado.

λ_w : Coeficiente de calentamiento.

$$\lambda_{ind} = \left(P_o - \frac{\Delta P_o}{P_o} \right) - C \times \left[\left(P_K + \frac{\Delta P_K}{P_o} \right) - \left(P_o - \frac{\Delta P_o}{P_o} \right) \right]$$



Donde:

P_o : Presión absoluta de succión, MPa.

P_K : Presión absoluta de condensación, MPa.

ΔP_o : Caída de presión en la válvula de succión y descarga, (0,01 MPa).

C: Coeficiente de espacio muerto, (C = 5 % =0,05).

$$\lambda_w = \frac{T_o}{T_K}$$

Donde:

T_o : Temperatura absoluta de ebullición, K

T_K : Temperatura absoluta de condensación, K

Por tanto:

$$\lambda = 0,82$$

El volumen de desplazamiento es:

$$Vd = \frac{0,0835}{0,82}$$

$$Vd = 0,1018 \text{ m}^3 / \text{seg}$$

Determinación de la potencia necesaria del motor.

$$N_{mot} = \frac{Ne}{(\eta_t \cdot \eta_e \cdot 1,1)},$$

Donde:

Ne :Potencia efectiva, kW.

η_e :Eficiencia del acoplamiento del motor eléctrico, $\eta_e = 0,8 \div 0,9$

$$Ne = Ni + Nfr$$

Donde:

Ni :Potencia indicada, kW

Nfr :Potencia de fricción, kW

$$Ni = \frac{Wt}{\eta_i}$$



Donde:

W_t : Trabajo adiabático total de compresión, kJ/s

η_i : Rendimiento indicado.

$$\eta_i = \lambda_w + \lambda_w \cdot t_o$$

Donde:

b : Coeficiente para compresores de amoníaco, ($b= 0,0025$).

t_o : Temperatura de ebullición, °C

λ_w : Coeficiente de calentamiento.

$$N_{fr} = Vd \cdot P_{fr}$$

Donde:

P_{fr} : Presión de fricción, (60 kN/m²).

$$N_{fr} = 6,12 \text{ kW}$$

$$N_e = 58,81 \text{ kW}$$

Por tanto la potencia del motor será igual:

$$N_{mot} = 73 \text{ kW}$$

Evaluación del ciclo para las condiciones actuales.

Condiciones iniciales:

$$t_o = -14 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_K = 34 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_o = 0.25 \text{ MPa}$$

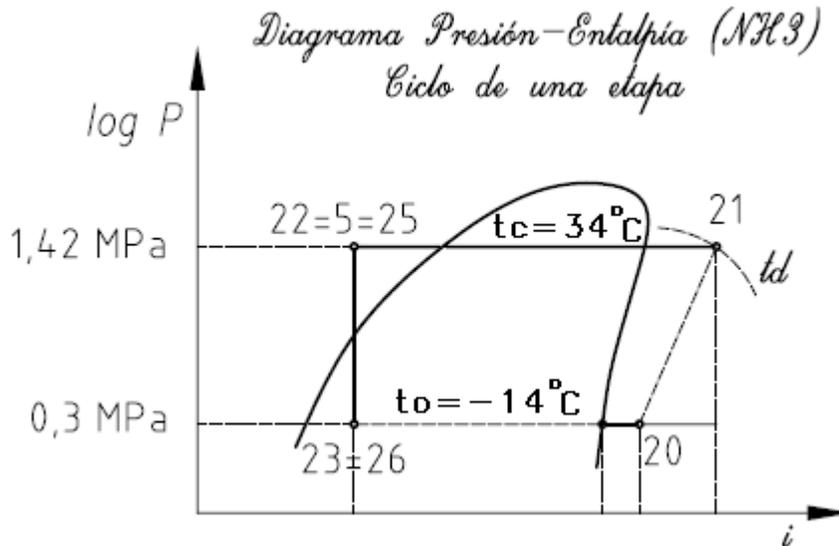
$$P_K = 1.3 \text{ MPa}$$

$$Q_o = Q_{hor_{REAL}} + Q_{hor_{BA}}$$

$$Q_o = 250206.1 \text{ kJ/h}$$



Diagrama log P- h para condiciones reales



Datos obtenidos del diagrama

$$h'_1 = 1741 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{20} = 1799 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{21} = 2070 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{22} = h_{23} = 661 \text{ kJ/kg}$$

El método de cálculo energético es el mismo que se empleó en el epígrafe anterior, se debe resaltar que en la evaluación del ciclo para condiciones actuales, apenas se tienen en cuenta la Cámara No.1 y el Banco de agua fría, debido a que la Cámara No.2 se encuentra paralizada.

Capacidad frigorífica específica de masa.

$$q_o = 1080 \text{ kJ/kg}$$

Calor específico a extraer del condensador.

$$q_K = 1409 \text{ kJ/kg}$$

Trabajo adiabático específico de compresión.

$$W_o = 271 \text{ kJ/kg}$$

Cantidad de refrigerante en circulación.

$$G_o = 231,67 \text{ kg/h} = 0,0643 \text{ kg/s}$$



Calor total a extraer del condensador.

$$Q_K = 90,59 \text{ kJ} / \text{s}$$

Trabajo adiabático total de compresión.

$$W_t = 17,42 \text{ kJ} / \text{s}$$

Cálculo del volumen de desplazamiento.

$$V_R = 0,0321 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\lambda_{ind} = 0,95$$

$$\lambda_w = 0,84$$

$$\lambda = 0,79$$

$$V_d = 0,0406 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Determinación de la potencia necesaria del motor.

$$\eta_i = 0,80$$

$$N_i = 16,73 \text{ kW}$$

$$N_{fr} = 2,44 \text{ kW}$$

$$N_e = 19,17 \text{ kW}$$

$$N_{mot} = 21,52 \text{ kW}$$

Evaluación del ciclo ajustado a las condiciones de funcionamiento actual (Considerando las temperaturas de ebullición y condensación de proyecto).

Condiciones iniciales:

$$t_o = -10^\circ \text{ C}$$

$$t_K = 30^\circ \text{ C}$$

$$P_o = 0,29 \text{ MPa}$$

$$P_K = 1,28 \text{ MPa}$$

$$Q_o = Q_{hor_{REAL}} + Q_{hor_{BA}} = 59772,12 \text{ kcal} / \text{h}$$

$$Q_o = 250206,1 \text{ kJ} / \text{h}$$

Datos obtenidos del diagrama

$$h_1 = 1758 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_{20} = 1780 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_{21} = 1994 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_{22} = h_{23} = 648 \text{ kJ} / \text{kg}$$



Capacidad frigorífica específica de masa.

$$q_0 = 1110 \text{ kJ/kg}$$

Calor específico a extraer del condensador.

$$q_K = 1346 \text{ kJ/kg}$$

Trabajo adiabático específico de compresión.

$$W_o = 214 \text{ kJ/kg}$$

Calor total a extraer del condensador.

$$Q_K = 84,26 \text{ kJ/s}$$

Trabajo adiabático total de compresión.

$$W_t = 13,39 \text{ kJ/s}$$

Volumen de desplazamiento.

$$V_R = 0,0256 \text{ m}^3 / \text{s}$$

$$\lambda_{ind} = 0,96$$

$$\lambda_w = 0,86$$

$$\lambda = 0,82$$

$$V_d = 0,0312 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Determinación de la potencia necesaria del motor.

$$N_{fr} = 0,0312 \cdot 60 \text{ kN/m}^2$$

$$N_{fr} = 1,87 \text{ kW}$$

$$N_e = 16,13 + 1,87$$

$$N_e = 18 \text{ kW}$$

$$N_{mot} = \frac{18}{0,99}$$

$$N_{mot} = 18,18 \text{ kW}$$

Coeficiente de efecto refrigerante.

Para el ciclo real:

$$\varepsilon = \frac{q_o}{W_o} = \frac{1080}{271} = 3,98$$

Para el ciclo reajustado:

$$\varepsilon = \frac{1110}{214} = 5,18$$



CAPÍTULO 3:

Evaluación del costo de producción de frío de la instalación de refrigeración

El que proyecta u opera una instalación frigorífica debe conocer lo que cuesta el frío que esta produce de la forma más exacta posible. El costo del frío depende de muchos factores entre los que influye directamente la aptitud y preocupación del proyectista (diseñador), del operador, y del reparador. Si se tiene en cuenta que la refrigeración es un servicio que mantiene, mejora o posibilita determinadas condiciones favorables de un proceso, de un local, de un producto, etc., aumenta la importancia de conocer en qué medida son racionales los costos de producción del frío y distribución del producto o servicio en cuestión y en su precio. En otras palabras, disminuir el costo de producción del frío es igual a disminuir los costos de producción o servicios.

El objetivo del capítulo es: Contribuir a la disminución de los costos de producción o servicios de una instalación frigorífica, aplicando una metodología de cálculo que tenga en cuenta los factores del diseño, operación y reparación.

Desarrollo

El costo de producción es la expresión, en dinero, en trabajo o en otro término medible de todos los gastos relacionados con la producción y la realización de esa producción.

Los gastos para la producción de frío corresponden a los siguientes términos o partidas:

- I.- Materiales auxiliares
- II.- Energía eléctrica
- III.- Agua
- IV.- Salarios
- V.- Gastos varios

Costos directos e indirectos

Los términos del I al IV corresponden fundamentalmente a la categoría de *costos directos*, o sea se relacionan de una forma directa con el frío producido, incluyéndose íntegramente en el valor de éste; el término V corresponde a la categoría de *costos indirectos* en lo fundamental, o sea se incluye parcialmente en el valor del frío producido, esto es, indirectamente. Es señalable



el hecho de que a la actividad de refrigeración no se le atribuyen los costos de la materia prima y de los materiales fundamentales por no existir éstos en este tipo de producción.

- I. Materiales Auxiliares: son los refrigerantes (primarios y secundarios) y los lubricantes, utilizados para reponer las cantidades requeridas en las instalaciones, excluyéndose el llenado inicial de éstas.
- II. Energía Eléctrica: Es la energía eléctrica o su equivalente consumida, los medios utilizados para su aplicación y la fuerza de trabajo especializada para la operación y mantenimiento de los equipos que generan y/o acondicionan la energía suministrada para su consumo en la instalación.
- III. Agua: Es toda el agua fresca utilizada en los equipos de la instalación, o sea, se excluye la depositada en tanques, torres de enfriamiento, etc.
- IV. Salarios: Es el fondo salarial de los obreros ocupados en la operación y mantenimiento directos de la instalación, es decir, se excluyen los trabajadores que no participan de forma directa en el proceso de producción de frío
- V. Gastos varios: Son los gastos en personal administrativo, en manutención del edificio (limpieza, iluminación, climatización), amortización de los medios básicos (edificio y equipos); así como los gastos de seguridad e higiene del trabajo, racionalización e inventivas, herramental, etc.

GASTOS PARA LA PRODUCCIÓN DE FRÍO

Los gastos para la producción de frío son la suma de todos los aspectos anteriores en pesos o dólares al ser relacionados con la producción de frío (en miles de kJ, toneladas, etc.) tomados ambos en un período dado, fijado de antemano (trimestres, semestres, año, quinquenio) brindará el valor que se quiere conocer: el costo de la producción de frío de la unidad de capacidad de refrigeración expresada en \$/t, \$/GJ u otras.

Para la determinación de los gastos de producción de frío de deben seguir los siguientes pasos:

- 1.- Determinación de la capacidad de refrigeración de la instalación frigorífica en el período de cálculo
- 2.- Determinación del valor de los medios básicos, materiales, energía, agua, salarios y otros recursos que se utilizan para producir el frío en el período de cálculo



3.1- Determinación del costo de producción de frío

CAPACIDAD DE REFRIGERACIÓN

Se toma toda la capacidad de refrigeración de la sala de máquinas durante el período de cálculo deseado. Se supone un año de duración para esta etapa. Se recomienda asumir que cada equipo trabaja 20 horas al día, salvo que se cuente con datos más exactos sobre la utilización de los equipos. De aquí:

$$Q_o = \tau \sum_i x Q_i, \text{ miles de kJ/año} \quad (1)$$

Donde:

$\tau \sum_i$ = Total de horas de trabajo de cada equipo en el año

Q_i = Capacidad de refrigeración de cada equipo para las condiciones de trabajo del sistema, en miles de kJ/h

VALORES NORMALIZADOS

Muchas de las normas utilizadas en esta metodología se relacionan con Q_i o con Q_o , por lo que es más cómodo trabajar con valores estandarizados de éste, para lo cual se debe recalcular Q_o para las condiciones de trabajo correspondientes a:

- Temperatura de evaporación - 15 °C
- Temperatura de condensación + 30 °C
- Temperatura de succión - 10 °C
- Temperatura de entrada al dispositivo de expansión + 25 °C

GASTOS DE PRODUCCIÓN

I. -Materiales auxiliares:

A. Refrigerante

$$G_o = \sum N_i \cdot g_i \quad (2)$$

Donde:

- G_o = Cantidad anual de determinado refrigerante, que se gasta por pérdidas de operación de todas las máquinas que lo usan, kg/año



- N_i = Número de equipos que usan este refrigerante y estarán en operación durante el año en condiciones técnicas semejantes
- g_i = Norma de gasto de refrigerante por cada equipo en funcionamiento, kg/año

GASTOS DE REFRIGERANTES

- Se toma de 0,2 a 0,3 kg/año para los freones y de 2 a 4 kg/año para el amoníaco por cada 4 187 kJ o 1 000 kcal , estándares, correspondiendo el valor menor a los sistemas con enfriamiento directo, los medios a los de enfriamiento indirecto y los mayores a los de enfriamiento combinado. Para las sales se toma 27 kg/m² de superficie de los evaporadores en sistemas cerrados y 300 kg/m² en sistemas abiertos. Si se tienen valores más exactos para el caso específico deben preferirse los aquí recomendados.

- $G_r = \Gamma_r G_o$ (3)

Donde:

- G_r = Cantidad de refrigerante a rellenar para cubrir las pérdidas durante la reparación del año, kg/año
- Γ_r = Coeficiente que tiene en cuenta las pérdidas de refrigerante durante la reparación del sistema. Se toma un rango de 0,6 a 0,7 en dependencia del estado técnico de la instalación

GASTO TOTAL DE REFRIGERANTE

- El gasto total de refrigerante es:

$$G = G_o + G_r, \text{ kg/año} \quad (4)$$

- Y su valor, aumentado en un 10 % para tener en cuenta los gastos de transportación y manipulación, es:

$$CA = 1,1G.cr, \text{ \$/año} \quad (5)$$

Donde:

- cr = Valor de la unidad de peso de refrigerante en \$/kg.

De forma similar a la expuesta, se procede con todos los refrigerantes utilizados en el sistema, sumando finalmente sus costos totales

B. Lubricantes

$$GL = \sum M_i \tau_i g_{Li}, \text{ kg/año} \quad (6)$$



Donde:

- GL = Gasto de determinado lubricante, kg/año
- Mi = Número de máquinas o partes de ésta que consumen ese lubricante.
- gLi = Norma de gasto del lubricante dado por máquina o parte de ésta, kg/h. Se puede hallar en el catálogo de la máquina o por la experiencia de su operación. (Anexo No. 5)
- τ_i = Número de horas de funcionamiento por año
- El valor total del lubricante, teniendo en cuenta los gastos para su transportación y manipulación como el 10 % del valor total del mismo, es:

$$CB = 1,1.GL.cB, \$/año \quad (7)$$

Donde:

- cB = Valor de la unidad de peso de lubricante, \$/kg
- Con los demás lubricantes se procede análogamente y se suman los valores totales; luego, se puede conocer el gasto total en materiales auxiliares.
- CL = CA + CB, \$/año

(8)

II. –Energía Eléctrica:

El valor de la energía eléctrica consumida es:

$$CE = ce.ge.Qo, \quad (9)$$

Donde:

- CE = valor de la energía eléctrica consumida;(\$/año)
- ce = valor del kW . en \$. Se toma 0,06 \$/kW .
- ge = Norma de gasto de energía eléctrica por 4 187 kJ (1 000 kcal std). Se toma de 0,4 a 0,5 kW/4 187 kJ.



La amortización de la capacidad eléctrica instalada es:

$$CL` = AEL.CEL, \quad (10)$$

Donde:

- $CL`$ = Amortización de la capacidad eléctrica instalada; (\$/año)
- AEL = Coeficiente de amortización de los equipos eléctricos instalados en el sistema. Expresa la parte de su valor que los equipos señalados cargan al del frío producido del año, 1/año. Se puede tomar, tentativamente, de 0,1 a 0,17 año⁻¹ en dependencia de la garantía que ofrece el suministrador para su equipo
- CEL = Valor de los equipos eléctricos instalados en el sistema, \$.

Si se conoce el valor de la amortización anual del kW . instalado, debe aplicarse de la forma correspondiente.

Los gastos totales en energía eléctrica son:

$$CII = CE + CL` + CO, \quad (11)$$

Donde:

- CII = gastos totales en energía eléctrica; (\$/año)
- CO = Gastos de operación, o fondo salarial anual de los electricistas ocupados directamente de la instalación, teniendo en cuenta su cantidad y calificación, \$/año.
- Cuando se use otro tipo de fuerza motriz, se procede de forma similar.

III. -Agua:

El gasto total en agua es:

$$CIII = ga \cdot ca \cdot Qo, \quad (12)$$

Donde:

$CIII$ = gasto total en agua. (\$/año)

ca = Valor del m³ de agua. (\$/m³)

Se toma, tentativamente, de 0,06 a 0,08 \$/m³

ga = Norma de gasto de agua fresca para el enfriamiento, m³/4 187 kJ (1000 kcal Sta) se toma en dependencia del refrigerante y el tipo de condensador, como muestra el anexo

No. 6



IV. – Salarios:

Los gastos de salarios son:

$$CIV = \sum Ni \cdot Fi, \quad (13)$$

Donde:

- CIV = Gastos de salarios; \$/año
- $\sum Ni$ = Cantidad de trabajadores de igual calificación
- Fi = Fondo salarial anual de un trabajador de determinada calificación, \$/año.

Tanto Ni como Fi dependen de la cantidad, complejidad y/o capacidad de la instalación en que trabajen los obreros.

V. – Gastos Varios:

1.- Salarios del personal administrativo (\$/año):

$$C1 = \sum Ni \cdot Fi, \quad (14)$$

Este fondo salarial anual se halla de forma análoga al mostrado en IV.

2.- Amortización de los medios básicos:

El valor de los medios básicos (\$) es:

$$CMB = CEQ + CED, \quad (15)$$

Donde:

- CEQ = Valor de los equipos, (\$)
- CED = Valor del edificio, (\$)
- CEQ y CED deben tener en cuenta los gastos de montaje y transportación, tomados por separado como el 10 % del valor neto de los equipos y del edificio.

El valor de los medios básicos cargable al del frío producido es:

$$C2 = AEQ CEQ + AED CED \quad (16)$$

Donde:

- C2 = valor de los medios básicos cargable al del frío producido; (\$/año)
- AEQ = Coeficiente de amortización de los equipos del sistema, año^{-1} . Se puede tomar, tentativamente, de 0,08 a $0,1 \text{ año}^{-1}$
- AED = Igual al anterior, pero del edificio. De 0,02 a $0,035 \text{ año}^{-1}$
-



3.- Reparación del edificio y los equipos (\$/año):

$$C3 = 0,05CMB \quad (17)$$

4.- Mantenimiento del edificio (\$/año):

$$C4 = \sum NiFi + CE \sum miLi \tau_i + CCL \quad (18)$$

Donde:

- mi = Cantidad de lámparas de determinado tipo.
- Li = Potencia consumida por una lámpara del tipo dado, kW.
- CCL = Valor del medio climatizado, \$/año.

5.- Seguridad e higiene del trabajo (\$/año):

$$C5 = gsQo \quad (19)$$

Donde:

- gs = Norma de gasto en seguridad e higiene del trabajo, \$/año. Se toma de 0,03 a 0,05 c\$/4 187 kJ (1 000 kcal. std)

6.- Racionalización e inventivas (\$/año):

$$C6 = gRI \times Z \quad (20)$$

Donde:

- gRI = Norma de gasto en racionalización e inventivas en el proceso productivo, \$/ (año-obrero). Se toma de 10 a 20 \$/(año-obrero)
- Z = Cantidad total de obreros en el proceso productivo. Depende de la magnitud de la instalación

7.- Reemplazo en el pañol (\$/año):

$$C7 = gH \times Qo \quad (21)$$

Donde:

- gH = Norma de gasto para reemplazos en el pañol. Se toma de 0,01 a 0,02 c\$/ 4 187 kJ(1 000 kcal. std) y depende de la complejidad y/o nivel técnico de la instalación



8.- Otros gastos:

Los demás gastos en que se puede incurrir, C8, para apoyar la producción se estiman en cada caso particular. Un valor racional para instalaciones de hasta 349 kW es de 25 a 100 \$/año.

Resumiendo:

$$CV = C1 + C2 + C3 + C4 + C5 + C6 + C7 + C8 \quad (22)$$

Cálculo del costo de producción de frío

El costo total anual de la instalación (\$/año) es:

$$CT = CI + CII + CIII + CIV + CV \quad (23)$$

Y, finalmente, el costo de 4 187 kJ de frío producido es:

$$C = CT/Q_0 \quad (24)$$

Cálculo del costo de producción del frío

En las más comunes aplicaciones de la refrigeración, el valor de **C** oscila entre 0,01 y 0,12 \$/4 187 kJ (o 2,39 a 28,7 \$GJ⁻¹) dependiendo fundamentalmente su valor de la temperatura de evaporación de la instalación, el refrigerante y tipo de enfriamiento utilizado, el estado técnico de los medios básicos y la calidad y experiencia del personal que la opera.

- *NOTA: Para llevar de \$/4 187 kJ a \$GJ⁻¹ → se multiplica por 10⁶ kJ/GJ*

3.2 Conclusiones del capítulo

- Aplicando esta metodología, el que proyecta u opera una instalación frigorífica puede conocer lo que cuesta el frío que ésta produce, de la forma más exacta posible y trazarse metas para las oportunidades de ahorro en este costo.
- El costo del frío depende de muchos factores, influyendo directamente la aptitud y preocupación del proyectista (diseño), del operador y del reparador.



- Si se tiene en cuenta que la refrigeración es un servicio que mantiene, mejora o posibilita determinadas condiciones favorables de un proceso, de un local, de un producto, etc., aumenta la importancia de conocer en qué medida son racionales los costos de producción del frío y distribución del producto o servicio en cuestión y en su precio.
- En otras palabras, disminuir el costo de producción del frío es igual a disminuir los costos de producción o servicios.



IMPACTO AMBIENTAL

El amoníaco como sustancia inorgánica no constituye un problema de afectación al medio ambiente de forma directa, sin embargo para el funcionamiento de los sistemas de refrigeración es necesario consumir gran cantidad de energía que en la mayoría de los casos es energía eléctrica la que se obtiene de la quema de combustibles fósiles (fuelóleo, gas natural o carbón), en las centrales termoeléctricas. Este proceso constituye uno de los mayores problemas de contaminación ambiental por la emisión de gases a la atmósfera, dentro de los cuales se encuentra el dióxido de carbono (CO_2), que constituye el elemento fundamental que interviene en el llamado Efecto Invernadero causante de la elevación gradual de la temperatura de la atmósfera terrestre. Veamos a continuación algunos elementos referentes al mecanismo de ocurrencia del Efecto Invernadero.

Los habitantes de regiones climáticas frías saben desde hace cientos de años que en el interior de un invernadero, pueden cultivarse, flores, plantas ornamentales, hortalizas, frutas y un sinnúmero de productos vegetales característicos de zonas templadas del planeta. Ello se debe a que en el interior se consigue, sin aportación adicional de energía, una temperatura superior a la que se logra en el exterior. Un invernadero es un recinto cerrado situado al aire libre y cuyos cerramientos están hechos de vidrio o material transparente o traslúcido. La energía solar tanto si es directa (rayos del sol), como si es difusa (radiación transmitida por las nubes o por el cielo despejado), pasa a través de las paredes y techo y una vez dentro del recinto es retenida y calienta todo el interior del invernadero, aire y plantas.

En la tierra a nivel planetario, tiene lugar un efecto de captación de energía similar al que ocurre en los invernaderos. La radiación solar que alcanza la superficie de la Tierra es parcialmente absorbida por ella, parcialmente reflejada y parcialmente reradiada, es decir, emitida nuevamente por la propia superficie pero con longitudes de ondas distintas a las de las radiaciones incidentes. El espectro de radiación emitido por la superficie terrestre abarca longitudes de onda comprendidas entre 4 000 y 100 000 nm, correspondiendo fundamentalmente a radiaciones infrarrojas; ello es debido a que la temperatura de la superficie de la Tierra es mucho menor que la



del Sol. La superficie de la Tierra se convierte, pues, en un emisor de radiaciones que deben atravesar la atmósfera en sentido contrario al de las radiaciones incidentes, y que en su camino hacia el espacio atraviesan primero la troposfera, donde se encuentran con una serie de gases que absorben gran parte de ellas y después la estratosfera donde el Ozono absorbe una parte de la radiación infrarroja emitida. La radiación proveniente del Sol que alcanza la superficie terrestre eleva la temperatura de esta; la radiación reradiada que escapa de la atmósfera enfría la Tierra. La temperatura media de la superficie terrestre es el resultado de un equilibrio entre las ganancias y pérdidas de energía en forma de radiación. Por lo tanto, cuanto más radiación reradiada sea retenida por la atmósfera, más elevada será la temperatura superficial de la Tierra; es el mismo efecto que tiene lugar en un invernadero, pero a escala global o planetaria.

La utilización de compresores de alto rendimiento, es un requisito básico para una política de ahorro de energía y protección del medio ambiente adecuada. Baste decir que por cada kW-h de energía eléctrica consumida por un equipo, se descarga a la atmósfera 0.94 kg de CO₂.
Fernando. J. (1996)

Un aspecto a destacar es que precisamente los Compresores y Bombas, están dentro de los equipos más consumidores de energía en una planta industrial, por lo que la implementación de nuevas tecnologías con un alto grado de automatización es un aspecto al que se debe prestar un máximo de atención.

El estado de la técnica no ha permitido aun encontrar soluciones suficientemente satisfactorias que aseguren un desarrollo sostenible y minimicen las consecuencias indirectas de este consumo de energía: el efecto invernadero, el agujero de la capa de ozono, la lluvia ácida, los residuos radiactivos, etc. Actualmente la forma más eficaz e inmediata es el **ahorro de energía**.

En la tabla resumen siguiente se muestra una comparación entre la emisión de CO₂ para la operación del sistema con dos compresores y con la variante propuesta, consistente en el uso del compresor de dos (2), etapas, asumiendo toda la carga térmica de la instalación.

En trabajos precedentes se aborda los efectos del amoníaco a las personas debido a su toxicidad y su inflamabilidad, así como las medidas a tener en cuenta durante su manipulación.



Resumen del impacto ambiental de variante propuesta comparada con funcionamiento de la instalación actual

Comparación Impacto ambiental		
	Emisiones de CO₂ (kg/año)	Diferencia con instalación actual (kg/año)
Instalación Actual	301 928,00	98 812,80
Variante de un solo compresor para todo el sistema	203 115,20	



CONCLUSIONES

- **Los compresores instalados están sobredimensionados, esto provoca un gran despilfarro de energía y el trabajo ineficiente del sistema.**
- Los cálculos reflejan que el 88 % de la exergía suministrada como Fuel se pierde o se destruye en el sistema, en lo que tienen mayor incidencia los compresores, cuya eficiencia exergética para el compresor de dos (2) etapas resultó ser 34,64 % , valor bastante bajo, representando el 34,99 % de la exergía destruida o perdida.
- **Se puede mejorar el coeficiente de comportamiento del ciclo utilizando la variante del compresor de dos etapas asumiendo toda la carga térmica del sistema, desde 0,6 a 1,03; este representa la cantidad de frío producido por cada unidad de potencia consumida (kW/kW).**
- Poniendo en práctica la variante propuesta se puede disminuir la emisión de CO₂ a la atmósfera en 98 812,80 kg/año.
- **El costo de producción de frío de la instalación está alrededor de los 56,53 \$/GJ, es decir 0,23 \$/4 187 kJ, algo superior a los valores en que oscilan los costos de las más comunes aplicaciones (0,01 y 0,12 \$/4 187 kJ o 2,39 a 28,7 \$GJ⁻¹) dado precisamente por el sobredimensionamiento de los compresores y el alto consumo de energía por unidad de frío producida.**



RECOMENDACIONES

- Materializar la propuesta consistente en conectar la tubería de aspiración del sistema de una etapa al recipiente intermedio del sistema de dos etapas para mantener fuera de servicio el compresor de una etapa durante el proceso de producción de helados.
- **Colocar aislamiento térmico en las tuberías de aspiración del compresor de dos etapas.**
- Realizar periódicamente la purga de aire al sistema para evitar pérdidas de energía por concepto de altas presiones de condensación.
- **Extremar las medidas de seguridad, durante las operaciones en el sistema de amoníaco.**



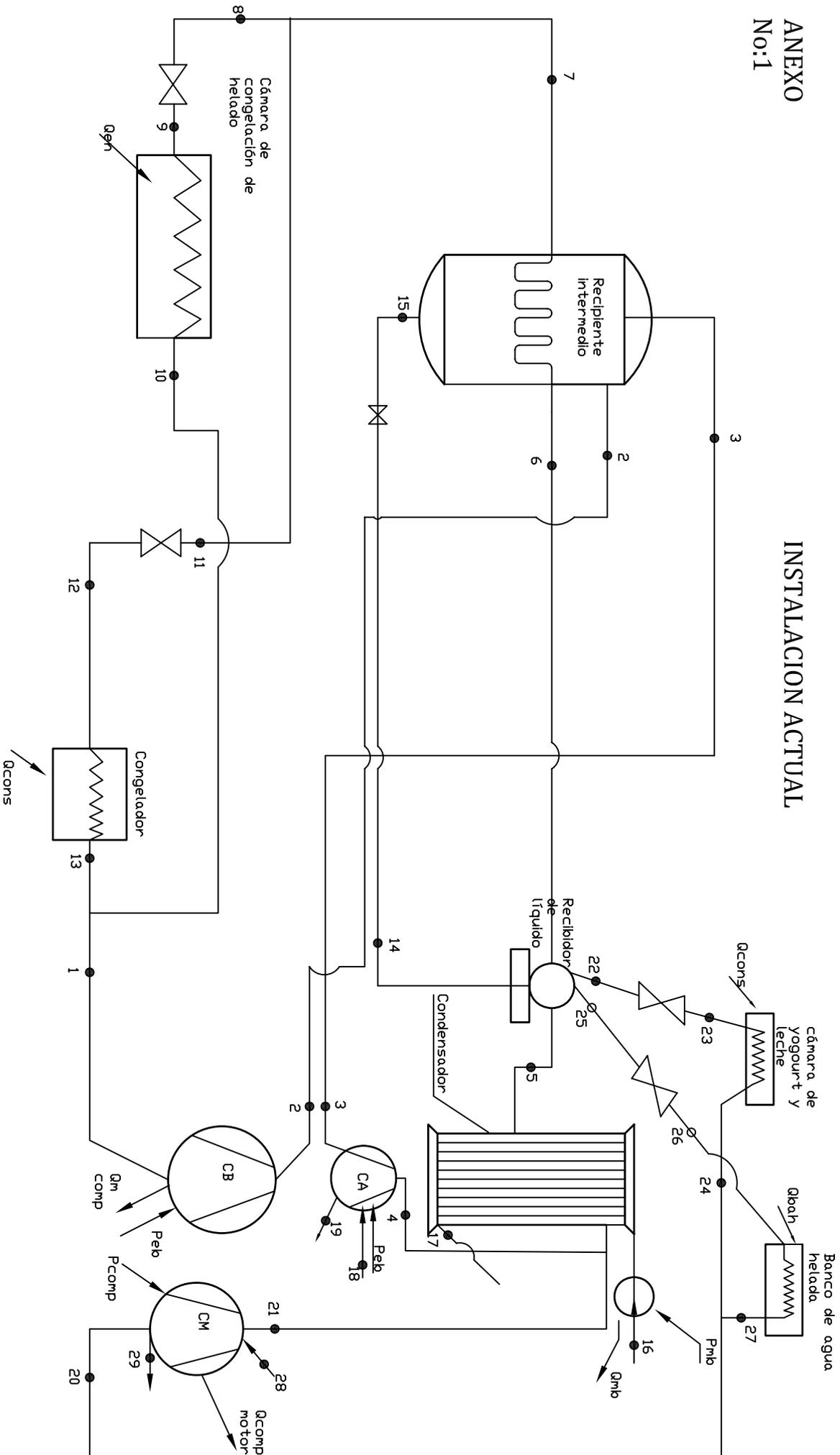
BIBLIOGRAFÍA

1. Manual de instrucciones de compresores MYCOM, serie W.
2. Mc Adans, H Willians . Transferencia de Calor, Edit Ciencia y Técnica, 1971.
3. Pavlov, K.F. Problemas y Ejemplos para Cursos de Operaciones Básicas y Aparatos en la Tecnología Química.
4. Collazo, M, Mulson. Manual del Sistema Internacional de Unidades, Edit Pueblo y Educación, 1991.
5. Acosta Marrero Gustavo. Metodología de cálculo de carga térmica de cámaras de refrigeración comercial. Energética. Vol. XIII, No. 4, 1975
6. Dentice, M. y de Rosi, F. Thermo-economic optimization refrigeration plant. Int. J. Ref. vol. 21. No. 1, pp 42-54, 1998.
7. Kotas,T., " *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*", 1985: pp 296.
8. D'Accadia, M., " *Thermo-economic optimisation of the condenser in a vapour compression heat pump* ", International Journal of Refrigeration, vol 27, 2003, pp. 433- 441.
9. Lozano, M. Metodología para el análisis exergético de calderas de vapor de centrales térmicas. Tesis doctoral. Universidad de Zaragoza. 1987.
10. Martínez, A. Valoración termoeconómica de la planta de un central azucarero cubano. Proceeding de la I Conferencia Internacional de Eficiencia Energética y Refrigeración. Santiago de Cuba. Noviembre 1999.
11. Nieves, I. El método exergético como criterio de eficiencia en plantas de procesos. Ingeniería Química. Mayo 1986.
12. Valero, A. y Lozano, M. Curso de termoeconomía. Tomo I. UNICAMP. Brasil. 1994.
13. Valero, A., et al. CGAM problem: definition and conventional solution. Energy. Vol. 19. No. 3. pp 279-286. Grain Britain. 1994.
14. Wall, G. Optimization of refrigeration machinery. Int. J. Ref. No. 14, pp 336-340. 1991.
15. Douglas T. REINDL; et al. Purgadores automáticos en los sistemas de refrigeración. *Energía*. [En línea]. [Consultada en: 2009-09-24], Febrero 2003. Disponible en: <http://www.energia.com>

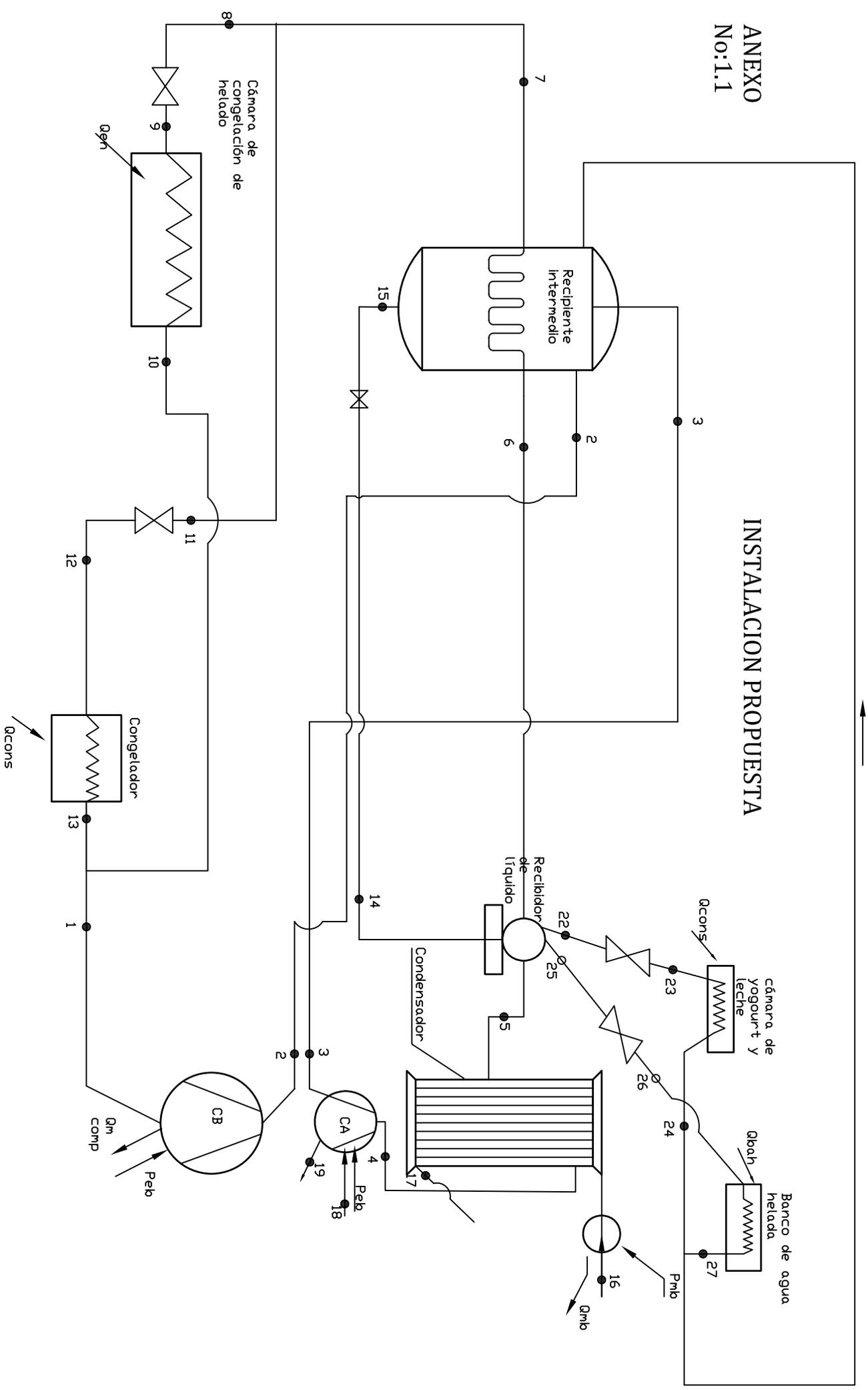


16. L. Cruz Viera y J. Gandón Hernández. Determinación de los índices de consumo energético en una planta de productos lácteos. **Energética** [en línea]. Consultado: 2009-09-28, Vol. XXIII, No. 1/2003. Disponible en:
<http://intranet.cujae.edu.cu/revista/energetica.htm>.
17. Guerra Fernández, Yuniel. *Valoración crítica de la situación actual de la planta de fabricación de hielo del Municipio de Moa*. Ever Góngora Leyva (tutor). Trabajo de diploma. Instituto Superior Minero Metalúrgico, 2005.pag 84.
18. Sánchez Torres, R. Eficiencia Energética en el Combinado Lácteo Rafael Freyre Torres. Gabriel Hernández Rodríguez. Trabajo de Diploma. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, 2003.
19. Borroto Nordelo, A.E; et. al. Libro de Gestión Energética en el sector productivo y los servicios. Cienfuegos: Centro de estudios de energía y medio ambiente (CEEMA), 2006
20. Diccionarios Técnicos: Técnica de la refrigeración y de la climatización, Editorial Ciencia y Técnica, Habana, 1988. P-56

INSTALACION ACTUAL



INSTALACION PROPUESTA





Anexo 5. Norma de gasto de lubricante para equipos de refrigeración

Tipo de compresor	Refrigerante	Capacidad frigorífica del compresor, en kW	Norma de gasto de aceite por cilindro del compresor, g/h
Horizontal	R-717 (Amoníaco)	81-175	35-40
		175-349	40-55
		349 y más	60-72
Vertical y en V o W	R-717 (Amoníaco)	Hasta 12	3
		12-28	7
		29-87	15-20
		87-465	25-35
Todos	Freones	Hasta 58	10-25
		58-175	25-35
		175-349	35-40



Anexo 6. Norma de gasto de agua para instalaciones frigoríficas, (m³/4 187 kJ)

Tipo de condensador	Refrigerante	Con instalación de enfriamiento de agua	Sin instalación de enfriamiento de agua
Evaporativo	R-717 (Amoníaco)	0,02-0,04	0,08-0,12
	Freones	0,003-0,006	0,01-0,02
Vertical, de tubo y carcasa	R-717 (Amoníaco)	0,03-0,05	0,1-0,25
	Freones	0,004-0,007	0,01-0,04
Horizontal, de tubo y carcasa	R-717 (Amoníaco)	0,05-0,06	0,2-0,25
	Freones	0,007-0,008	0,03-0,04



Anexo 7. Cálculo de la carga térmica de la cámara de helado

Area de paredes, techo y piso

$$S=2.(A.L+A.H+L.H)$$

$$S=2.(8,8,20+8,3,3+8,20.3,3) \text{ m}$$

$$S = 238,12 \text{ m}^2$$

Cálculo de calor de transmisión

$$Q_a = S \cdot K \cdot (T_{ex} - T_{con})$$

$$Q_a = 238,12 \text{ m}^2 \cdot 0,18 \text{ kcal/h.m}^2 \cdot \text{c}^\circ \cdot (2,2 + 30)$$

$$Q_a = 2678,4 \text{ kcal/h} \cdot 24h$$

$$Q_a = 64292,4 \text{ kcal/24h}$$

$$K = \frac{\lambda}{\delta}$$

$$K = \frac{0,045 \text{ kcal/(h.m} \cdot \text{c}^\circ)}{0,250 \text{ m}}$$

$$K = 0,18 \text{ kcal/h} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{c}^\circ$$

Carga por infiltración

$$Q_v = V \cdot n \cdot q$$

$$Q_v = 157,08 \text{ m}^3 \cdot (5 \cdot 2) \cdot 35,15$$

$$Q_v = 55203,075 \text{ kcal/24h}$$

Carga de productos

$$Q_{pn} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{sal} - T_{con})$$

$$Q_{pn} = 2186 \text{ kg} \cdot 0,45 \text{ kcal/kg} \cdot \text{c}^\circ \cdot (-5 - (-30))$$

$$Q_{pn} = 24592,5 \text{ kcal/24h}$$



Carga por personas

$$Q_{per} = c_{dn} \cdot n_{p_n} \cdot 24 h$$

$$Q_{per} = 360 \cdot 2 \cdot 24 h$$

$$Q_{per} = 1728 \text{ kcal} / 24 h$$

Carga por iluminación

$$Q_{ilumi} = Nelec = 160 W \cdot 20,6 \text{ kcal} / 24 h = 3296 \text{ kcal} / 24 h$$

Carga térmica por motor eléctrico.

$$2 \text{ motores de } 7,55 \text{ kW} = 15 \text{ kW} = 15000 \text{ kcal} / h$$

$$1 \text{ motor de } 10,5 \text{ kW} = 10500 \text{ kcal} / h$$

$$= 612000 \text{ kcal} / 24 h$$

Carga total diaria.

$$Q_{dtn} = Q_{an} + Q_{vm} + Q_{pn} + Q_{pers} + Q_{motelec} + Q_{ilum}$$

$$Q_{dtn} = (64292,4 + 55203,075 + 24592,5 + 1728 + 612000 + 3296) \text{ kcal} / 24h$$

$$Q_{dtn} = 761111,9 \text{ kcal} / 24h$$

$$chn = Q_{dtn} + 10 \% + Q_{dtn}$$

$$chn = 761111,9 \text{ kcal} / 24 h + 10 \% + 761111,9 \text{ kcal} / 24 h$$

$$chn = 837223,09 \text{ kcal} / 24 h$$

$$\frac{837223,09 \text{ kcal} / 24h}{18 h}$$

$$18 h$$

Convirtiendo de kcal. /h a toneladas.

$$= \frac{465123 \text{ kcal} / h}{3024}$$

$$= 15,38 \text{ ton}$$



Carga térmica del congelador de helado

$$Q_{p_1} = m \cdot C_{p_{ena}} \cdot (T_{en} - T_{cong})$$

$$Q_{p_1} = 2186 \text{ kg} \cdot 0,78 \text{ kcal} / \text{kg} \cdot \text{c}^\circ \cdot (4 - (-1,9))$$

$$Q_{p_1} = 10059,9 \text{ kcal} / 24h$$

$$Q_{p_c} = m \cdot hc$$

$$Q_{p_c} = 2186 \text{ kg} \cdot 29,7 \text{ kcal} / \text{kg}$$

$$Q_{p_c} = 64924,2 \text{ kcal} / 24h$$

$$Q_{p_2} = m \cdot c_{p_{deb}} \cdot (T_{cong} - T_{sal})$$

$$Q_{p_2} = 2186 \text{ kg} \cdot 0,45 \text{ kcal} / \text{kg} \cdot \text{c}^\circ \cdot (-1,9 - (-5))$$

$$Q_{p_2} = 3049,47 \text{ kcal} / 24h$$

Suma de la carga del congelador de helado

$$Q_{cong} = Q_{p_1} + Q_{p_c} + Q_{p_2}$$

$$Q_{cong} = (10059,9 + 64924,2 + 3049,47) \text{ kcal} / 24h$$

$$Q_{cong} = 78033,57 \text{ kcal} / 24h$$

$$= \frac{78033,57 \text{ kcal} / 24h}{18h}$$

$$= \frac{4335,19 \text{ kcal} / h + 78033,57}{3024}$$

$$= 1,73 \text{ ton}$$

La suma de la carga térmica de la cámara y el congelador es:

$$= 15,48 + 1,73$$

$$= 17,21 = 18 \text{ ton}$$



Calculo de la carga térmica de la cámara de conservación yogurt de soya y leche

Área de Paredes, Techo y Piso

$$S=2.(A.L+A.H+L.H)$$

$$S=2.(9.9,76+9.3,4+9,76.3,4)$$

$$S = 239,46 m^2$$

Cálculo de calor de transmisión

$$Q_a = S.K.(T_{ex} - T_{con})$$

$$Q_a = 239,46 m^2 \cdot 0,32 kcal/h.m^2.c^\circ (32,2 - 2)$$

$$Q_a = 2183,87 kcal/h \cdot 24 h$$

$$Q_a = 52 412,88 kcal/24h$$

$$K = \frac{\lambda}{\delta}$$

$$K = \frac{0,04 kcal/h.m.c^\circ}{0,125 m}$$

$$K = 0,32 kcal/h.m^2.c^\circ$$

Carga por infiltración

$$Q_v = V.n.q$$

$$Q_v = 261,60 m^3 \cdot (5 \cdot 2) \cdot 18,06$$

$$Q_v = 47244,96 kcal/24 h$$

Carga de productos

$$Q_{pn} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{sal} - T_{con})$$

$$Q_{pn} = 10500 kg \cdot 0,04 kcal/kg.c^\circ \cdot (4 - 2)$$

$$Q_{pn} = 840 kcal/24h$$



Carga por persona

$$Q_{per} = c_{dn} \cdot n_{p_n} \cdot 24 \text{ h}$$

$$Q_{per} = 214 \cdot 2 \cdot 24 \text{ h}$$

$$Q_{per} = 10272 \text{ kcal} / 24 \text{ h}$$

Carga por iluminación

$$Q_{ilumi} = Nelec = 80 \text{ W} \cdot 20,6 \text{ kcal} / 24 \text{ h} = 1064 \text{ kcal} / 24 \text{ h}$$

Carga térmica por motores eléctricos

$$2 \text{ motores de } 1,5 \text{ kW} = 3 \text{ kW} = 2790 \text{ kcal} / \text{h}$$

$$= 66960 \text{ kcal} / 24 \text{ h}$$

Carga total diaria

$$Q_{dtn} = Q_{an} + Q_{vn} + Q_{pn} + Q_{pers} + Q_{motelec} + Q_{ilum}$$

$$Q_{dtn} = (52412,88 + 47244,96 + 840 + 10272 + 66960 + 1648) \text{ kcal} / 24 \text{ h}$$

$$Q_{dtn} = 179377,84 \text{ kcal} / 24 \text{ h}$$

$$chn = Q_{dtn} + 10\%$$

$$chn = 179377,84 \text{ kcal} / 24 \text{ h} + 10 \%$$

$$chn = 179377,84 + 17937,78 \text{ kcal} / 24 \text{ h}$$

$$\frac{197315,62 \text{ kcal} / 24 \text{ h}}$$

$$20 \text{ h}$$

$$9865,78 \text{ kcal} / \text{h}$$

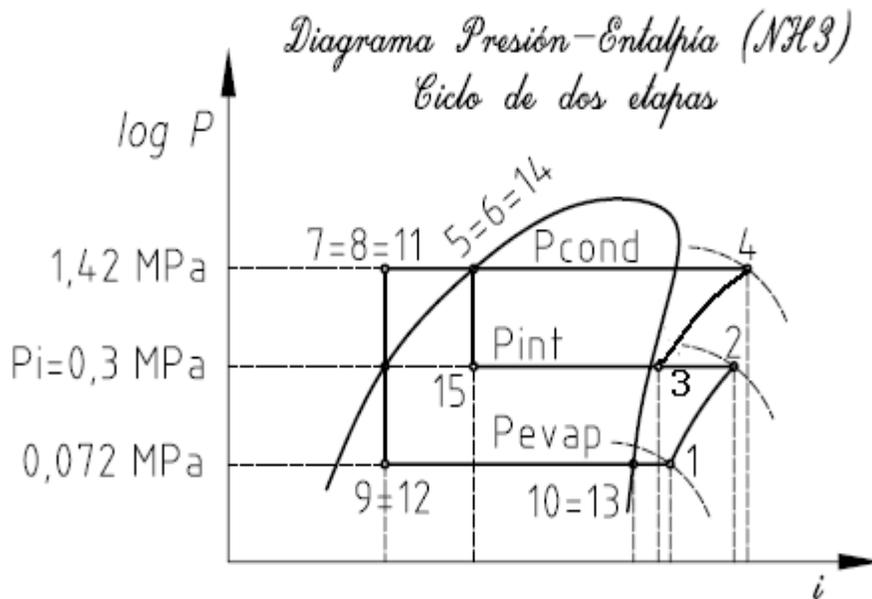
Convirtiendo de kcal/h a tonelada

$$= \frac{9865,78 \text{ kcal} / \text{h}}{3024}$$

$$= 3,26 \text{ ton}$$



Diagrama Presión – Entalpía (NH₃).



$$h_{13} = h_0 = 1707 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{12} = h_9 = 485 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{13} = 1707 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{12} = 1707 \text{ kJ/kg}$$

$$h_1 = 1717 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 1925 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1770 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 2032 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{14} = h_5 = 670 \text{ kJ/kg}$$

$$h_8 = h_{11} = h_7 = 485 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{15} = 670 \text{ kJ/kg}$$



Flujos de refrigerantes por el evaporador de la cámara de congelación de helado.

Datos.

$$h_{10} = 1707 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = 485 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{ne} = 15,38 \text{ ton} \cdot 3,51 \frac{\text{kJ}}{\text{ton}}$$

$$Q_{ne} = 54,08 \text{ kW}$$

$$Q_{ne} = m_{ne} \cdot (h_{10} - h_9)$$

$$m_{ne} = \frac{Q_{ne}}{h_{10} - h_9}$$

$$m_{ne} = \frac{54,04 \text{ kW}}{1707 - 485}$$

$$m_{ne} = 0,04 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 2,4 \text{ kg/min}$$

Flujos de refrigerante por el congelador de helados

Datos.

$$h_{10} = 1707 \text{ kJ/kg}$$

$$h_9 = 485 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{cong} = 1,43 \text{ ton} \cdot 3,51 \frac{\text{kW}}{\text{ton}}$$

$$Q_{cong} = 5,02 \text{ kW}$$

$$Q_{cong} = m_{cong} \cdot (h_{10} - h_9)$$

$$m_{cong} = \frac{Q_{cong}}{h_{10} - h_9}$$

$$m_{cong} = \frac{5,02 \text{ kW}}{1707 - 485}$$

$$m_{cong} = 0,004 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 0,24 \text{ kg/min}$$



Flujos por el compresor (etapa de alta)

$$m_{eb} = m_{ne} + m_{cong}$$

$$m_{eb} = 0,04 \text{ kg/s} + 0,004 \text{ kg/s}$$

$$m_{eb} = 0,044 \text{ kg/s}$$

Balance de energía y masa en el recipiente intermedio

$$m_{eb} \cdot h_2 + m_{eb} \cdot h_6 + m_{ea} \cdot h_{15} = m_{ea} \cdot h_3 + m_{eb} \cdot h_7$$

$$m_{eb} \cdot (h_2 + h_6 - h_7) = m_{ea} \cdot (h_3 - h_{15})$$

$$m_{ea} = m_{eb} \cdot \frac{(h_2 + h_6 - h_7)}{(h_3 - h_{15})}$$

$$m_{ea} = 0,044 \cdot \frac{(1925 + 670 - 485)}{(1770 - 670)}$$

$$m_{ea} = 0,084 \text{ kg/s}$$

Cálculo de la carga térmica del banco de agua helada

Datos técnicos del banco.

$$\text{Área de paredes y fondos: } Sp = 71,52 \text{ m}^2; \quad Sf = 39,47 \text{ m}^2; \quad S_1 = Sp + Sf = 110,9 \text{ m}^2$$

$$\text{Área de las tapas: } S_2 = 39,47 \text{ m}^2$$

$$\text{Volumen del tanque: } V_T = 26,31 \text{ m}^3 \times 3 = 78,95 \text{ m}^3$$

$$\text{Volumen del evaporador: } V_E = 6,2 \text{ m}^3$$

$$\text{Coeficiente global de transferencia de calor para paredes y fondo: } K_1 = 0,5 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot \text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{Coeficiente global de transferencia de calor para la tapa: } K_2 = 2 \text{ kcal}/(\text{h} \cdot \text{m}^3 \cdot ^\circ\text{C})$$

$$\text{Temperatura del agua de retorno al tanque: } t_R = 10^\circ\text{C}$$

$$\text{Temperatura del agua a la salida del tanque: } t_S = 0^\circ\text{C}$$

$$\text{Calor específico del agua: } Cp = 1 \text{ kcal}/\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{Densidad del agua: } \rho = 1000 \text{ kg}/\text{m}^3$$

$$\text{Potencia efectiva del motor de los agitadores: } Nef = 2,2 \text{ KW}$$



La masa del agua se puede conocer a través de la siguiente expresión:

$$m = (V_T - V_E) \times \rho$$

$$m = (78,95 \text{ m}^3 - 6,2 \text{ m}^3) \cdot 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$m = 72750 \text{ kg}$$

Carga térmica a extraer al agua para llevarla desde 10 °C hasta 0 °C

$$Qa = m \cdot Cp \cdot (t_R - t_S)$$

$$Qa = 72750 \text{ kg} \cdot 1 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C} \cdot (10 - 0) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Qa = 727\,500 \text{ kcal/24 h}$$

Carga térmica de transmisión de calor a través de paredes, techo y piso

$$Qp = S_1 \cdot K_1 \cdot (t_m - t_R) + S_2 \cdot K_2 \cdot (t_m - t_R)$$

$$Qp = 110,47 \text{ m}^2 \cdot 0,5 \text{ kcal/(h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C)} \cdot (28 - 10) \text{ } ^\circ\text{C} + 39,47 \text{ m}^2 \cdot 2 \text{ kcal/(h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C)} \cdot (28 - 10) \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Qp = 2\,419,83 \text{ kcal/24 h}$$

Carga térmica de transmisión por los agitadores

$$Qag = 0,860 \cdot 24 \cdot Nef$$

$$Qag = 0,860 \cdot 24 \cdot 2,2 \text{ kW}$$

$$Qag = 45,4 \text{ kcal/24 h}$$

Carga térmica diaria total del banco de agua fría

$$Qdt_{BA} = Qa + Qp + Qag$$

$$Qdt_{BA} = 729\,965,24 \text{ kcal/24 h}$$

Carga térmica horaria total del banco de agua fría

$$Qhor_{BA} = \frac{Qdt_{BA}}{24 \text{ h}}$$

$$Qhor_{BA} = 30\,415,22 \text{ kcal/h}$$

$$Qt = 12,07 \text{ ton}$$



Cálculo de la carga térmica total del sistema para condiciones de proyecto

Este cálculo incluye la suma de las cargas térmicas horarias totales de las dos cámaras y el banco de agua fría, considerando que la instalación esté trabajando a su máxima capacidad. Por tanto la carga térmica total será:

$$\begin{aligned}Q_{TOTAL} &= Q_{hor_{PROYECTO1}} + Q_{hor_{PROYECTO2}} + Q_{hor_{BA}} \\Q_{TOTAL} &= (133694,05 + 24187,32 + 36498) \text{ kcal} / h \\Q_{TOTAL} &= 194379,63 \text{ kcal} / h \equiv 64,27 \text{ ton}\end{aligned}$$

Evaluación del ciclo para la condiciones de diseño

Para la realización de este cálculo fue necesario, primeramente, prefijar algunos parámetros del ciclo tales como la temperatura de evaporación y condensación. Una vez prefijados estos valores, todos los demás se obtuvieron de los diagramas indicados. Para una mejor comprensión de los cálculos se hará una representación del ciclo en el diagrama Log P-h.

Condiciones iniciales:

$$t_o = -10 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_k = 30 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{TOTAL} = 194379,63 \text{ kcal} / h = 813634,25 \text{ kJ} / h \equiv 64,27 \text{ ton}$$

$$Q_{TOTAL} = Q_o$$

$$P_o = 0,29 \text{ MPa}$$

$$P_K = 1,28 \text{ MPa}$$



Datos obtenidos del diagrama de refrigerante:

$$h_1 = 1758 \text{ kJ / kg}$$

$$h_1' = 1780 \text{ kJ / kg}$$

$$h_2 = 1994 \text{ kJ / kg}$$

$$h_3 = h_4 = 648 \text{ kJ / kg}$$

$$v = 0.41 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

Capacidad frigorífica específica de masa

$$q_o = h_1 - h_4$$

$$q_o = 1110 \text{ kJ / kg}$$

Calor específico a extraer del condensador

$$q_K = h_2 - h_3$$

$$q_K = 1346 \text{ kJ / kg}$$

Trabajo adiabático específico de compresión

$$W_o = h_2 - h_1$$

$$W_o = 214 \text{ kJ / kg}$$

Cantidad de refrigerante en circulación

$$G_o = \frac{Q_o}{q_o}$$

$$G_o = 733 \text{ kg / h} = 0,2036 \text{ kg / s}$$

Calor total a extraer del condensador

$$Q_K = G_o \cdot q_K$$

$$Q_K = 254 \text{ kJ / s}$$

Trabajo adiabático total de compresión

$$W_t = W_o \cdot G_o$$

$$W_t = 44 \text{ kJ / s}$$

Volumen de desplazamiento

$$V_d = \frac{V_R}{\lambda}$$



Donde:

V_R :Volumen real de amoniaco succionado por el compresor, m^3/s

λ :Capacidad volumétrica

$$V_R = G_o \cdot v$$

$$V_R = 0,0835 \text{ m}^3 / s$$

$$\lambda = \lambda_{ind} \cdot \lambda_w$$

Donde:

λ_{ind} :Coeficiente volumétrico indicado

λ_w : Coeficiente de calentamiento

$$\lambda_{ind} = \left(P_o - \frac{\Delta P_o}{P_o} \right) - C \left[\left(P_K + \frac{\Delta P_K}{P_o} \right) - \left(P_o - \frac{\Delta P_o}{P_o} \right) \right]$$

Donde:

P_o :Presión absoluta de succión, MPa

P_K :Presión absoluta de condensación, MPa

ΔP_o :Caída de presión en la válvula de succión y descarga, (0.01MPa)

C: Coeficiente de espacio muerto, (C = 5 % =0.05)

$$\lambda_{ind} = \left(0,29 - \frac{0,01}{0,29} \right) - 0,05 \left[\left(1,28 + \frac{0,01}{0,29} \right) - \left(0,29 - \frac{0,01}{0,29} \right) \right]$$

$$\lambda_{ind} = 0,96$$

$$\lambda_w = \frac{T_o}{T_K}$$

Donde:

T_o : Temperatura absoluta de ebullición, K

T_K :.Temperatura absoluta de condensación, K



$$\lambda_w = \frac{263}{303}$$

$$\lambda_w = 0,86$$

Por tanto:

$$\lambda = 0,82$$

Despejando la fórmula del volumen de desplazamiento, o sea:

$$Vd = \frac{0,0835}{0,82}$$

$$Vd = 0,1018 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Determinación de la potencia necesaria del motor

$$N_{mot} = \frac{N_e}{(\eta_t \times \eta_e \times 1.1)},$$

Donde:

N_e :Potencia efectiva, kW

η_e :Eficiencia del acoplamiento del motor eléctrico, $\eta_e = 0.8 \div 0.9$

$$N_e = N_i + N_{fr},$$

Donde:

N_i :Potencia indicada, kW

N_{fr} :Potencia de fricción, kW

$$N_i = \frac{W_t}{\eta_i}$$

Donde:

W_t :Trabajo adiabático total de compresión, kJ/s

η_i :Rendimiento indicado

$$\eta_i = \lambda_w + b \cdot t_o,$$

Donde:

b :Coeficiente para compresores de amoníaco, ($b=0,0025$)

t_o :Temperatura de ebullición, °C



λ_w : Coeficiente de calentamiento

$$\eta_i = 0,86 + 0,0025 \cdot (-15)$$

$$\eta_i = 0,835$$

$$N_i = \frac{44 \text{ kJ} / \text{s}}{0,835}$$

$$N_i = 52,69 \text{ kW}$$

$$N_{fr} = Vd \cdot P_{fr},$$

Donde:

P_{fr} : Presión de fricción, (60 kN/m²)

$$N_{fr} = 6,12 \text{ kW}$$

$$N_e = 58,81 \text{ kW}$$

Por tanto la potencia del motor será igual:

$$N_{mot} = 73 \text{ kW}$$

Evaluación del ciclo para las condiciones actuales

Condiciones iniciales:

$$t_o = -14 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_K = 34 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$P_o = 0,25 \text{ MPa}$$

$$P_K = 1,3 \text{ MPa}$$

$$Q_o = Q_{hor_{REAL}} + Q_{hor_{BA}}$$

$$Q_o = 250206,1 \text{ kJ} / \text{h}$$

Datos obtenidos del diagrama

$$h'_{20} = 1741 \text{ kJ} / \text{kg}$$

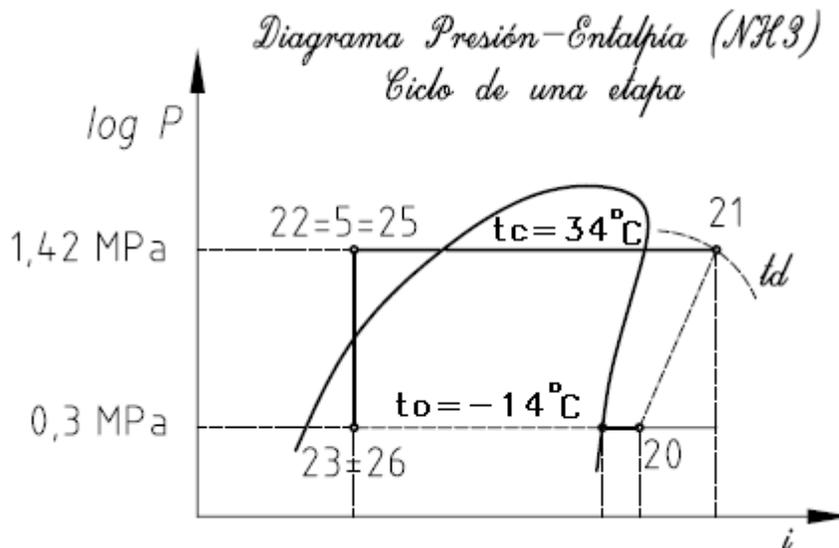
$$h_1 = 1799 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_{21} = 2070 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$h_{22} = h_{23} = 661 \text{ kJ} / \text{kg}$$



Representación del ciclo en el diagrama, Log P vs. h



El método de cálculo energético es el mismo que se empleó en el epígrafe anterior, donde se trató de ser lo más explícito posible, reflejando solo los resultados de cada indicador.

Es necesario resaltar que en la evaluación del ciclo para condiciones actuales, apenas se tienen en cuenta la Cámara No.1 y el Banco de agua fría, debido a que la Cámara No.2 se encuentra fuera de servicio.

Capacidad frigorífica específica de masa

$$q_o = 1080 \text{ kJ/kg}$$

Calor específico a extraer del condensador

$$q_K = 1409 \text{ kJ/kg}$$

Trabajo adiabático específico de compresión

$$W_o = 271 \text{ kJ/kg}$$

Cantidad de refrigerante en circulación

$$G_o = 231,67 \text{ kg/h} = 0,0643 \text{ kg/s}$$



Calor total a extraer del condensador

$$Q_k = 90,59 \text{ kJ} / \text{s}$$

Trabajo adiabático total de compresión

$$W_t = 17,42 \text{ kJ} / \text{s}$$

Cálculo del volumen de desplazamiento

$$V_R = 0,0321 \text{ m}^3 / \text{kg}$$

$$\lambda_{ind} = 0,95$$

$$\lambda_w = 0,84$$

$$\lambda = 0,79$$

$$V_d = 0,0406 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Determinación de la potencia necesaria del motor

$$\eta_i = 0,80$$

$$N_i = 16,73 \text{ kW}$$

$$N_{fr} = 2,44 \text{ kW}$$

$$N_e = 19,17 \text{ kW}$$

$$N_{mot} = 21,52 \text{ kW}$$

Evaluación del ciclo ajustado a las condiciones de funcionamiento actual (Considerando las temperaturas de ebullición y condensación de proyecto)

Condiciones iniciales:

$$t_o = -10^\circ \text{C}$$

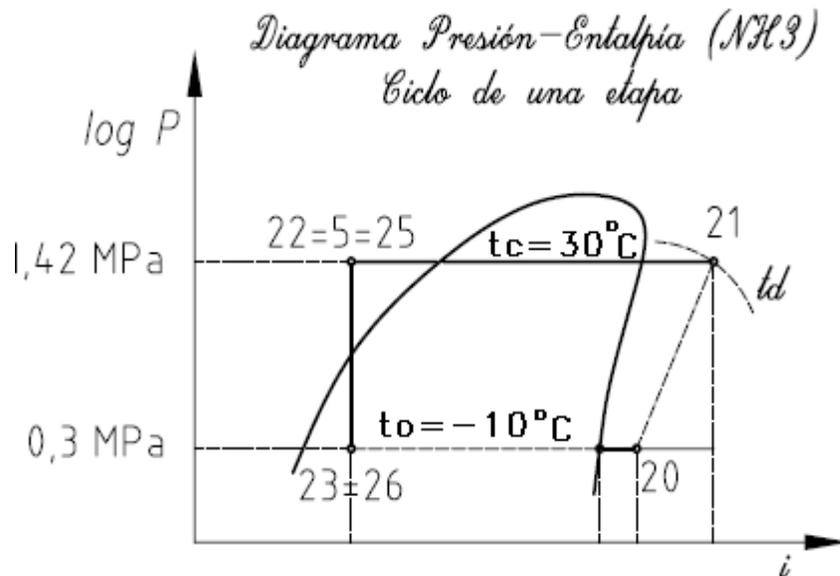
$$t_K = 30^\circ \text{C}$$

$$P_o = 0,29 \text{ MPa}$$

$$P_K = 1,28 \text{ MPa}$$

$$Q_o = Q_{hor_{REAL}} + Q_{hor_{BA}} = 59772,12 \text{ kcal} / \text{h}$$

$$Q_o = 250206,1 \text{ kJ} / \text{h}$$



Datos obtenidos del diagrama

$$h_1 = 1758 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{20'} = 1780 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{21} = 1994 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{22} = h_{23} = 648 \text{ kJ/kg}$$

Capacidad frigorífica específica de masa

$$q_0 = 1110 \text{ kJ/kg}$$

Calor específico a extraer del condensador

$$q_K = 1346 \text{ kJ/kg}$$

Trabajo adiabático específico de compresión

$$W_o = 214 \text{ kJ/kg}$$

Calor total a extraer del condensador

$$Q_K = 84,26 \text{ kJ/s}$$

Trabajo adiabático total de compresión

$$W_t = 13,39 \text{ kJ/s}$$



Volumen de desplazamiento

$$V_R = 0,0256 \text{ m}^3 / \text{seg}$$

$$\lambda_{ind} = 0,96$$

$$\lambda_w = 0,86$$

$$\lambda = 0,82$$

$$Vd = 0,0312 \text{ m}^3 / \text{seg}$$

Determinación de la potencia necesaria del motor

$$Ni = \frac{13,39}{0,83}$$

$$Ni = 16,13 \text{ kW}$$

$$Nfr = 0,0312 \times 60 \text{ kN} / \text{m}^2$$

$$Nfr = 1,87 \text{ kW}$$

$$Ne = 16,13 + 1,87$$

$$Ne = 18 \text{ kW}$$

$$Nmot = \frac{18}{0,99}$$

$$Nmot = 18,18 \text{ kW}$$

Coeficiente de efecto refrigerante

Para el ciclo real:

$$\varepsilon = \frac{q_o}{W_o} = \frac{1080}{271} = 3,98$$

Para el ciclo reajustado:

$$\varepsilon = \frac{1110}{214} = 5,18$$



Anexos

Anexo 2. Parámetros, propiedades y magnitudes fundamentales del sistema de refrigeración por amoníaco

Pts.	Presión (MPa)	Tem °C	Flujos (kg/s)	Entalpía Especifica (kJ/kg)	Entalpía Total (kJ/s)	Entropía Especifica kJ/(kg.k)	Exergía Especifica (kJ/kg)	Exergía Total (kJ/s)
1	0,072	-35	0,044	1717	75,54	6,3000	12,7	0,56
2	0,290	65	0,044	1925	84,70	6,3428	207,9	9,15
3	0,290	-5	0,084	1770	148,68	5,8000	214,7	18,03
4	1,42	125	0,084	2032	170,68	5,8800	462,9	38,88
5	1,42	37	0,175	670	117,25	1,5877	230	40,25
6	1,42	37	0,044	670	29,48	1,5877	3091,7	136,06
7	1,42	-5	0,044	485	21,34	0,9272	3091,7	123,67
8	1,42	-5	0,04	485	19,40	0,9272	3091,7	123,67
9	0,72	-40	0,04	485	19,40	0,9996	1337	53,48
10	0,72	-40	0,04	1707	68,28	6,2444	19,30	0,77
11	1,42	-5	0,004	485	1,94	0,9272	3091,7	12,37
12	0,72	-40	0,004	485	1,94	0,9996	1377	5,51
13	0,72	-40	0,004	1707	6,82	6,2444	285	1,14
14	1,42	37	0,04	670	26,80	1,5877	230	9,20
15	0,29	-10	0,04	670	26,80	1,6727	2718,15	108,73
15	0,101	30	11,8	125,4	1479,72	0,4355	0,10	1,180
17	0,50	33	11,8	138,3	1631,94	0,4760	0,93	10,974
18	0,5	30	0,90	125,8	113,22	0,437	0,156	0,142
19	0,5	33	0,90	137,3	125,85	0,4760	10,94	9,95



20	0,3	-10	0,047	1762	82,81	5,8	181,26	8,51
21	1,42	115	0,047	2000	94	5,8	99,26	4,66
22	1,42	37	0,0086	650	5,59	1,455	2769	27,81
23	0,3	-10	0,0086	650	5,59	1,600	324,73	2,79
24	0,3	-10	0,0086	1750	15,05	5,8	88,29	0,75
25	1,42	37	0,038	650	24,70	1,455	2769	105,2
26	0,3	-10	0,038	650	24,70	1,600	324,73	12,33
27	0,3	-10	0,038	1750	66,50	5,8	88,29	3,35
28	0,5	30	0,4	125,5	113,22	0,437	12,43	0,06
29	0,5	32,8	0,4	137,1	125,86	0,4760	11,71	4,37
AR								
NH ₃	0,072	25		1840		6,755	0	0
AR								
H ₂ O	0,101	25		104,5		0,365	0	0



Anexo 8. Determinación de la capacidad estándar de los compresores para el cálculo del costo de producción de frío

Compresores de dos etapas.

$$\begin{aligned} Q_{o_{cde}} &= 234 \text{ kW} \cdot 20 \text{ h / dias} \cdot 365 \text{ dias / año} \\ &= 234 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} \cdot 20 \text{ h / dias} \cdot 365 \text{ dias / año} \\ &= 16,85 \frac{\text{GJ}}{\text{dias}} \cdot 365 \frac{\text{dias}}{\text{año}} = 6150,25 \frac{\text{GJ}}{\text{año}} = 842\,500 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} \end{aligned}$$

Compresor de una etapa.

$$\begin{aligned} Q_{o_{cde}} &= 152 \text{ kW} \cdot 20 \text{ h / dias} \cdot 365 \text{ dias / año} \\ &= 152 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \cdot 3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} \cdot 20 \text{ h / dias} \cdot 365 \text{ dias / año} \\ &= 10,94 \frac{\text{GJ}}{\text{dias}} \cdot 365 \frac{\text{dias}}{\text{año}} = 3993,10 \frac{\text{GJ}}{\text{año}} = 547\,000 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} \end{aligned}$$

Capacidad de refrigeración total.

$$\begin{aligned} Q_0 &= 6150 + 3993,10 \\ Q_0 &= 10143,35 \frac{\text{GJ}}{\text{año}} = 1\,390\,000 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 1,39 \frac{\text{GJ}}{\text{h}} \end{aligned}$$

Gastos de producción

Gastos de refrigerantes

$$\begin{aligned} G_0 &= \sum Ni \cdot gi = 2 \cdot 4 \cdot 331,9 \\ G_0 &= 2\,655,84 \text{ kg / año} = 2,65 \text{ ton / año} \end{aligned}$$

Cantidad de refrigerante a rellenar por reparación

$$Gr = \Gamma_r G_0 = 0,7 \cdot 2655,84 = 1858,52 \text{ kg / año}$$



Gasto total de refrigerante

$$G = G_0 + G_r$$

$$G = 2655,84 + 1858,52$$

$$G = 4613,56 \text{ kg/año}$$

Costo de refrigerante

$$Ca = 1,1 \cdot G \cdot Cr$$

$$Ca = 1,1 \cdot 4613,56 \cdot 57,15$$

$$Ca = 283744,94 \text{ \$/año}$$

$$Cr = 57,15 \text{ \$/kg}$$

B. Lubricantes (Gastos)

$$Gl = \sum mi \cdot \pi \cdot gli$$

$$Gl = 2 \cdot 7300 \cdot 0,025$$

$$Gl = 365 \text{ kg/año}$$

Costo de lubricantes.

$$Cb = 1,1 \cdot 365 \cdot 20$$

$$Cb = 8030 \text{ \$/año}$$

Costo total de materiales auxiliares

$$C_1 = Ca + Cb$$

$$C_1 = 283744,94 + 8030$$

$$C_1 = 291744,94 \text{ \$/año}$$

Energía eléctrica

$$CE = Ce \cdot ge \cdot Qo$$

$$CE = 0,06 \frac{\$}{\text{año}} 149,42 \frac{\text{kW} \cdot \text{h}}{\text{GJ}} \cdot 1014335 \frac{\text{GJ}}{\text{año}}$$

$$CE = 90924,98 \text{ \$/año}$$



Amortización de la capacidad eléctrica instalada

$$Cl' = AEL \cdot CEL \quad \$/\text{año}$$

$$Cl' = 0,12 \text{ año}^{-1} \cdot 59582,07 \cdot 1,03$$

$$Cl' = 7364,34 \quad \$/\text{año}$$

Gastos totales de energía eléctrica

$$C_2 = CE + Cl' + Co$$

$$C_2 = 90924,98 + 7364,34 + 3155$$

$$C_2 = 101443,98 \quad \$/\text{año}$$

Gasto total de agua

$$C_3 = ga \cdot Ca \cdot Qo$$

$$C_3 = 9,55 \text{ m}^3 / \text{GJ} \cdot 0,07 \quad \$/\text{m}^3 \cdot 1014335 \quad \frac{\text{GJ}}{\text{año}}$$

$$C_3 = 6782,85 \quad \$/\text{año}$$

Salario.

Gastos de salario de trabajadores directo

$$C_{IV1} = \sum Ni \cdot Fi$$

$$C_{IV1} = 3 \cdot 3155$$

$$C_{IV1} = 9465 \quad \$/\text{año}$$

$$C_{IV2} = \sum Ni \cdot Fi$$

$$C_{IV2} = 4 \cdot 3420$$

$$C_{IV2} = 13680 \quad \$/\text{año}$$

$$C_{IV3} = \sum Ni \cdot Fi$$

$$C_{IV3} = 5 \cdot 3180$$

$$C_{IV3} = 15900 \quad \$/\text{año}$$



$$C_{IV4} = \sum Ni \cdot Fi$$

$$C_{IV4} = 2 \cdot 2880$$

$$C_{IV3} = 5760 \text{ \$ / año}$$

Gastos varios

1-Salario de personal administrativo

$$C_1 = \sum Ni \cdot Fi$$

$$C_1 = 3900 + 4620$$

$$C_1 = 8520 \text{ \$ / año}$$

2-Autorización de medios básicos

Valor de los medios básicos

$$CMB = CEQ + CED$$

$$CMB = 1156190,76 \text{ \$}$$

$$C_2 = 0$$

3- Reparación del edificio y equipos

$$C_3 = 0,05 \cdot CMB$$

$$C_3 = 57809,83 \text{ \$ / año}$$

4- Manutención del edificio

$$C_4 = \sum Ni \cdot Fi + CE \cdot \sum mi \cdot li \cdot ti + CCL$$

$$C_4 = 53325 + 1 \cdot 300$$

$$C_4 = 60650 \text{ \$ / año}$$

5- Seguridad de higiene del trabajo

$$C_5 = gs \cdot Qo$$

$$C_5 = 0,04 \cdot c\$ / 0,004187GJ \cdot 10144,08$$

$$C_5 = 969,10 \text{ \$ / año}$$



6- Racionalización e inventivas

$$C_6 = gRi \cdot Z$$

$$C_6 = 20 \cdot 14$$

$$C_6 = 280 \text{ \$/año}$$

Z= Cantidad total de obreros en el proceso productivo

gRi = \\$/año - obrero.

$$Z = 14$$

7- Reemplazo en el pañal.

$$C_7 = gH \cdot Qo$$

$$C_7 = 3,58 \text{ c\$/GJ} \cdot 10144,08 \frac{\text{GJ}}{\text{año}}$$

$$C_7 = 363,15 \text{ \$/año}$$

$$gH = 0,015 \text{ c\$/4187kJ}$$

8- Otros gastos

$$C_8 = 100 \text{ \$/años}$$

Resumen

$$C_V = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 + C_6 + C_7 + C_8$$

$$C_V = 8520 + 0 + 57809,83 + 60650 + 969,10 + 280 + 363,15 + 100$$

$$C_V = 128692,08 \text{ \$/año}$$

Costo de producción de frío

Costo anual de la instalación

$$C_t = C_I + C_{II} + C_{III} + C_{IV} + C_V$$

$$C_t = 29174494 + 10144398 + 6782,85 + 44805 + 128692,08$$

$$C_t = 573\,468,85 \text{ \$/año}$$



El costo de 4 187 kJ de frío producido es:

$$C = \frac{C_t}{Q_o}$$

$$C = \frac{573\,468,85}{10\,143,35}$$

$$C = 56,53 \$/GJ = 0,23 \$/4187 kJ$$



Anexo 3. Fuel, Producto, Pérdidas, Exergía Destruida (kW), y Rendimiento Exergético del Sistema y los Subsistemas de la Planta

Sub sistemas	Fuel	Producto	Pérdidas	Exergía destruida	Rendimiento Exergético (%)
I	$P_{eb} + P_{ea} = 85$	$E_2 - E_1 + E_4 - E_3 = 29,44$	$E_{19} - E_{18} + EQ_{mc} = 12,17$	43,39	34,64
II	$E_4 - E_5 + P_{mb} = 20,63$	$E_{17} - E_{16} = 9,79$	$EQ_{mb} = 1,5$	9,69	47,4
III	$E_{15} + E_6 = 244,76$	$E_3 - E_2 + E_7 = 132,55$		112,21	54,16
IV	$E_9 - E_{10} = 52,71$	$EQ_{ne} = 5,940$		46,77	11,27
V	$E_{12} - E_{13} = 5,37$	$EQ_{cong} = 1,136$		4,23	21,15
VI	$E_8 + E_{11} + E_{14} + E_{22} + E_{25} = 269,8$	$E_9 + E_{12} + E_{15} + E_{23} + E_{26} = 183,14$		86,66	67,88
VII	$P_{c1} = 75$	$E_{21} - E_{20} = 3,85$	$E_{29} - E_{28} + EQ_{mc1} = 6,51$	64,64	5,13
VIII	$E_{23} - E_{24} = 2,04$	$EQ_{ncons} = 1,043$		0,99	51,13
IX	$E_{26} - E_{27} = 8,98$	$EQ_{Bah} = -3,82$		7,73	42,54
Sistema	$P_{eb} + P_{ea} + P_{c1} + P_{mb} = 182$	$EQ_{ne} + EQ_{cong} + EQ_{ncong} + EQ_{Bah} + E_{17} + E_{16} = 21,73$	$E_{29} - E_{28} + EQ_{mc} + EQ_{mb} + EQ_{mc1} + E_{19} - E_{18} = 19,83$	140,44	11,94



Anexo 4. Balance exergético en cada subsistema para determinar la exergía destruida

Subsistema	Balance exergético
I	$E_1 + E_3 + E_{eb} + E_{ea} + E_{18} = E_2 + E_4 + E_{mc} + E_{19} + D_I$
II	$E_4 + E_{16} + E_{mb} = E_5 + EQ_{mb} + E_{17} + D_{II}$
III	$E_2 + E_6 + E_{15} = E_3 + E_7 + D_{III}$
IV	$E_9 + EQ_{nc} = E_{10} + D_V$
V	$E_{12} + EQ_{cong} = E_{13} + D_V$
VI	$E_8 + E_{11} + E_{14} + E_{22} + E_{25} = E_9 + E_{12} + E_{15} + E_{23} + E_{26} + D_{VI}$
VII	$E_{20} + E_{mpc1} + E_{28} = E_{21} + EQ_{mc} + E_{29} + D_{VII}$
VIII	$E_{23} + EQ_{ncons} = E_{24} + D_{VIII}$
IX	$E_{26} + EQ_{Bah} = E_{27} + D_{IX}$



Símbolos y Abreviaturas

1. E: Exergías
2. Eeb: Exergía de la etapa de baja
3. Eea: Exergía de la etapa de alta
4. Emc: Exergía del motocompresor
5. EQmb: Exergía del calor de la motobomba
6. EQnc; Exergía del calor de la nevera de congelación
7. EQncons: Exergía del calor de la nevera de conservación
8. EQcong: Exergía del calor del congelador de helados
9. EQBah: Exergía del calor del banco de agua helada
- 10.A: Ancho exterior de la cámara, m
- 11.A': Ancho interior de la cámara, m
- 12.C1: Calor específico del producto para temperatura superior a su temperatura de congelación, Kcal/(kg.⁰C)
- 13.C2: Calor específico del producto para temperatura inferior a su temperatura de congelación, Kcal/(kg.⁰C)
- 14.dt: Diferencial de temperatura entre el aire exterior y el de la cámara, ⁰C
- 15.e: Espesor total de las paredes de la cámara, m
- 16.H: Altura exterior de la cámara, m
- 17.H': Altura interior de la cámara, m
- 18.HP: Horsepower, (Caballo de fuerza)
- 19.h: Calor latente de congelación del producto, kcal/kg
- 20.hr: Horas
- 21.kcal: kilocaloría
- 22.kW: Kilowatt
- 23.L: Longitud exterior de la cámara, m
- 24.L': Longitud interior de la cámara, m
- 25.M: Factor unitario de transmisión de calor, kcal/(24 h.m³)
- 26.m: Metro



27. mm: Milímetro
28. n: Cambos o renovaciones del aire en la cámara por día, adimensional
29. Q: Carga térmica total diaria de la cámara, kcal/24 h
30. q: Calor total por m^3 de aire de infiltración, kcal/(24 h. m^3)
31. Qa: Carga térmica diaria de transmisión de calor, kcal/24 h
32. Qm: Carga térmica diaria miscelánea, kcal/24 h
33. Qp: Carga térmica diaria del producto, kcal/24 h
34. Qpc: Carga latente del producto, kcal/24 h
35. Qp1: Carga de enfriamiento del producto sobre su temperatura de congelación, kcal/24 h
36. Qp2: Carga de enfriamiento del producto bajo su temperatura de congelación, kcal/24 h
37. Qr: Carga de respiración del producto, kcal/TM (24 h)
38. Qu: Carga de uso de la cámara, kcal/24hr
39. Qv: Carga térmica diaria de infiltración del aire exterior, kcal/24 h
40. S: Área exterior de la cámara, m^2
41. t: Temperatura de la cámara, °C
42. tc: Temperatura de congelación del producto, °C
43. t_0 : Temperatura de diseño del aire exterior, °C
44. t_1 : Temperatura de entrada del producto a la cámara, °C
45. TM: Tonelada métrica, 1000 kg
46. u: Factor de carga de uso, kcal/(24 h. m^3 .°C)
47. V: Volumen interno de la cámara, m^3
48. W: Watt
49. θ : Tiempo de enfriamiento requerido para un producto, horas.
50. ω : Cantidad diaria de producto que de introduce en la cámara, kg
51. ω_0 : Cantidad de producto que de introduce en la cámara en un tiempo requerido distinto a 24 h.
52. $\lambda_{ind.}$: Coeficiente volumétrico indicado



53. λ_w : Coeficiente de calentamiento
54. λ : Coeficiente volumétrico de alimentación del compresor
55. N_{fr} : Potencia de fricción, kW
56. N_{mot} : Potencia del motor eléctrico, kW
57. N_i : Potencia indicada, kW
58. N_e : Potencia efectiva, kW
59. V_d : Volumen de desplazamiento, m^3/s
60. V_r : Volumen real de refrigerante succionado por el compresor, m^3/s
61. q_0 : Capacidad frigorífica específica de masa, kJ/kg
62. q_k : Calor específico cedido en el condensador, kJ/kg
63. η_t : Rendimiento de la transmisión
64. η_e : Rendimiento del motor eléctrico
65. ϵ : Coeficiente de efecto refrigerante
66. ΔP_0 : Caída de presión en las válvulas de aspiración del compresor. kPa
67. ΔP_k : Caída de presión en las válvulas de descarga del compresor. kPa
68. P_k : Presión de condensación, MPa
69. P_0 : Presión de evaporación, MPa
70. W_t : Trabajo adiabático de compresión, kW