



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

“Diseño de sistema de refrigeración por compresión para la
embarcación de pesca artesanal “Joseph” distrito San José,
Lambayeque”

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

AUTOR:

Chayan Martínez, Nilton Cesar (ORCID: 0000-0003-0131-1372)

ASESOR:

Mg. Davila Hurtado, Freddy (ORCID: 000-0001-8604-8811)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Diseño y modelamiento de sistemas electromecánicos.

CHICLAYO – PERÚ

2021

DEDICATORIA

A Dios, creador de este mundo, por tenerme con vida y siempre en victoria.

A mis padres, mi esposa Erika mis hijos: Wilfredo, Joel y César, y a mis hermanos por su apoyo constante para cumplir con mi meta.

Nilton César Chayan Martínez

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, a mi Padre supremo, quien me da la vida, porque sé que tiene preparado algo para mí.

Un agradecimiento a mis padres quienes me inculcan a ser un profesional, a mi esposa Erika por su apoyo en los momentos donde más necesité de ella, mis hijos: Wilfredo, Joel, César quienes son la base para salir adelante.

A mi familia en cristo Adonai, por enseñarme el camino correcto, rescatando valores y por sus oraciones incansables.

A mis hermanos, amigos por su apoyo en esta investigación.

A esta casa de estudios por abrir las puertas para poder ser un profesional exitoso, a los docentes por su apoyo quienes hacen posible poder culminar de esta forma mi investigación.

El autor

ÍNDICE DE CONTENIDOS

DEDICATORIA.....	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
ÍNDICE DE CONTENIDOS	iv
ÍNDICE DE TABLAS	vi
ÍNDICE DE GRÁFICOS Y FIGURAS	viii
RESUMEN	ix
ABSTRACT	x
I. INTRODUCCIÓN.....	1
II. MARCO TEÓRICO	5
III. METODOLOGÍA.....	14
3.1 Tipo y diseño de investigación	14
3.1.1. Tipo de investigación	14
3.1.2. Diseño de Investigación.....	14
3.2. Variables, operacionalización.....	15
3.2.1. Variable Independiente	15
3.2.2. Variable Dependiente.	15
2.1.3. Operacionalización de variables.	16
3.3. Población, muestra y muestreo.....	17
2.3.1 Población y muestra.....	17
3.4. Técnicas e Instrumentos de Recolección de datos, validez y confiabilidad 17	
3.4.1. Técnicas de recolección de datos	17
3.4.2. Instrumento de recolección de datos	17
3.5. Procedimiento	18
2.6. Métodos de Análisis de datos	18
2.7 Aspectos éticos.....	18

IV. RESULTADOS	19
4.1. Hacer un diagnóstico del sistema de refrigeración actual	19
4.2. Determinar los parámetros necesarios para el cálculo termodinámico del ciclo de refrigeración.....	21
4.2.1. Cálculo de la carga térmica perdida en superficies	21
4.2.2. Calculo de la carga térmica por cambio de aire	22
4.2.3. Cálculo de la carga térmica personal que ingresa	25
4.2.4 Cálculo de la carga térmica por producto.....	26
4.2.5. Cálculo de la carga térmica por iluminación.....	29
4.2.6 Cálculo de la carga térmica por motor del ventilador	30
4.3. Cálculo del coeficiente de performance	30
4.4. Determinar el equipo electromecánico del sistema de refrigeración por compresión.	32
4.4.1. Selección del refrigerante.....	32
4.1.2. Selección de los equipos	34
4.1.3. Análisis Termodinámico del Ciclo Real de Refrigeración.....	45
4.5. Evaluar económicamente el diseño establecido durante la investigación mediante los evaluadores TIR y VAN	45
4.5.1. Costos	45
4.5.2. Ingresos	48
4.5.3. Evaluación económica	48
V. DISCUSIÓN.....	50
VI. CONCLUSIONES.....	52
VII. RECOMENDACIONES	54
REFERENCIAS	55
ANEXOS	57

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Características técnicas de la embarcación pesquera Joseph.....	13
Tabla 2. Datos de la Embarcación.	19
Tabla 3. Datos de la pesca registrada en sus últimas salidas de puerto.	20
Tabla 4. Carga de la embarcación	20
Tabla 5. Área total en metros cuadrados de la superficie interna de la bodega... ..	21
Tabla 6. Tasa de cambio de calor establecido para las superficies del piso, pared, techo y escotilla de la bodega.	22
Tabla 7. Volumen de la bodega.....	24
Tabla 8. Tabla de renovación de aire de acuerdo al volumen de la cámara.	24
Tabla 9. Calor perdido por renovación de aire.	25
Tabla 10. Carga térmica por persona.....	26
Tabla 11. Calor aportado por personal trabajando dentro de la bodega.	26
Tabla 12. Calores específicos para caja de plástico (Cubeta) y pescado grasoso. .	27
Tabla 13. Pesca al día según los datos obtenidos.	28
Tabla 14. Masa de las cajas.....	28
Tabla 15. Calor aportado por el producto considerando el calor del pescado y de la caja.....	29
Tabla 16. Calor cedido por la iluminación.	29
Tabla 17. Carga térmica de la bodega.	30
Tabla 18. Temperatura de evaporación.	33
Tabla 19. Potencia frigorífica.....	34
Tabla 20. Salto térmico del diseño.	35
Tabla 21. Factor de corrección por refrigerante.	36
Tabla 22. Potencia para seleccionar equipo evaporador de catálogo.....	36

Tabla 23. Datos para seleccionar el condensador.	37
Tabla 24. Condensadores marca Ripsa Modelo BD.	38
Tabla 25. Parámetros eléctricos de los equipos.....	39
Tabla 26. Máxima demanda del sistema de frío.....	39
Tabla 27. Parámetros de selección del generador.	40
Tabla 28. Potencia del grupo elegido (P 13-5-4) a 220V-60HZ.....	40
Tabla 29. Datos de rendimiento del grupo seleccionador.	40
Tabla 30. Valores de entrada para la selección del compresor.....	41
Tabla 31. Resultados encontrados de acuerdo a Blitzer.	42
Tabla 32. Datos Técnicos del compresor seleccionado.	44
Tabla 33. Costo de Equipos para la adaptación de la bodega.	46
Tabla 34. Costo de la instalación de los equipos para acondicionamiento de la cámara.	46
Tabla 35. Costo de la inversión total.	47
Tabla 36. Costo de combustible por viaje.	47
Tabla 37. Costo de mantenimiento.....	47
Tabla 38. Gasto actual por no tener la cámara de frío.	48
Tabla 39. Gasto e ingreso anual.	48
Tabla 40. Balance de ingresos y egresos.	49
Tabla 41. Evaluadores económicos.	49

ÍNDICE DE GRÁFICOS Y FIGURAS

Figura 1. Sistema de refrigeración por compresión o absorción	7
Figura 2. Diagrama P-H de un ciclo de refrigeración.....	8
Figura 3. Sistema de refrigeración por compresión.....	9
Figura 4. Experimento de Faraday.....	11
Figura 5. Sistema de Refrigeración por absorción.....	12
Figura 6. Aspecto longitudinal embarcación pesquera "Joseph"	14
Figura 7. Entalpías del Refrigerante.....	31
Figura 8. Factor de corrección por salto térmico.....	35
Figura 9. Grupo Electrógeno dentro de la embarcación.....	41
Figura 10. Esquema del Compresor de acuerdo a los datos ingresados	42
Figura 11. Límites de Aplicación del compresor.....	43
Figura 12. Dimensiones y Conexiones.....	45

RESUMEN

La presente investigación tiene como objetivo diseñar un sistema de refrigeración por compresión para la embarcación de pesca artesanal “Joseph” la misma que realiza faenas pesqueras orientadas al consumo humano directo, alrededor de la isla “los Lobos de Afuera” a 93 km de la costa, por medio de la pesca de cerco por una red siendo atrapados y almacenados en la bodega de la embarcación, teniendo un peso bruto de 20 TM. Para ello se utilizaron todos los cálculos necesarios a fin de que se tuviera una constatación certera respecto a la viabilidad técnica y económica que permitiera optimizar la producción de la referida embarcación por sobre su actual obtención. Se describe las características principales de la embarcación pesquera, considerando los aspectos constructivos de la bodega que será implementada con el sistema de refrigeración, para ello se determinó la viabilidad técnica y económica más adecuada de acuerdo a la diagnosis realizada; se determinaron los parámetros termodinámicos aplicado al ciclo real de compresión, lo que permitió determinar los equipos principales, accesorios y elementos de control que deberían componer el sistema de refrigeración. Finalmente se realiza el estudio económico para evaluar la rentabilidad del proyecto, considerando los costos que involucra implementar el sistema de refrigeración y el ahorro que se obtiene por dicho concepto.

Palabras claves: refrigeración, embarcación, pesca, termodinámica, evaluación, viabilidad.

ABSTRACT

The present investigation has like objective design a system of refrigeration by compression for the craft of fishing "Joseph" the same that realizes fishing tasks oriented to the direct human consumption, around the island "the Lobos de Afuera" to 93 km of the coast, by means of purse seine fishing by a net being trapped and stored in the hold of the vessel, having a gross weight of 20 MT. To do this, all the necessary calculations were used in order to have an accurate observation regarding the technical and economic feasibility that would allow optimizing the production of the aforementioned vessel over its current production. The main characteristics of the fishing vessel are described, considering the constructive aspects of the winery that will be implemented with the refrigeration system, for this the most appropriate technical and economic feasibility was determined according to the diagnosis made; the thermodynamic parameters applied to the actual compression cycle were determined, which allowed determining the main equipment, accessories and control elements that should make up the refrigeration system. Finally, the economic study is carried out to evaluate the profitability of the project, considering the costs involved in implementing the refrigeration system and the savings obtained by such concept.

Keywords: refrigeration, vessel, fishing, thermodynamics, evaluation, viability.

I. INTRODUCCIÓN.

En Ecuador, el escenario es muy parecido, y en donde, de acuerdo a Caicedo Ortiz (2016), un 80% de las personas que viven en las provincias costeras del Ecuador viven, de forma indirecta o directa de esta actividad siendo uno de los grandes factores limitantes en esta actividad, la carencia de medios adecuados para una mejor y más constante productividad. Así, para el estudio de Caicedo Ortiz (2016), la carencia de unidades de refrigeración en las embarcaciones pesqueras, reduce la producción, aumenta el gasto y reduce las expectativas de desarrollo de las personas que viven de dicha actividad (Caicedo Ortiz, 2016)

Se trata, como precisa Alarcón del caso de España, de “la pesca y sus métodos de extracción, es un sector heterogéneo, implicando a varios pasise; sin embargo, su gran problema reside en el bajo nivel tecnológico que utilizan para alcanzar buenos niveles de captura” (Alarcón, 2002).

En los países costeros, al margen de la pesca de arrastre en altura realizada por las grandes empresas a través de barcos factorías, la pesca artesanal constituye la actividad económica más importante de medianos y pequeños pueblos en los litorales costeros, sea directa o indirectamente (Flores, 1997).

El principal abastecimiento de los mercados internos, lo constituyen la pesca artesanal, tanto para quienes desarrollan la pesca propiamente dicha, así como para aquellos que se dedican a labores de estiva, reparación y descarga de embarcaciones, reparación de redes, el comercio de los recursos, el mantenimiento de sus equipos y motores, entre otros; formando de esta manera, la base de un complejo entramado económico que constituye la fuente de ingreso de un respetable sector poblacional.

En el caso específico de la embarcaciones de pesca artesanal en el litoral peruano, debido a la intensa actividad pesquera, las capturas se dan cada vez más lejos de la costa lo que está condicionado por la cantidad y la durabilidad del hielo que es usado para mantener la pesca realizada en condiciones de conservación, lo que aumenta el peso de la embarcación, el mayor consumo de combustible y determina límites al periodo de faena,

reduciendo las expectativas de cubrir el llenado de la bodega a su máximo cuando la pesca se extiende más tiempo del que la durabilidad del hielo lo permite.

Se tiene que considerar en ese sentido, que tan pronto el pez muere una vez extraído de su medio natural, éste entra en su fase de descomposición, debido principalmente, como señala (Eroski Consumer, 2017), las alteraciones químicas y agentes bacterianos, lo cual producen reacciones enzimáticas; afectando la apariencia, textura; en consecuencia el sabor y olor del pescado”.

Esta situación genera un sobre costo en cuanto al precio del hielo utilizado y la imposibilidad de alcanzar de manera constante, los niveles óptimos de captura por embarcación lo que determina la inseguridad en cuanto a las expectativas de rentabilidad de esta actividad económica.

En el Distrito de San José (Antes Caleta San José), la realidad de la pesca como actividad económica es la misma que la descrita párrafos arriba. En ese sentido, son escasas las embarcaciones que cuentan con sistemas de refrigeración incorporados, siendo mayormente embarcaciones de mediano calado las que ostentan esta tecnología. De esta manera, las embarcaciones de pequeño calado están desprovistas de este recurso, teniendo que recurrirse a la compra de bloques de hielo cada vez que salen a faenar con las consiguientes limitantes, como el espacio, el peso y la durabilidad del hielo y sobre costos, en cuanto al gasto que se tiene que realizar del mismo y la incertidumbre en cuanto al volumen de pesca, pues, como ya señalé, ello está condicionado a la duración del hielo.

Ante esta realidad problemática, desde la perspectiva de la Ingeniería Mecánica, el presente proyecto, tiene como propuesta el implementar un sistema de refrigeración mecánico para enfriamiento, superando todos los inconvenientes antes expuestos, lo que se traducirá en bienestar tanto para los pescadores, así como para los consumidores, por que aumentaría la oferta en los mercados.

El proyecto propone el diseño de un sistema de refrigeración mecánica por compresión, con el que se enfriará el agua de mar a temperatura entre 0°C a -1°C para luego bañar la pesca a través de un sistema de bombeo constante tipo ducha. Con este proyecto se pretende demostrar que mejorara la calidad de la pesca hasta llegar a puerto, además se podrá permanecer más tiempo en alta mar para aumentar las capturas, y como resultado los ingresos económicos de los pescadores sean mayores.

En consecuencia, el aporte social de la presente investigación, se centrará en el mercado de los pescadores y para todos los consumidores de pescado, pues reducirá el precio de los recursos pesqueros, disminuirá los sobre costos para las jornadas de pesca y reducirá los daños cada vez más frecuentes en las embarcaciones, así como los mayores riesgos que representa desplazarse con un sobrepeso por el hielo acumulado en sus bodegas. Además, no se incurrirá en una dependencia de las empresas productoras de hielo que son las que determinan el precio y manejan la comercialización a su antojo. Al lograr que el costo del zarpe sea menor, de seguro se evitara la deserción de los pescadores y más bien estimulara a mantenerse en este tipo de trabajo.

Ante esta problemática, formulamos el problema ¿Se podrá diseñar un sistema de refrigeración por compresión para la embarcación de pesca artesanal “Joseph” distrito San José, Lambayeque?

La implementación de un sistema de refrigeración por compresión con una temperatura adecuada para la conservación de la captura en una embarcación de pesca artesanal, se justifica técnicamente debido a que existe mecanismos de tecnología de última generación en sistema de refrigeración, en el cuál, con un correcto dimensionamiento, y con los dispositivos que el proceso de refrigeración exige, se logra alcanzar los objetivos propuestos.

Esta investigación permitirá un ahorro económico por la compra de hielo además de minimizar las pérdidas en el producto debido a una mala

conservación, ya que al tener un producto mejor conservado este no pierde valor generando un beneficio económico.

Es importante esta investigación ya que permitirá una mejor conservación del pescado, pudiendo alargar su retorno y de esa manera conseguir su carga total, beneficiándose los trabajadores, además de que con un producto de mejor calidad que ofertan, se beneficia la población y evita cualquier problema originado por productos malogrados.

La reducción de consumo de combustible tiene como consecuencia directa la disminución de las emisiones de CO₂, por lo cual justifica realizar el proyecto, a la vez que incentiva el uso de energías alternativas para la captura pesquera.

El objetivo general para la presente investigación, será: Diseñar de un sistema de refrigeración por compresión para la embarcación de pesca artesanal “Joseph” distrito San José, Lambayeque. Teniendo como objetivos específicos: hacer un diagnóstico del sistema de refrigeración actual de la embarcación de pesca artesanal “Joseph”, determinar los parámetros necesarios para el cálculo termodinámico del ciclo de refrigeración, determinar el equipo electromecánico del sistema de refrigeración por compresión para la embarcación de pesca artesanal “Joseph” y por último se realizará una evaluación económica del diseño establecido mediante indicadores económicos TIR y VAN.

Por lo tanto presentamos la siguiente hipótesis, se podrá diseñar un sistema de refrigeración por compresión para la embarcación de pesca artesanal “Joseph” distrito San José, Lambayeque.

II. MARCO TEÓRICO

Diseño de sistema de refrigeración mecánica en pesquero artesanal“, en este proyecto cuya finalidad era, el diseño de un sistema de refrigeración mecánica, por compresión de vapor de una etapa en una embarcación artesanal; como parte de la investigación, se realizó un diagnóstico de la situación actual de la pesca artesanal en el sur de Chile y su necesidad urgente de poder refrigerar los recursos marinos. Luego se describieron los sistemas refrigerantes más comunes e importantes utilizados en embarcaciones menores a 50 TRG. Para culminar se realizaron los cálculos de las ganancias de calor que se pueden trasladar a bodega, con la ayuda del programa CoolPack, determinando parámetros termodinámicos, que se aplican al ciclo real de refrigeración por compresión, gracias a estos parámetros se pudieron encontrar los equipos principales y demás accesorios y elementos de control que conforman el sistema de refrigeración. ” (Herrera R., 2006, p.25).

Diseño y construcción del prototipo de una maquina productora de hielo tubular“, tuvieron como objetivo, construir el prototipo de una máquina que produce hielo tubular, para ser utilizada como banco de pruebas en el laboratorio de Aire Acondicionado y Refrigeración, de la Escuela de Ing. Mecánica de la Universidad Industrial de Santander. Se diseñó y construyó una máquina productora de hielo tubular para una capacidad de 1 Kg por ciclo. Cada trozo de hielo tiene un diámetro externo de 25 mm, un diámetro interno de 6,35 mm y una longitud de 20 mm. El sistema de refrigeración consiste en un compresor hermético para baja temperatura, un condensador enfriado por aire, dos válvulas de solenoide, una válvula de aguja, un filtro, un acumulador de líquido, un acumulador de succión y un evaporador inundado que consiste en un intercambiador de calor de coraza y tubos, donde circulan respectivamente el refrigerante R404A y el agua. El ciclo de operación de la máquina consiste en una etapa de producción donde el hielo se forma en la superficie interna de los tubos del evaporador, y una etapa de recolección donde el hielo se desprende por la circulación de vapor caliente y es cortado por una cuchilla rotatoria. Finalmente se elaboraron tres

prácticas de laboratorio para que los estudiantes de la asignatura Refrigeración y Aire Acondicionado puedan complementar sus conocimientos teóricos con las pruebas experimentales” (Caicedo y Sierra, 2014, p.34)

Diseño de un productor de hielo fluido de 14 kg/h, este proyecto tiene como finalidad, diseñar un sistema de producción de hielo para embarcaciones pequeñas, compuesto por varios subsistemas, este proceso comienza con el ingreso de agua a un tanque colector elevado, luego este desciende hasta el productor, a través de tuberías, posteriormente el agua es vertida por medio de orificios encima de la superficie interna de un recipiente refrigerado eternamente. Conforme va descendiendo se forma una capa de hielo, la cual es raspada en repetidas veces por medio de una cuchilla. Por último, el hielo raspado ingresa a la cámara para mantener en condiciones de refrigeración a la pesca almacenada en la bodega de la embarcación. (Zegarra R., 2012, p.38)

“Para proveer la potencia el sistema se utilizó un motor estacionario, por el mismo hecho de que las embarcaciones no cuentan con fluido eléctrico. Se eligió como refrigerante al propano R-290, por su fácil adquisición en el mercado nacional y por sus propiedades físicas, Entonces el motor accionará el compresor y a la cuchilla de raspado” (Zegarra R., 2012, p.40)

Diseño del sistema rsw de la embarcación pesquera atlántico iv, la solución para preservar la materia prima en las embarcaciones es tener refrigeración en sus bodegas, asegurando sus productos, tanto como en harina de pescado, conservas o simplemente congelado, asegurando condiciones para competir en los mercados. El sistema por enfriamiento de agua de mar, es aplicado en bodegas de buques pesqueros. Esta técnica consiste en pre-enfriar agua, en cantidades del 20 y 30% de la capacidad de las bodegas, esta temperatura del agua mar, desciende hasta 0 °C. Se efectúa entre la carga de agua, entre dos horas del zarpe, con disposición de agua, hasta la zona de pesca. Este sistema está diseñado, para cumplir las siguientes especificaciones, como son: temperatura final en la bodega, tiempo adecuado de enfriamiento, máxima temperatura durante los periodos de

detención de la planta, todo esto dependerá del aislamiento en las bodegas. (Rojas y Álvarez, 2012, p.26).

Sistemas de refrigeración, en 1987, Lorentzen realizó una proyección sobre la refrigeración en el mundo y discutía el aumento obligatorio de la importancia que debía darse a la refrigeración, ya que sería un factor esencial en resolver dos de los mayores problemas del futuro: el suministro de alimentos en cantidades suficientes y el desarrollo de fuentes alternativas de energía. La refrigeración puede ser definida como el proceso relacionado con la disminución de la temperatura de un determinado sistema a niveles inferiores al de su vecindad.

En la actualidad, la refrigeración se produce casi totalmente por medios artificiales, utilizando diferentes tipos de sistemas, entre los que destacan: refrigeración por compresión mecánica de vapor y absorción, refrigeración por aire, refrigeración termo-eléctrica y refrigeración térmica refrigeración termo-magnética.

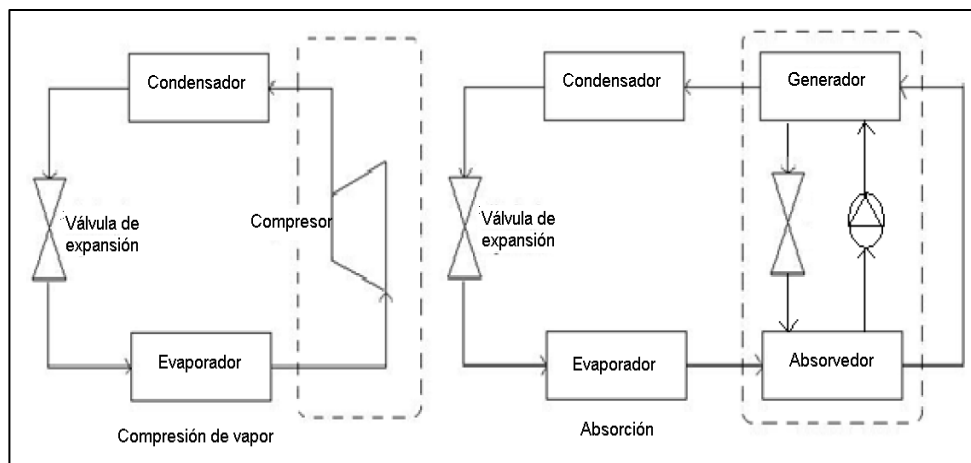


Figura 1. Sistema de refrigeración por compresión o absorción

Fuente: (Herrera R., 2006)

El aumento de focos de interés para el SRA, ha contribuido en el desarrollo de esta tecnología, con la realización de varios estudios para la optimización de estos sistemas. Los SRA tienen algunas características comunes al

sistema de compresión de vapor. El fluido refrigerante circula por un condensador, pasa por una válvula de expansión y luego por un evaporador. Sin embargo, algunas peculiaridades lo diferencian el uno del otro. La principal diferencia entre los ciclos de compresión y de absorción es la fuerza motriz que hace circular el refrigerante a través del sistema y que origina el diferencial de presión necesario entre los procesos de vaporización y de evaporación. En la siguiente figura, se describe el esquema comparativo de los sistemas de compresión y de absorción.

Los sistemas de refrigeración por vapor se basan en la expansión de un fluido durante el cambio de fase líquida al vapor. Un líquido comprimido a alta presión, punto 2 de la figura 1, al tener su presión reducida, durante su paso por una válvula de expansión, se expande de manera constante hasta alcanzar el punto 3 de la figura 1 como líquido de baja presión.

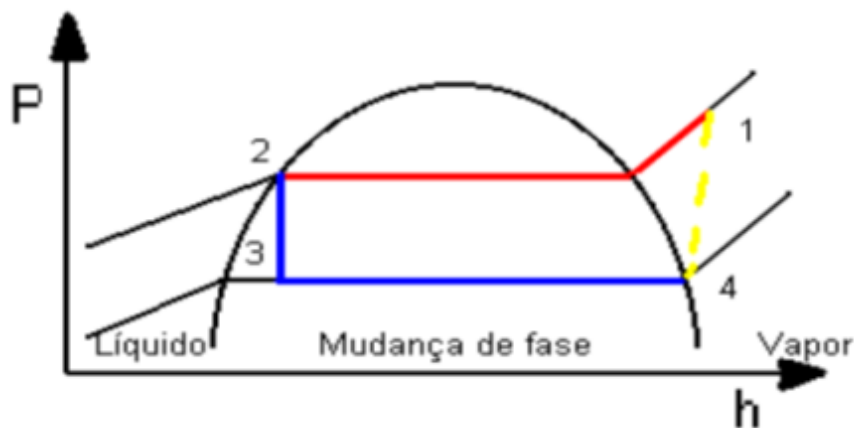


Figura 2. Diagrama P-H de un ciclo de refrigeración

Fuente: (Johnston, 1994)

A partir de ese punto el fluido se vaporiza, en un intercambiador de calor denominado evaporador, alcanzando el punto 4 de la figura 1.1 como vapor a baja presión. En la evaporación ocurre un aumento de la entalpía del fluido a expensas de la adición de energía retirada en la forma de calor del medio a enfriar. Algunos camiones frigoríficos usaban tanques de amoníaco en la forma líquida la cual se expandía refrigerando la carga. Este amoníaco era

absorbido por afinidad química en tanques con agua, siendo recuperada posteriormente en el garaje.

A pesar de ser poco empleado comercialmente para refrigeración, por ser de naturaleza intermitente, la expansión del vapor es la base de los demás ciclos de refrigeración. Para que exista un ciclo, es decir, el reaprovechamiento del fluido refrigerante con el retorno del mismo al estado correspondiente al punto 2 de la figura 1, es necesaria la elevación de presión del vapor del fluido y su licuefacción. La licuefacción, correspondiente al tramo 1-2 de la figura 1, es hecha por condensación y consecuente rechazo de calor al medio en un intercambiador de calor denominado condensador. La diferencia entre los sistemas de refrigeración por absorción y compresión, está en la forma de elevar la presión, conforme el tramo 4-1 de la figura 1.

Refrigeración por compresión, En este tipo de sistema la elevación de la presión del vapor del refrigerante es proporcionada por compresión mecánica, generalmente por compresores centrífugos o pistón. Como la masa específica del gas es baja, la cantidad de trabajo para 4 comprimidos es significativamente mayor que la necesaria para comprimir un líquido. La siguiente figura ilustra los elementos de un sistema de refrigeración por compresión.

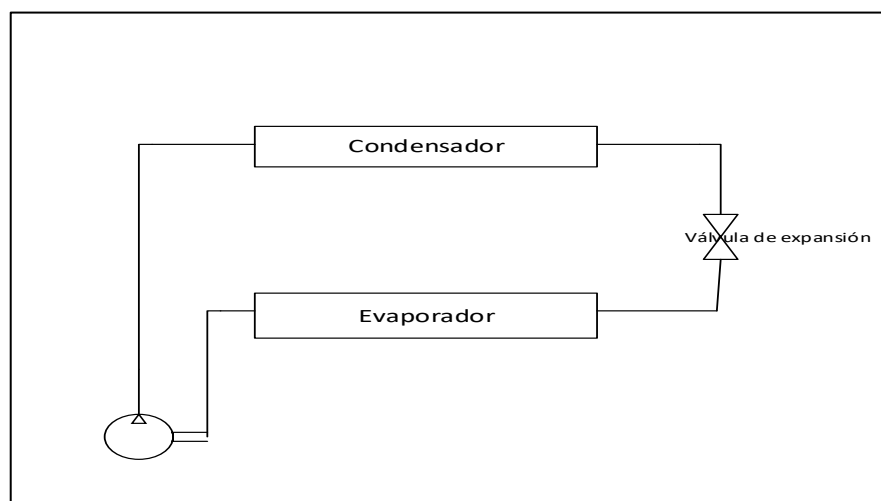


Figura 3. Sistema de refrigeración por compresión.

Fuente: elaboración propia

Sistema de refrigeración por absorción, en estos sistemas la elevación de la presión del vapor proveniente del evaporador y destinada al condensador se realiza con el auxilio del fenómeno de la absorción, debido al cual el fluido refrigerante absorbido por un absorbente transformado en una mezcla en la fase líquida.

Esto se debe a que algunos fluidos refrigerantes tienen gran afinidad química con absorbentes, con los que se mezclan formando una solución en la fase líquida. Hay varios pares de refrigerante y absorbente, algunos de los cuales se relacionan entre sí, siendo los más utilizados el amoníaco y el agua, el agua y el bromuro de litio. En este estudio el fluido refrigerante será el amoníaco y el absorbente del agua.

Después de la absorción del fluido refrigerante la solución formada puede tener su alta presión, con bajo consumo de energía debido al alto volumen específico de los líquidos. Posteriormente, en el caso de la solución de agua y amoníaco, el vapor es separado, por destilación, y la solución restante, pobre en fluido refrigerante, es restituida al absorbedor.

Con alta incursión en la industria del siglo pasado, las máquinas de refrigeración por absorción se construyeron en diversas configuraciones. Sin mencionar detalles constructivos, como intercambiadores de calor auxiliares, mecanismos de automatización, uso de doble etapa y otros, los principales sistemas fueron: Sistemas Intermitentes, Sistema Electrolux, Sistemas industriales.

El primer sistema de refrigeración intermitente fue construido en 1810 por Sir John Leslie usando el par agua, -ácido sulfúrico. El equipo estaba constituido por dos depósitos interconectados y evacuados, siendo que el agua contenida en uno de los depósitos absorbía el ácido sulfúrico contenido en el otro. En el año 1824, un año después de que Carré patentar su primera máquina de refrigeración por absorción, Faraday hizo experimentos para licuar algunos gases, entre ellos el amoníaco, que hasta ese momento se creía que sólo existían en la fase gaseosa. Él expuso cloruro de plata al gas amoníaco y colocó esa mezcla en un destilador (figura 1.3). El destilador de

Faraday estaba constituido de dos esferas de vidrio interconectadas por un tubo formando un sistema aislado de la atmósfera. El gas de amoníaco se desprendió de la solución contenida en la primera esfera, se condensó, depositándose en la segunda esfera en la fase líquida. Al interrumpir el calentamiento el amoníaco líquido se evaporó, siendo reabsorbido por el cloruro de plata. La energía necesaria para la evaporación del amoníaco fue retirada del recipiente en el cual estaba el amoníaco puro en la fase líquida el cual se enfrió, para la sorpresa de Faraday. Fenómeno similar ocurre con soluciones de agua y amoníaco. (Whitman y Johnson, 2005, p.45).

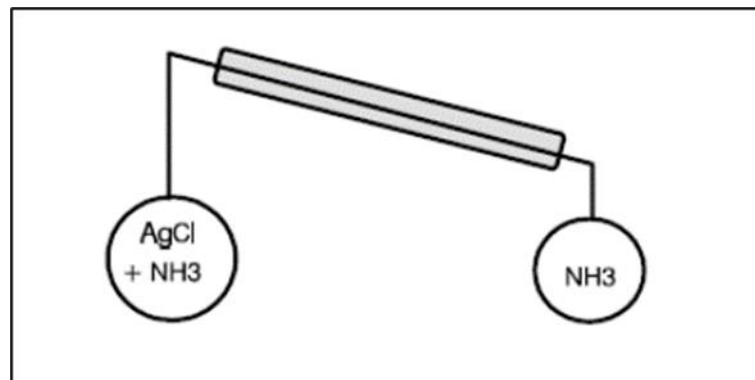


Figura 4. Experimento de Faraday.

Fuente: (Herrera R., 2006)

Se han construido varios sistemas de refrigeración para aplicaciones domésticas basado en la experiencia de Faraday, tales como: "Icy-ball" (Crosley Corp.), "Superflex" (Perfection Stove), "Trukold" (Montgomery Ward) todos fabricados en los E.U.A. por de 1930, según (Johnston, 1994). Estos refrigeradores eran similares al experimento de Faraday y necesitaban tener su sistema de refrigeración calentado por aproximadamente una hora al día, período durante el cual el conjunto se retira del gabinete del gabinete del refrigerador.

Sistemas Industriales por absorción, estos sistemas tienen condensador, válvula de expansión y evaporador como en los sistemas por compresión, pero la elevación de la presión se hace por medio de una bomba que comprime una solución de fluido refrigerante y absorbente en la fase líquida, consumiendo, relativamente a los sistemas por compresión, poca energía mecánica.

Como muestra la figura, el vapor de refrigerante a baja presión desde el evaporador se expone a la solución con baja concentración de refrigerante, o solución pobre, por la cual es absorbido creando la solución con alta concentración de refrigerante denominada solución rica. La solución rica tiene su alta presión por bombeo consumiendo aproximadamente el 2% de la energía mecánica necesaria para accionamiento de un sistema por compresión equivalente. La solución rica se destila de forma de separar el vapor de fluido refrigerante de la solución que se vuelve pobre y se mantiene a alta presión. La solución pobre retorna al absorbedor por medio de una válvula reductora de presión y el vapor de refrigerante pasa por un intercambiador de calor, denominado rectificador, en el que se retira el absorbente eventualmente contenido en el vapor de refrigerante. Posteriormente el vapor de refrigerante a alta presión, exento de absorbente, es encaminado al condensador, como en un sistema por compresión.

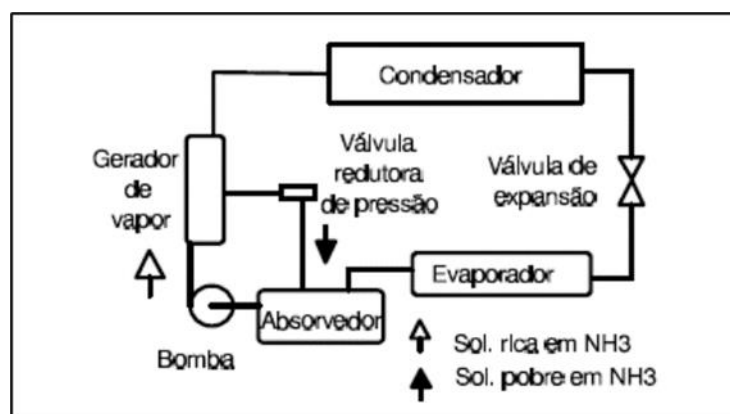


Figura 5. Sistema de Refrigeración por absorción.

Fuente: (Herrera R., 2006)

La embarcación pesquera en la que se proyecta la implementación del sistema de refrigeración propuesto en esta investigación, corresponde a un pesquero artesanal de madera el cual tiene una antigüedad de 8 años.

Está construido para desarrollar actividades de pesca de arrastre, aunque puede cumplir labores de pesca con otras modalidades, fue el diseño tiene un enfoque multifuncional de acuerdo a las necesidades y el uso específico que se le dé.

La embarcación pesquera “Joseph” posee una autonomía de 500 millas náuticas para desarrollar se faena, con una velocidad promedio de 8 a 9 nudos en condiciones normales de clima.

La captura se enfoca en especies para consumo humano directo, siendo entre las principales: la caballa, el bonito y el suco, teniendo para ello una bodega con una capacidad de almacenamiento de 10 m³ con un máximo de 14 toneladas, siendo el hielo el método de conservación tradicional utilizado hasta la fecha.

Tabla 1. *Características técnicas de la embarcación pesquera Joseph.*

CARACTERÍSTICAS DE LA EMBARCACIÓN	
Eslora	11.06 m
Eslora entre P.P	14.51 m
Manga	4.86 m
Puntal	2 m
Capacidad de bodega	14 m ³
Motor de propulsión	75 HP
Velocidad de servicio	9 nudos
Generador	2.5 kW
Capacidad de combustible	2 m ³
Capacidad de agua dulce	0.6 m ³
Arqueo	20 TRG

Fuente: Elaboración propia.

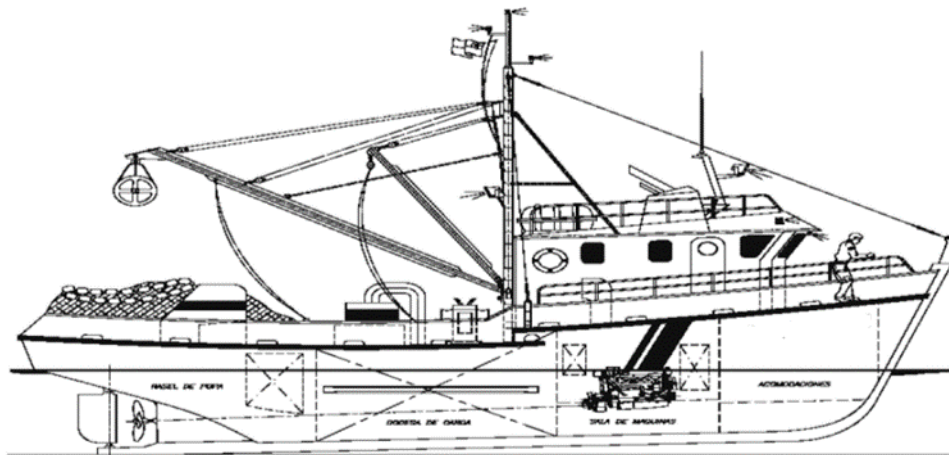


Figura 6. Aspecto longitudinal embarcación pesquera "Joseph"

Fuente: Elaboración propia

III. METODOLOGÍA

3.1 Tipo y diseño de investigación

3.1.1. Tipo de investigación

Esta investigación es aplicada a nivel descriptivo, ya que busca la aplicación o utilización de los conocimientos adquiridos, después de implementar y sistematizar la práctica basada en investigación.

3.1.2. Diseño de Investigación.

No experimental

La presente investigación se considera no experimental debido a que se va a realizar mediciones sin manipular deliberadamente variables o asignar aleatoriamente a los sujetos o a las condiciones. Desde esa perspectiva, es una investigación sistemática y empírica en la que las variables dependientes no se manipularán. En ella se observaron los fenómenos tal y como se dan en su contexto natural para su posterior análisis.

3.2. Variables, operacionalización.

3.2.1. Variable Independiente

Diseño de un Sistema de refrigeración por compresión

3.2.2. Variable Dependiente.

Conservación del Pescado.

2.1.3. Operacionalización de variables.

VARIABLES	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN	INSTRUMENTOS
<p>VARIABLE INDEPENDIENTE:</p> <p>Independiente: Diseño de un sistema de refrigeración por compresión</p>	<p>El diseño de máquinas es el proceso mediante el cual se define las dimensiones, materiales, tecnología y funcionamiento de una máquina de refrigeración</p>	<p>Es el equipo de refrigeración con compresión consiste en forzar mecánicamente un refrigerante en un circuito cerrado dividido en dos zonas de alta y baja presión.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Potencia - Dimensiones - Material - Capacidad de Trabajo 	<p>kW</p> <p>mm</p>	<p>Guía de observación</p> <p>Revisión documentaria</p>
<p>VARIABLE DEPENDIENTE:</p> <p>Conservación del pescado</p>	<p>Es la capacidad de un sistema de mantener la temperatura adecuada para evitar la proliferación bacteriana</p>	<p>La conservación del pescado se hace a través mantener una temperatura, que se logra con el uso del sistema de refrigeración en la embarcación.</p>	<p>Temperatura de conservación</p>	<p>T°</p>	<p>Guía de observación</p> <p>Revisión documentaria</p>

3.3. Población, muestra y muestreo.

2.3.1 Población y muestra

A población es muy pequeña como para determinar una muestra, debido al corto tiempo y recursos se estableció una muestra no probabilística igual que la población:

- Registros de Pesca Embarcación de pesca “Jhosep”
- Datos técnicos de la Embarcación de pesca “Jhosep”

3.4. Técnicas e Instrumentos de Recolección de datos, validez y confiabilidad

3.4.1. Técnicas de recolección de datos

Se utilizarán las siguientes técnicas realizadas en campo:

Observación

Se usó para medir los diversos parámetros necesarios para el diseño del sistema de refrigeración de la bodega de la embarcación, como la carga térmica, para calcular la carga máxima de energía necesaria.

Análisis Documentario

Esta técnica se usó para la búsqueda de diversos parámetros de entrada para el diseño del sistema de refrigeración para la bodega de la embarcación, como la búsqueda de los diversos elementos estandarizados, normas vigentes, etc.

3.4.2. Instrumento de recolección de datos

Ficha de carga térmica

Por medio de este instrumento se llevó un registro de la carga térmica en la bodega de la embarcación, para poder ubicar la carga máxima necesaria para mantener la temperatura adecuada para la conservación del pescado en la bodega de la embarcación.

Ficha de revisión documentaría

Esta ficha de revisión documentaria, se llevó un registro de los documentos consultados para el diseño del sistema de refrigeración, como manuales de elementos estandarizados, información técnica, normatividad vigente, etc.

3.5. Procedimiento

- Inicio de investigación.
- Observación del proceso e identificación de las tecnologías actuales con las que cuenta la embarcación de pesca artesanal “Joseph”.
- Presentar la información de los datos de operación.
- Aplicar de las técnicas e instrumentos de recolección de datos.
- Recopilación de los datos de operación.
- Realización del diseño de sistema de refrigeración por compresión para la embarcación de pesca artesanal “Joseph”.
- Elección de los equipos para el sistema de refrigeración por compresión.
- Análisis económico del diseño implementado a la embarcación.
- Finalización de la investigación.

2.6. Métodos de Análisis de datos

El análisis del consumo energético del sistema de refrigeración de la bodega de la embarcación se realizó con el uso de a estadística descriptiva, debiendo aplicar las variables de estudio, realizando la tabulación de datos y evaluando los factores comunes.

2.7 Aspectos éticos

Como investigador se respetó la propiedad intelectual, la confiabilidad de los datos suministrados por la empresa y la veracidad de los resultados y en la investigación que presento, el diseño de la máquina planteada no tiene un efecto negativo en la sociedad si no por el contrario un beneficio para esta.

IV. RESULTADOS

4.1. Hacer un diagnóstico del sistema de refrigeración actual

La nave que se hace referencia en esta investigación se dedica a la pesca para el consumo humano directo es decir los productos que saca del mar son caballa, bonito y lisa. Las labores las realiza alrededor de la isla “los Lobos de Afuera” a 93 km de la costa, por medio de la pesca de cerco que consiste en rodear al cardumen detectado por la embarcación por una red siendo atrapados y almacenados en la bodega de la embarcación.

Según el registro que se adjunta los datos principales de la embarcación se resumen en la siguiente tabla:

Tabla 2. Datos de la Embarcación.

EMBARCACIÓN JOSEPH		
USO	Pesca para consumo humano directo	
MEDIDAS	Eslora	11.6 m
	Manga	4.86 m
	Puntal	2 m
MOTOR	Potencia	75 HP
	Cilindros	6
	Marca	Volvo Penta Tamd
ALTERNADOR	Voltaje	24 V
ESCOTILLA	Medidas	1.5 m
		1.53 m
ARQUEO	Bruto	20.1
	Neto	5.81

Fuente: Memoria descriptiva del proyecto de fabricación.

La bodega con la que cuenta la embarcación esta acondicionada para mantener el producto refrigerado, por medio del almacenamiento de hielo que se compra cada vez que la embarcación llega a puerto, según los datos que se proporcionaron de las pescas y reportes de ellas.

Tabla 3. Datos de la pesca registrada en sus últimas salidas de puerto.

DATO	CARGA	DÍAS
1	10.34	3
2	9.86	3
3	1024	4
4	9.74	4
5	10.15	5
6	10.36	6
7	8.36	7
8	8.3	8
9	7.5	8
10	10.24	5
11	9.76	6
12	10.3	3

Fuente: Ficha de Análisis de Documentos.

Considerando que la embarcación debido a su desplazamiento puede soportar hasta 20 toneladas de carga, y su bodega 10 toneladas de almacenamiento para el pescado, esta debió regresar al puerto 3 veces sin la bodega llena debido a que el hielo se descongeló y fue el determinante de su retorno. Sin mencionar que al tener que llevar la carga se limita.

Tabla 4. Carga de la embarcación

CARGA DE LA EMBARCACIÓN	
CARGA DE LA EMBARCACIÓN	20 tn
CARGA DE HIELO	3 tn
CARGA DE PESCADO	10 tn

Fuente: Elaboración propia.

Con lo que se puede concluir que al no existir un sistema de refrigeración más que el hecho por transferencia directa del hielo al producto, este se puede diagnosticar como deficiente.

4.2. Determinar los parámetros necesarios para el cálculo termodinámico del ciclo de refrigeración.

Para calcular la carga térmica total se debe establecer la carga de los diferentes casos que interfieren aportando calor hacia la bodega que se transformara en cámara frigorífica.

4.2.1. Cálculo de la carga térmica perdida en superficies

El cálculo se determina debido a la transferencia e calor por convección por las superficies se la bodega en el Anexo 01 se muestra las características de la bodega como una pieza fuera de la embarcación se tiene las siguientes áreas:

Tabla 5. Área total en metros cuadrados de la superficie interna de la bodega.

ÁREA TOTAL EN m ² DE LA BODEGA DE LA EMBARCACIÓN				
Sección A-A	Pared	6.7	2	13.4
	Escotilla	0.85	2	1.7
Sección B-B	Pared 1	1.9	2	3.4
	Pared 2	1.7	2	3.4
	Escotilla	0.54	2	1.08
Sección C-C		5.5	1	5.5
Sección D-D		7.5	1	7.5
Total				36.38

Fuente: Elaboración propia.

Teniendo el área se calcula la carga térmica perdida por la pared de acuerdo a:

$$Q_p = K_1 A$$

Dónde:

Qp: Tasa de calor perdido por las paredes

K_1 : Coeficiente de pérdidas de calor

A : Área de contacto

El coeficiente de pérdidas de calor debe calcularse de acuerdo a las resistencias térmicas que se presentan el cálculo detallado se presenta en el Anexo 02Tenemos:

Tabla 6. *Tasa de cambio de calor establecido para las superficies del piso, pared, techo y escotilla de la bodega.*

TASA DE CAMBIO DE CALOR		
Q_p	3.9	kcal/h
K_1	0.11	kcal/h m ²
A	36.38	m ²

Fuente: Elaboración Propia.

4.2.2. Calculo de la carga térmica por cambio de aire

La carga térmica generada por los cambios de aire es la que se genera relación por la apertura de escotillas e infiltraciones de aire en dichos procedimientos durante la faena de pesca. Como consecuencia de ello, se genera que el aire frio se renueve por aire de mayor temperatura ocasionando perdida de calor, por lo que ésta se calcula mediante.

$$Q_r = V_{int} \Delta h \times n \times 0.24$$

Dónde:

Q_r : Tasa de calor perdido renovación de aire

V_{int} : Volumen interior de la bodega

Δh : Calor del aire kJ/m³

n : Renovaciones de aire

El volumen interior de la bodega estará proporcionado por el volumen de la bodega propiamente dicha menos el volumen total que proporciona la pared aislante dentro de la propia bodega.

$$V_{\text{bodega}} = 13.350 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{pared}} = 2.118 \text{ m}^3$$

$$V_{\text{Interior}} = 13.350 \text{ m}^3 - 2.118 \text{ m}^3 = 11.232 \text{ m}^3$$

Condiciones externas

Temperatura máxima externa: 30°C

Humedad relativa promedio: 85%

Condiciones dentro de la bodega

Temperatura: 0°C

Humedad relativa: 95%

Ingresamos el valor psicrométrico del aire

$$\Delta h = 74 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{\text{aireseco}}} \right]$$

Utilizando el valor específico del aire de $0.78 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{kg}_{\text{aireseco}}} \right]$

$$n = 26$$

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación, se tiene:

$$Q_r = V_{\text{int}} \Delta h \times n \times 0.24$$

$$Q_r = 11.232 \text{ m}^3 \times 74 \times 26 \times \frac{1}{0.78} \times 0.24$$

$$Q_r = 6648.16 \left(\frac{\text{kcal}}{\text{día}} \right)$$

El volumen interior de la bodega se determina considerando que el área de la sección del piso de esta es la proporcionada por el área medida en la Sección D-D, que se puede apreciar en el anexo 01, y la altura de la bodega, por lo que se tiene:

Tabla 7. *Volumen de la bodega.*

VOLUMEN DE LA BODEGA	
Sección D-D	7.5 m ²
Altura	1.78 m ²
Volumen	13.35 m ²

Fuente: Elaboración Propia.

En el anexo 04 se determina la variación de entalpia, las renovaciones de aire se toman de la siguiente tabla, esta será del valor más cercano superior y el máximo así aseguramos la pérdida más alta:

Tabla 8. *Tabla de renovación de aire de acuerdo al volumen de la cámara.*

Volumen de la cámara	Renovación de aire diario	
m³	n/d	
2.5	52	70
3	47	63
4	40	53
5	35	47
7.5	28	38
10	24	32
15	19	26
20	16.5	22
25	14.5	19.5
30	13	17.5
40	11.5	15
50	10	13
60	9	12
80	7.7	10
100	6.6	9
150	5.4	7
200	4.6	6
250	4.1	5.3
300	3.7	4.8
400	3.1	4.1
500	2.8	3.6
1000	1.9	2.4

1500	1.5	1.95
2000	1.3	1.65
2500	1.1	1.45
3000	1.05	1.3

Fuente: Enciclopedia de la Climatización

Según esta se tendrá para un volumen de 13.35 m³ el valor próximo superior de 15 m³ para este el máximo de renovaciones de aire que se hará, será de 26 por lo tanto el calor perdido por renovación de aire o apertura de escotillas será:

Tabla 9. *Calor perdido por renovación de aire.*

Qr	6648.16 kcal/día
Vint	13.35 m ³
Δh	74 kJ/m ³
n	26

Fuente: Elaboración Propia.

4.2.3. Cálculo de la carga térmica personal que ingresa

Este será el calor que se genera por el personal de la tripulación que se encarga de la manipulación de las cajas con pescado o sin él dentro de la bodega:

$$Q_{per} = 0.86 q np t$$

Dónde:

Qper: Calor perdido por personal

q: Calor por personas

np: Número de personas

t: Tiempo de permanencia

Considerando que solo dos personas son las que entran al mismo tiempo para ordenar las “cubetas” que son los recipientes donde se pone el hielo y el pescado, estas solo trabajan dentro de la cámara

durante la pesca que no es mas de 8h a 12h al día cuando tienen el cardumen localizado, considerando el tiempo más largo, el calor por personas se toma de la siguiente tabla:

Tabla 10. *Carga térmica por persona.*

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

Fuente: Enciclopedia de la Climatización

Tabla 11. *Calor aportado por personal trabajando dentro de la bodega.*

Q_{per}	5572.8 kcal
Q_{per}	270 w/persona
n_p	2 personas
t	12 h/día

Fuente: Elaboración Propia.

4.2.4 Cálculo de la carga térmica por producto

Este tipo de carga térmica se considera en dos partes primero la carga térmica que produce el pescado que sale del mar a la bodega y segundo las cajas en las que deben ingresar. Por lo tanto, la carga térmica total será la suma de las dos, ambas calculadas bajo la misma condición:

$$Q_{pro} = \frac{1}{t} m C_e \Delta t 24$$

La carga térmica total será:

$$Q_{pro} = Q_{cajas} + Q_{pescado}$$

Manteniendo los sufijos “cj” para cajas y “psc” para pescado tendremos de la suma del calor aportado de ambos productos

$$Q_{pro} = \frac{24}{t} (m_{cj} C_{e-cj} \Delta t_{cj} + m_{psc} C_{e-psc} \Delta t_{psc})$$

Dónde:

Q_{pro} : Calor cedido por el producto

m_{cj} : Masa de la caja

C_{e-cj} : Calor específico de la caja

Δt_{cj} : Variación de temperatura de la caja

m_{psc} : Masa del pescado

C_{e-psc} : Calor específico del pescado

Δt_{psc} : Variación de temperatura del pescado

t: Tiempo de refrigeración

Los calores específicos para el pescado y la caja serán:

Tabla 12. Calores específicos para caja de plástico (Cubeta) y pescado graso.

Ce-cj	0.823 kcal/kg
Ce-psc	0.76 kcal/kg

Fuente: Herrera (2006, p. 50)

De acuerdo a la producción de pescado que se tiene en los datos se determinó que al día se tiene una pesca:

Tabla 13. Pesca al día según los datos obtenidos.

Promedio	2.15 tn
Mínimo	0.94 tn
Máximo	3.45 tn

Fuente: Elaboración Propia

Se trabajará con el promedio, además que las cubetas solo contienen un promedio de 30 a 35 kg de pescado, por lo tanto, la masa de la caja se determinara:

$$m_{cj} = n_{cj} m_{cj-1}$$

Dónde:

m_{cj} : Masa de las cajas.

n_{cj} : Numero de cajas.

m_{cj-1} : Masa unitaria por caja.

Tabla 14. Masa de las cajas.

m cj	310 kg
n cj	62 kg
m cj1	5 kg/caja

Fuente: Elaboración Propia

El número de cajas se determinó como la división de la producción diaria entre la capacidad de cada caja, al ser esta división inexacta se tomó el valor próximo superior debido a que las cajas no se pueden dividir. Las diferencias de temperatura serán para el pescado de 16C a 0°C y para las cajas de 30°C a 0°C. lo que nos dejaría establecer el tiempo de trabajo referenciándonos a la tesis se Herrera se tomará 11h, lo que nos dará:

Tabla 15. Calor aportado por el producto considerando el calor del pescado y de la caja.

Q_{pro}	60298.47 kcal
m_{cj}	62.34 kg
Ce-cj	0.832 kcal/kg h
Δtcj	30 °C
m_{psc}	2147 kg
Ce-psc	0.76 kcal/kg h
Δtpsc	16 °C
t	11 h

Fuente: Elaboración Propia

4.2.5. Cálculo de la carga térmica por iluminación

La bodega cuenta con 4 lámparas por de 200 W cada una por lo tanto solo determinara la potencia aportada por los equipos:

$$Q_{ilu} = P_{ilu} n_{ilu} t$$

Dónde:

Q_{ilu}: Calor aportado por la iluminación

P_{ilu}: Potencia de equipo de iluminación

t: Tiempo utilizado

n_{ilu}: Cantidad de equipos

Tenemos:

Tabla 16. Calor cedido por la iluminación.

Q_{ilu}	8256 kcal
P_{ilu}	200 w
t	12 h
n_{ilu}	4

Fuente: Elaboración Propia

3.2.6 Cálculo de la carga térmica por motor del ventilador

El calor cedido por los motores (Q_{mot}) del ventilador cuando no se están proyectados se toma como el 15% del calor total cedido. El calor total será la sumatoria de todas las cargas térmicas calculadas:

Tabla 17. Carga térmica de la bodega.

Qp	93.62 kcal
Qr	8490.6 kcal
Qper	5572.8 kcal
Qpro	60298.47 kcal
Q ilu	8256 kcal
Q mot (15%)	12406.724 kcal
Q total	95118.22 kcal

Fuente: Elaboración Propia

4.3. Cálculo del coeficiente de performance

Para establecer el coeficiente de performance, el cual está dado por la siguiente fórmula:

$$COP = \frac{ER}{P_c}$$

Dónde:

ER = Efecto Refrigerante (1)

P_c = Potencia del Compresor (2)

Por tanto, es importante primeramente establecer los valores de (1) y (2)

En ese aspecto, el ER está dado por la fórmula:

$$ER = m_r * (h_1 - h_4)$$

Donde m_r = Flujo másico del refrigerante dado en kJ/seg

h_1 = Es la entalpía del refrigerante a la salida del evaporador

h_4 = Es la entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador

Se tiene el siguiente esquema:

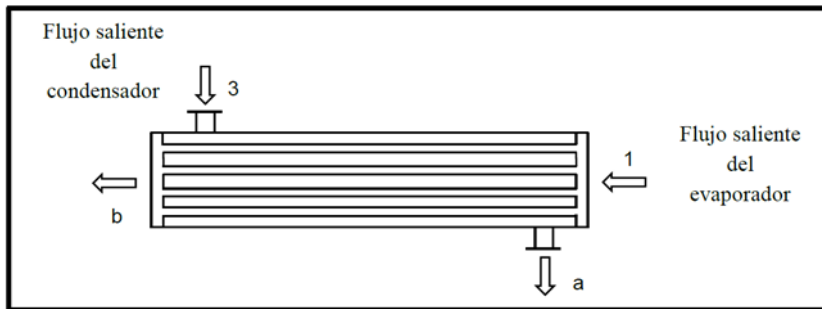


Figura 7. Entalpías del Refrigerante

Fuente: Amaranto & Ardila (2014)

Para hallar h_1 , a la presión de alta y la temperatura a la salida del condensador (entrada del evaporador).

$$P = 12.96 \text{ bar} / T = 28 \text{ }^\circ\text{C} / h_1 = 367.86 \text{ kJ/kg}$$

Se procede a hallar h_4 , que se encuentra a la salida del evaporador:

$$m_r * (h_3 - h_2) = m_r * (h_4 - h_1)$$

$$m_r * (348.94 - 325.12) = m_r * (h_4 - 1256.49)$$

$$1256.49 + 27.1 = h_4$$

$$1283.59 = h_4$$

$$(1283.59 - 367.86)$$

$$915.73$$

Haciendo el estudio comparativo con las tablas, se tiene que para esta entalpía el valor de la temperatura es de -5° .

Calculamos ahora el efecto refrigerante:

Primero hallamos el valor de 915.73

$$915.73 = m_r * (1256.49 - 367.86)$$

$$915.73 = m_r * (888.14)$$

$$m_r = 888.14 / 915.73$$

$$m_r = 0.97 \text{ Kg/s}$$

Luego:

$$ER = 0.97 (1283.59 - 367.86)$$

$$ER = 1280.03$$

Calculamos ahora la Potencia del Compresor (P_c) mediante la ecuación:

$$P_c = m_r * (h_2 - h_1)$$

Reemplazando:

$$P_c = 0.97 \text{Kg/s} * (888.14)$$

$$P_c = 860.52$$

Haciendo el estimativo del Coeficiente de performance, se tiene:

$$COP = \frac{ER}{P_c}$$

Reemplazando:

$$COP = \frac{1280.03}{860.52} = 1.49$$

4.4. Determinar el equipo electromecánico del sistema de refrigeración por compresión.

4.4.1. Selección del refrigerante

Actualmente los refrigerantes han evolucionado y adaptados a las tendencias de protección tanto al ambiente como al personal que trabaja en ello, el refrigerante utilizado para este tipo de diseños por su economía y seguridad al personal y ambiente es el refrigerante R-22 que según el protocolo de Montreal al cual el Perú forma parte este puede ser utilizado hasta el 01/1/2020.

En este apartado se establecerá las temperaturas sobre las que trabajara dicho refrigerante que son las de evaporación y condensación. La temperatura de evaporación según lo establecido en la investigación de Herrera:

$$T_E = T_P - D_T$$

Dónde:

TE : Temperatura de evaporación

TP : Temperatura del producto

DT : Diferencia de temperatura

Al terminar el cálculo se estableció que la temperatura de evaporación será la que se establezca dentro de la cámara de acuerdo a DT que existe en el mercado para los evaporadores, según los proveedores de evaporadores se estableciese en la maquina a un DT de 5.5 para no alejarnos de la realidad para su selección se usará también el mismo valor. Lo que establece a la temperatura de evaporación como:

Tabla 18. *Temperatura de evaporación.*

TE	- 5.5 °C
TP	0 °C
DT	5.5 °C

Fuente: Elaboración Propia

Retornando a la investigación de Herrera tomamos su criterio que la temperatura de condensación debe estar entre 12°C-16°C más que la temperatura ambiente si es aire el fluido condensante, siendo esto cierto tomaremos el valor promedio siendo 14°C, por lo que al ser la temperatura máxima 30°C la temperatura con la que deberá condensar el refrigerante será de 44°C.

4.1.2. Selección de los equipos

Selección del evaporador

Debido a que la carga térmica total es la que el evaporador debe retirar de la bodega su selección radicara en la potencia que este debe tener, se determina la potencia frigorífica:

$$P_f = \frac{Q_T}{t}$$

Dónde:

Pf: Potencia frigorífica

QT: Carga térmica total

t: Tiempo de refrigeración

Fs: Factor de seguridad

Donde:

Tabla 19. *Potencia frigorífica.*

Pf	10.9 Kw
QT	93792.9572 kcal
t	11 h
Fs	10%

Fuente: Elaboración Propia

El factor de potencia se consideró de 10% (Dirección General de Formación Profesional, 2007, pág. 28) .

Se corrige la potencia frigorífica para determinar una potencia de catálogo considerando el salto térmico y el tipo de refrigerante a usar. El salto térmico de nuestro sistema es:

$$D_T = T_c - T_e$$

Dónde:

DT: Diferencia de temperatura

Te: Temperatura de evaporación

Tc: Temperatura de la cámara

Teniendo un salto térmico de:

Tabla 20. Salto térmico del diseño.

DT	5.5 °C
Te	- 5.5 °C
Tc	0 °C

Fuente: Elaboración Propia

El factor de corrección por salto térmico y la temperatura de condensación se determinan:

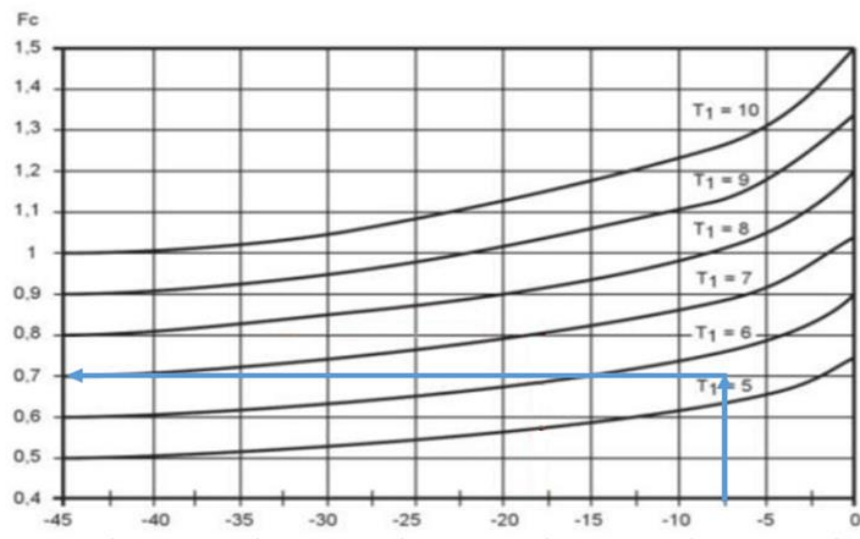


Figura 8. Factor de corrección por salto térmico.

Fuente: (Dirección General de Formación Profesional, 2007, pág. 22)

Además de este se selecciona el factor de corrección por tipo de refrigerante ya los catálogos consideran su maquinaria en

disposición del refrigerante R404, en consistencia con la diferencia de los otros refrigerantes se tiene:

Tabla 21. *Factor de corrección por refrigerante.*

Refrigerante	Factor
404A	1
R-134a	0.9
R-22	0.95

Fuente: Dirección General de Formación Profesional, 2007 pag.24

Considerando ambos factores de corrección se determina la potencia según el catálogo:

$$P_{cat} = \frac{P_f}{F_c F_r}$$

Dónde:

Pcat : Potencia de catalogo

Pf: Potencia frigorífica

Fc: Factor de corrección

Fr: Factor refrigerante

Se tiene:

Tabla 22. *Potencia para seleccionar equipo evaporador de catálogo.*

Pcat	16.39
	14094.85
Pf	10.9
Fc	0.7
Fr	0.95

Fuente: Elaboración Propia

Se selecciona un proveedor sin ninguna restricción en espacial más que la de estar disponible con los equipos que ofrece, con la potencia determinada se revisa los equipos que dispone el proveedor.

Tabla 23. Evaporadores marca Ripsa Modelo BMA.

Modelo	Kcal/hr	BTUH	m ³ / min	CFM	Ventilador	
	(5.55 °C DT)	(10 °F DT)			Diámetro pulg.	No.
BMA 130	3275	13000	65.1	2300	18	1
BMA 155	3904	15500	62.3	2200	18	1
BMA 245	6171	24500	130.2	4600	18	2
BMA 300	7557	30000	124.5	4400	18	2
BMA 365	9194	36500	195.3	6900	18	3
BMA 450	11335	45000	186.8	6600	18	3
BMA 510	12846	51000	260.4	9200	18	4
BMA 600	15113	60000	249.0	8800	18	4
BMA 710	17884	71000	297.2	10500	18	5

Fuente: Catalogo Ripsa, p. 9

El evaporador BMA 600 tiene una potencia de 15113 kcal/hr, por lo tanto, será más que suficiente.

Selección del condensador

El condensador se selecciona en base a lo potencia frigorífica, "...conocidas las temperaturas de evaporación y condensación se selecciona en catalogo la unidad cuya potencia frigorífica sea la más cercana nuestras necesidades..." (Direccion General de Formacion Profesional, 2007, pág. 28).

Tabla 23. Datos para seleccionar el condensador.

Pcat	16.39 kW
	14094.85 kcal/h
Te	- 5.5 °C
Tamb	30 °C

Fuente: Elaboración Propia

Al revisar las tablas del mismo proveedor del cual se seleccionó el evaporador, se encuentra que no los condensadores no se

establecen a una temperatura de evaporación de -5.5°C sino mayor o menor según sea el caso de modelos de alta baja o media temperatura, debido a esto y como menciona la teoría, se utilizara la potencia más cercana.

Tabla 24. Condensadores marca Ripsa Modelo BD.

Modelo	Compresor	Ambiente						Recibidor		Ventilador		MCA de la Unidad**		
		Kcal/hr*	BTUH*	Kcal/hr*	BTUH*	Kcal/hr*	BTUH*	Cap. al 90 %		No.	HP	230/3/60	460/3/60	
		@ 32 °C	@ 90 F	@ 38 °C	@ 100 F	@ 43 °C	@ 110 F	Kg.	Lbs.					
Modelos Media Temperatura HFC - 404A / 507														
BD*0500M6	2DC3-050E	10486	41630	9509	37750	8534	33880	12.7	28.0	1	1/3	27.7	13.6	
BD*0501M6	2DD3-050E	12144	48210	11030	43790	9917	39370	12.7	28.0	1	1/3	27.7	13.6	
BD*0750M6	2DL3-075E	14841	58920	13552	53800	12267	48700	12.7	28.0	1	1/3	38.1	17.4	
BD*0751M6	2DA3-075E	17897	71050	16327	64820	14766	58620	30.4	67.0	2	1/3	41.3	19.6	
BD*0800M6	3DA3-075E	21161	84010	19496	77400	17839	70820	30.4	67.0	2	1/3	51.4	26.2	
BD*1000M6	3DB3-100E	24877	98760	22819	90590	20771	82460	30.4	67.0	2	1/3	54.3	26.2	
BD*1200M6	3DF3-120E	29307	116350	26839	106550	24385	96810	30.4	67.0	2	1/3	59.4	30.2	
BD*1500M6	3DS3-150E	33854	134400	31010	123110	28189	111910	39.5	87.0	2	3/4	75.7	36.9	

Fuente: Catalogo Ripsa, p. 27

Se selecciona el condensador modelo de Media Temperatura BD*0751M6 con una potencia frigorífica de 17897 kcal/h, con una temperatura de evaporación de -6.7°C , y temperatura ambiente de 32°C . La temperatura de evaporación de -6.7°C se justifica debido a que, si se calcula la potencia calorífica con esta temperatura de evaporación, el factor de corrección por diferencial térmico aumentaría lo que significaría una reducción en la potencia frigorífica lo que concluye en que la potencia del condensador será más que suficiente.

La temperatura ambiente 32°C se justifica ya que a esta temperatura el refrigerante en forma de vapor debe condensarse bajo la presión a la que fluye, a 30°C que es la temperatura del cálculo la condensación se realizara de manera más rápida, ya que estar a menos temperatura de la requerida.

Selección de generador

Para determinar el grupo electrógeno se debe establecer la potencia a la que se trabajara para esto se establece según las características de los equipos eléctricos que funcionaran en la cámara de frio.

Tabla 25. *Parámetros eléctricos de los equipos*

Maquina	Equipo	Cant	Potencia		Voltaje V	Amperaje A	F.P θ
			HP	W			
Evaporador	Ventiladores	3	0.25	186.425	220	0.963	0.88
Condensador	circuito	1	17.11	12760.7568	220	38.1	0.88
Luminarias		4		200	220	1.2	0.92

Fuente: Elaboración Propia

Para determinar la potencia en máxima demanda del sistema de frio, se debe establecer cuantos equipos estarán accionados al mismo tiempo, en este caso el equipo no debe accionarse cuando el personal haya ingresado por el motivo que sea, después el accionamiento del evaporador y el condensador se hacen al mismo tiempo mientras se requiera retirar carga térmica de la bodega. Por lo tanto:

Tabla 26. *Máxima demanda del sistema de frio.*

Maquina	Equipo	Cant	Potencia	
			HP	W
Evaporador	Ventiladores	3	0.25	186.425
Condensador	circuito	1	17.11	12760.7568
Total				12947.18

Fuente: Elaboración Propia

Para determinar el grupo generador más adecuado se tiene que considerar que parámetros de selección:

Tabla 27. *Parámetros de selección del generador.*

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	UNIDAD
Tipo de trabajo	11	Horas
Temperatura de trabajo	30	G°
Metros sobre el nivel del mar	0	msnm
Tensión	220	Voltios
Potencia instalada	12.95	kW
Combustible	Diésel	
Fases	3	

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 28. *Potencia del grupo elegido (P 13-5-4) a 220V-60HZ*

Valores de potencia de salida		
Modelo de grupo electrógeno	Continua*	Emergencia*
380-415V,50Hz	12,5 kVA / 10,0 kW	13,8 kVA / 11,0 kW
220/127V, 60 Hz	15,0 kVA / 12,0 kW	16,2 kVA / 13,0 kW

Fuente: Ficha técnica del Grupo.

Tabla 29. *Datos de rendimiento del grupo seleccionador.*

Datos de potencia y rendimiento			
Marca y modelo de motor	Perkins 403D-15G		
Alternador fabricado para FG Wilson por:	Leroy Somer		
Modelo de alternador :	LL1014H		
Cuadro de control	LCP1002T		
Tipo de bancada:	Mécánosoudé en acier		
Tipo/valor de interruptor :	3 Poste MCB		
Frecuencia	50 Hz	60 Hz	
Velocidad del motor: RPM	1500	1800	
Capacidad del depósito de combustible: litros (galones estadounidenses)	45 (11,9)		
Consumo de combustible:			
l/h (galón estadounidense/h)	- Continua	3,6 (1,0)	4,3 (1,1)
	- Emergencia	4,0 (1,1)	4,7 (1,2)

Fuente: Ficha técnica del Grupo.

Este deberá se ubicará atrás de la bodega de carga sujeto a los soportes del navío:

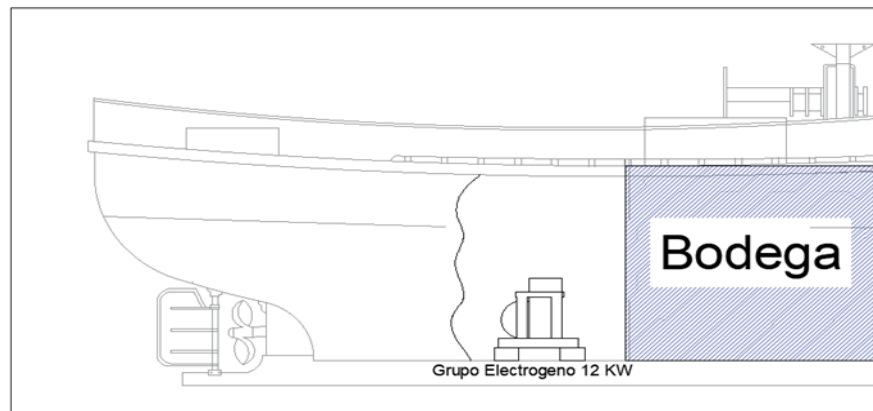


Figura 9. Grupo Electrónico dentro de la embarcación.

Fuente: Elaboración Propia

Selección del Compresor

Los valores de entrada para el compresor se darían en los siguientes parámetros:

Tabla 30. Valores de entrada para la selección del compresor.

DATOS DE ENTRADA	
Potencia frigorífica	13,50 kW
Modo	Refrigeración y Aire acondicionado
Refrigerante	R22
Temperatura de referencia	Temp. en el punto de rocío
Temp. de evaporación	-5,50 °C
Temp. de condensación	45,0 °C
Líquido subenfriado (después condensador)	30,2 K
Temperatura de gas aspirado	28,8 °C
Modo de funcionamiento	Auto
Alimentación eléctrica	460V-3-60Hz
Regulador de capacidad	100%
Recalentamiento útil	100%

Fuente:

<https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1568000046327&mod=H>

HK

De acuerdo a las necesidades planteadas en el diseño, se requiere de un compresor que sea semihermético, de pistones y simple etapa. Para la estimación del mismo se sometieron los datos de entrada al software de Blitzer, obteniendo los siguientes resultados:

Tabla 31. Resultados encontrados de acuerdo a Blitzer.

Compresor	2DES-2-40S	2CES-3-40S
Escalones de capacidad	1	1
Potencia frigorífica	11,44 kW	14,52 kW
Potencia frigorífica *	9,21 kW	11,69 kW
Potencia en el evap.	11,44 kW	14,52 kW
Potencia absorbida	3,54 kW	4,45 kW
Corriente (460V)	5,18 A	6,67 A
Gama de tensiones	440-480 V	440-480 V
Capacidad del condensador	14,97 kW	18,97 kW
COP/EER	3,23	3,27
COP/EER *	2,60	2,63
Caudal másico	196,1 kg/h	249 kg/h
Modo de funcionamiento	Estándar	Estándar
Temp. Gas de descarga no enfriado	129,4 °C	128,7 °C

Fuente:

<https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1568000046327&mod=HHK>

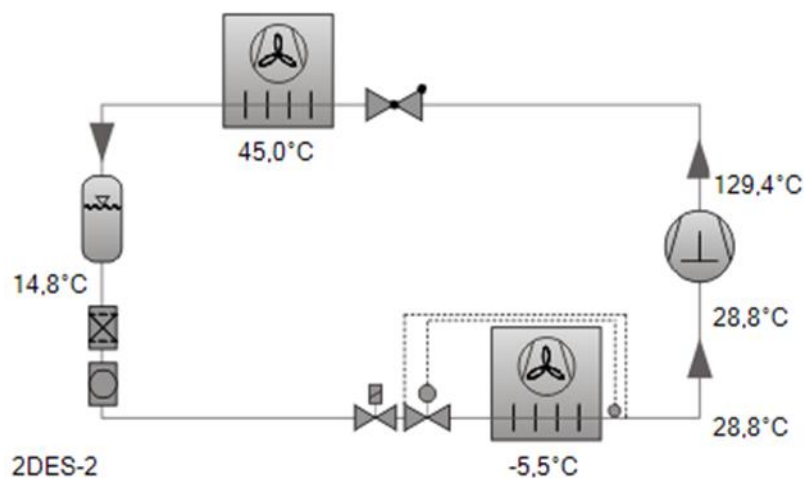
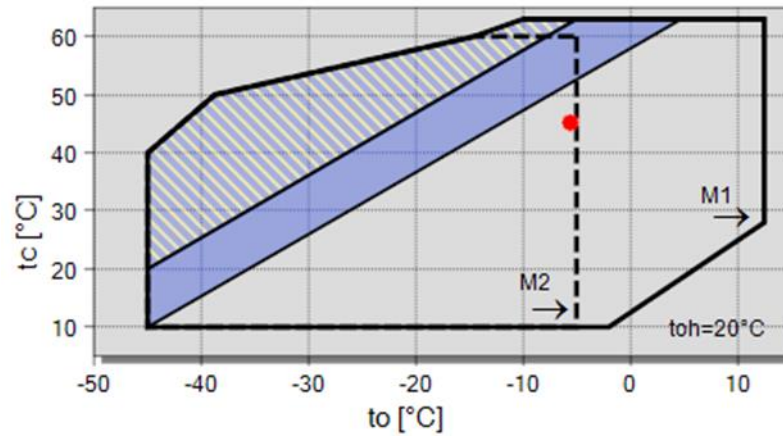


Figura 10. Esquema del Compresor de acuerdo a los datos ingresados

De acuerdo al Software de evaluación Bitzer, utilizado para el cálculo del modelo del compresor necesitado, se establecieron los límites de la unidad.

Límites de aplicación



Leyenda






-  enfri. adicional & sobrecalentamiento del gas de aspiración $\leq 20K$
-  enfriamiento adicional
-  M1: motor 1
-  M2: motor 2
-  A

Figura 11. Límites de Aplicación del compresor

Fuente:

<https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1568000046327&mod=HHK>

Tabla 32. Datos Técnicos del compresor seleccionado.

INFORMACIÓN TÉCNICA	
Volumen desplazado (1450 rpm a 50 Hz)	16,24 m3/h
Volumen desplazado (1750 rpm a 60Hz)	19,60 m3/h
Nº de cilindros x diámetro x carrera	2 x 55 mm x 39,3 mm
Peso	70 kg
Presión máxima (BP/AP)	19 / 32bar
Conexión línea aspiración	22 mm - 7/8"
Conexión línea descarga	16 mm - 5/8"
Tipo de aceite	BSE32(Standard) R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Aceite para R22 (R12/R502)	B5.2 (Option)
Aceite para R1234yf/R1234ze	BSE32 (Standard) R1234ze tc>70°C & to>0°C: BSE55 (Option) R1234ze to>15°C: BSE85K (Option)
INFORMACIÓN DEL MOTOR	
Versión del motor	2
Tensión del motor (otro bajo demanda)	440-480V Y-3-60Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	9.1 A
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	37.0 A
Potencia máx. absorbida	6,0 kW
ESTÁNDAR DE ENTREGA	
Protección motora	SE-B1
Clase de protección	IP66
Anti vibradores	Standard
Carga de aceite	1,50 dm ³
OPCIONES DISPONIBLES	
Ventilador adicional	Option
Calefactor de Cárter	0..120 W PTC (Option)
NIVEL SONORO MEDIO	
Potencia sonora (-10°C / 45°C)	67,0 dB(A) @ 50Hz
Potencia sonora (-35°C / 40°C)	70,0 dB(A) @ 50Hz
Presión sonora @ 1m (-10°C / 45°C)	59,0 dB(A) @ 50Hz
Presión sonora @ 1m (-35°C / 40°C)	62,0 dB(A) @ 50Hz

Fuente:

<https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1568000046327&mod=>

HHK

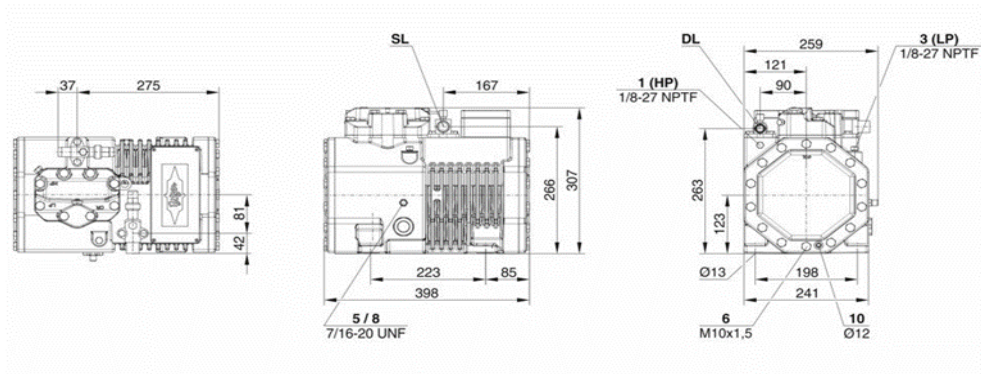


Figura 12. Dimensiones y Conexiones

Fuente:

<https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1568000046327&mod=HHK>

4.1.3. Análisis Termodinámico del Ciclo Real de Refrigeración.

Con la información obtenida del compresor, en base a las condiciones del evaporador ya seleccionado y con las características del sistema de refrigeración a ser utilizado, podemos ya obtener el coeficiente de desempeño (COP), del compresor.

$$COP = \frac{\text{Salidad deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_{ref}}{W_{neto,entrada}}$$

Calculando el trabajo realizado del compresor con las condiciones requeridas y con esto se vuelve a calcular la carga de los equipos.

4.5. Evaluar económicamente el diseño establecido durante la investigación mediante los evaluadores TIR y VAN

Para determinar la evaluación económica se establecer dos aspectos:

- Costos
- Ingresos

4.5.1. Costos

Para determinar el costo se realizará en dos maneras:

- Costo de inversión
- Costo de operación y mantenimiento

Costo de inversión

Este costo también se deriva en dos, el costo de la compra del material que se realizara según un proveedor Froztec para los equipos de cámara de frio y Vielco:

Tabla 33. Costo de Equipos para la adaptación de la bodega.

Ítem	Descripción	Cantidad	Costo	Total
Cámara de frio				
1	Evaporador BMA 600+Ripsa	1	S/1,800.00	S/1,800.00
2	Condensador BD*0751M6	1	S/8,500.00	S/8,500.00
3	Tuberías de cobre 3/4"	15	S/10.00	S/150.00
Electricidad				
1	Grupo Generador FG Wilson 12 KW	1	S/11,689.00	S/11,689.00
2	Luminarias Herméticas 36 W	4	S/150.00	S/600.00
				S/22,739.00

Fuente: Elaboración Propia

El siguiente aspecto a señalar es el costo de instalación, si bien se puede detallar acción por acción, se estableció de manera más practica considerar un presupuesto del mismo proveedor de los equipos al cual determino:

Tabla 34. Costo de la instalación de los equipos para acondicionamiento de la cámara.

Descripción	Unidad	Cant	Costo
Transporte de equipos al terminal	Glb	1	S/800.00
Instalación de equipos de frio	Glb	1	S/2,500.00
Instalación del grupo generador	Glb	1	S/780.00
Instalación de luminarias	Glb	1	S/250.00
Extras (10%)			S/433.00
Sub - Total			S/4,763.00
IGV (18%)			S/857.34
			S/5,620.34

Fuente: Elaboración Propia

Con lo que en resumen el costo de la inversión para la conversión de la bodega en una cámara de frío sería:

Tabla 35. *Costo de la inversión total.*

Costo de equipos	S/22,739.00
Costo de materiales	S/5,620.34
	S/28,359.34

Fuente: Elaboración Propia

Costo de operación y mantenimiento

El costo de operación será el que se deba realizar para tener en funcionamiento a la cámara de frío, este costo será primero el consumo de combustible, según las características del generador:

Tabla 36. *Costo de combustible por viaje.*

Descripción	Cantidad	Unidad
consumo de combustible	1.6	l/h
tiempo de funcionamiento	11	h/d
días de trabajo	8	d
consumo de combustible	140.8	l
	37.2	Galones
costo del combustible	S/11.20	por galón
Costo total	S/416.59	por viaje

Fuente: Elaboración Propia

Se determinó el costo por viaje así se podrá desarrollar una evaluación económica considerando una temporada que se haya realizado en la embarcación. El otro costo es el de mantenimiento, el mismo proveedor estableció su costo para considerarlo de manera anual ya que así se le solicito:

Tabla 37. *Costo de mantenimiento.*

Limpieza del evaporador	Glb	1	S/150.00
Medición de presión	Glb	1	S/80.00
Limpieza del condensador	Glb	1	S/150.00
Mantenimiento del grupo	Glb	1	S/250.00
			S/630.00

Fuente: Elaboración Propia

4.5.2. Ingresos

Los ingresos serán considerados a partir del ahorro que se tiene por adaptar la bodega a una cámara frigorífica, el ahorro se realizara en cuanto a hielo que se compra para mantener el pescado y al personal que se utiliza para llevar el hielo teniendo dos ahorros que se deben considerar ingresos por la tecnología que se adecuo:

Tabla 38. *Gasto actual por no tener la cámara de frio.*

Descripción	Cant	Unidad	Costo	Total
Personal	6	Jornal	S/100.00	S/600.00
Hielo	4	Tn	S/150.00	S/600.00
				S/1,200.00

Fuente: Elaboración Propia

4.5.3. Evaluación económica

Para la evaluación económica para determinar en cuanto tiempo retornará la inversión, para esto se considera el año 0 que es el año donde se realizará la inversión del equipo e instalación sin ningún ingreso a partir de ahí se generará un ingreso y gasto de operación y mantenimiento, según lo establecido por el “patrón de lancha” que es el jefe de la embarcación por así decirlo, el hombre más experimentado dentro del barco y que dirige y toma las decisiones al año realizan un promedio de 40 a 60 viajes considerando los altibajos de su profesión con lo que se tendría por año el gasto por el promedio de estos viajes que es 50.

Tabla 39. *Gasto e ingreso anual.*

	Viaje	Anual
Gasto por viaje	S/416.59	S/20,829.43
Ingreso por viaje	S/1,200.00	S/60,000.00

Fuente: Elaboración Propia

Se genera un flujo de caja entre los gastos e ingresos por año hasta el año que se establezcan indicadores económicos positivos.

Tabla 40. *Balance de ingresos y egresos.*

Año	Inversión	Operación	Mantenimiento	Ingreso	Balance
0	S/28,359.34				- S/28,359.34
1		S/20,829.43	S/630.00	S/60,000.00	S/38,540.57
2		S/20,829.43	S/630.00	S/60,000.00	S/38,540.57

Fuente: Elaboración Propia

A partir del segundo año se esblencan indicadores económicos positivos, considerando el Van con un 12% de tasas de retorno:

Tabla 41. *Evaluadores económicos.*

TIR	103%	
VAN	S/4,476.54	12%

Fuente: Elaboración Propia

Lo que determina que la remodelación será rentable, si se condiciona a una posición crítica es decir al valor mínimo de viajes 40 al año este requerirá tres años para establecer indicadores favorables.

V. DISCUSIÓN

- De acuerdo a lo señalado por Herrera R. (2006) en lo referente a la idoneidad de determinadas características constructivas de las embarcaciones para poder ser receptoras de equipos de refrigeración para el mantenimiento de la carga, se ha podido diagnosticar que, de acuerdo a la embarcación elegida para el presente estudio, ésta reúne los parámetros necesarios en cuanto a dimensión de sus bodegas para la carga así como en cuanto al volumen y peso total de la nave, lo que determina su viabilidad en cuanto a la sustitución del hielo como elemento conservador de la carga, pues, de acuerdo a lo evidenciado, la embarcación pese a poder soportar hasta 20 toneladas de carga, con una capacidad de 10 toneladas de almacenamiento para el pescado, la dependencia que se tiene del hielo es determinante para la limitación de su capacidad productiva.

- Según Whitman & Johnson (2005), al momento de desarrollar el diseño de un sistema de refrigeración, se tiene que poner mucho énfasis en lo relacionado al cálculo de la carga térmica, pues, el aumento de la cantidad de calor en el ambiente a ser enfriado, genera un mayor trabajo del compresor reduciendo su vida útil. En consecuencia, “el control de temperatura es crítico, pues la insuficiencia de carga térmica prevista en el proyecto puede afectar directamente su productividad, o incluso la calidad del producto final” (Zegarra R., 2012, pág. 72).

De los cálculos desarrollados en el proyecto presentando, la carga térmica se mantiene dentro de los niveles previstos, siendo la carga térmica por pérdida de aire (8490.6 Kcal/día) y la carga térmica por producto (60298.47 Kcal/día), las más influyentes en el proceso de enfriamiento, lo que es importante no subdimensionarlas al momento de establecer el rendimiento del refrigerante.

- Morales (2012, p.62). En la práctica, las condiciones de la combustión nunca son ideales y debe suministrarse una cantidad de aire adicional para quemar completamente el combustible. La eficiencia de la

combustión es un factor fundamental para lograr la temperatura adecuada en el interior del horno.

Se sabe que no existe una combustión completa, es por eso la necesidad de inyectar un exceso de aire para lograr una mejor combustión, y quemar el bagazo por completo. También aumentara la temperatura de llama o de combustión. Esta es una de las propuestas de mejora que se presentó para mejorar la eficiencia de la Caldera No 01, con un exceso de aire del 50%.

- Si bien es cierto, Herrera R. (2006) señala que “la rentabilidad del proyecto es estrictamente económica, basado en la ventaja de la conservación de la pesca” (pág. 32), con respecto al proyecto propuesto se considera el aspecto del retorno de la inversión como uno de los considerandos a tener en cuenta para establecer la rentabilidad del mismo.

Así, de los estudios efectuados, se obtuvo que en 3 años, en base a la frecuencia de viajes (un promedio de 40 por año), y a las capturas promedio a obtener, se puede considerar claramente el retorno de la inversión, teniendo ya, a partir del segundo año, un balance positivo por más del 50% de la inversión inicial.

VI. CONCLUSIONES

En base a los objetivos propuestos y los cálculos efectuados, se puede concluir que:

- Se cumple con el objetivo general, el cual consistió en diseñar un sistema de refrigeración por compresión para la embarcación de pesca artesanal “Joseph” distrito San José, Lambayeque. Para ello se utilizaron todos los cálculos necesarios a fin de que se tuviera una constatación certera respecto a la viabilidad técnica y económica que permitiera optimizar la producción de la referida embarcación por sobre su actual obtención.
- Con respecto al primer objetivo específico, se diagnosticó que el actual sistema utilizado para la conservación de la pesca obtenida, no sólo es insuficiente en cuanto a que reduce la autonomía de la embarcación para realizar sus labores de faena, sino que introduce un sobrecosto respecto que se suma a cada salida, siendo principalmente la duración del hielo el determinante con respecto al tiempo y al radio de pesa efectuada .
- Con respecto al objetivo de determinar los parámetros necesarios para el cálculo termodinámico del ciclo de refrigeración, se ha podido calcular todos ellos, como son la carga térmica perdida en superficies; la carga térmica por pérdida de aire; la carga térmica por hombre; la carga térmica por producto y la carga térmica por iluminación, los cuales introducen en mayor o menor grado, una carga al sistema refrigerante, habiéndose identificado a la carga térmica por pérdida de aire y a la carga térmica por pérdida de producto las más importantes a ser consideradas en cuanto reflejan indicadores que tiene que ser superados dentro de los márgenes de rendimiento del sistema refrigerante a ser utilizado.
- Con respecto al objetivo de determinar el equipo electromecánico del sistema de refrigeración por compresión se pudo establecer que el modelo más adecuado para los valores obtenidos en el estudio, es el evaporador BMA 600 con una potencia de 15113 kcal/hr; el condensador

de la misma marca para una potencia de 15113 kcal/hr y un generador que sea capaz de producir una potencia eléctrica entre 12 y 13 Kw.

- Con respecto a la evaluación de la implementación del sistema de refrigeración, la misma es económicamente rentable, ya que se logrará una disminución en los gastos operacionales anuales, con la opción a que en tres años se recupere totalmente la inversión debido a un mayor desplazamiento de la embarcación y un mayor conjunto de posibilidades para efectuar una mejor pesca y conservación de la misma, así como a una notoria disminución del peso.

VII. RECOMENDACIONES

En base a las conclusiones obtenidas, se recomienda que:

- Se tomen en consideración los cálculos desarrollados en el presente proyecto para buscar la viabilidad de su implementación, no sólo en embarcaciones como la utilizada en este trabajo, sino en todas aquellas que puedan ofrecer las características para la implementación de un sistema refrigerante que optimice la productividad.
- Se recomienda también, que los entes estatales relacionados al campo pesquero, tomen con consideración la actual propuesta, así como otras relacionadas con el fin de generar el incentivo, tanto tecnológico como financiero, para que las embarcaciones pesqueras artesanales puedan incorporar nuevas tecnologías que permitan optimizar su producción, lo que incidirá notoriamente en la calidad de vida del sector social dedicado a la pesca e, indirectamente, en la sociedad en general al colocar recursos pesqueros de mejor calidad de conservación.
- En cuanto a la evaluación técnica de futuros proyectos que sean de esta misma línea de investigación, se recomienda que sean muy cuidadosos en los cálculos y en la selección de los mecanismos a ser utilizados a fin de que estos se ajusten a los objetivos propuestos.

REFERENCIAS

- Alarcón, J. (2002). *Inventario de la Pesca Artesanal en España Mediterránea (2000-2001)*. Obtenido de Researchgate: https://www.researchgate.net/publication/268425448_Inventario_de_la_Pesca_Artesanal_en_Espana_Mediterranea_2000-2001
- Amaranto Caicedo, Y., & Ardila Sierra, O. (2014). *Diseño y construcción del prototipo de una máquina productora de hielo tubular*. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Obtenido de file:///C:/Users/vilca/Downloads/2015-01-24_04-27-51113717.pdf
- Caicedo Ortiz, G. (2016). *Análisis técnico - económico de un sistema de refrigeración para embarcaciones de pesca artesanal*. Quito: Escuela Politécnica Nacional. Obtenido de <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/16649/1/CD-7265.pdf>
- Eroski Consumer. (2017). *pescados y mariscos: Guía práctica sobre pescados*. Obtenido de <http://pescadosymariscos.consumer.es/>
- Flores, J. (1997). *La pesca artesanal en Portugal y España*. Barcelona: Bosch.
- Herrera R., E. (2006). *Diseño de Sistema de Refrigeración Mecánica en pesquero artesanal*. Vasldivia: Universidad Austral de Chile. Obtenido de <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfcih565d/doc/bmfcih565d.pdf>
- Johnston, W. N. (1994). *Freezing and refrigerated storage in fisheries, por W.A. Johnston, Nicholson, J.F; Roger, A; Stroud, G.D.*. Roma: FAO.
- Rojas Alvarado, C., & Álvarez Flores, C. (2012). *Diseño del sistema rsw de la embarcacion pesquera atlantico iv*. Chimbote: UNS. Obtenido de <http://repositorio.uns.edu.pe/handle/UNS/2301>
- Whitman, W., & Johnson, W. (2005). *Tecnología de la Refrigeración y el Aire Acondicionado (Vol. I)*. Barcelona: Thomson - paraninfo.

Zegarra R., D. (2012). *Diseño de un productor de hielo fluido de 14 kg/h.*

Lima: PUCP. Obtenido dez

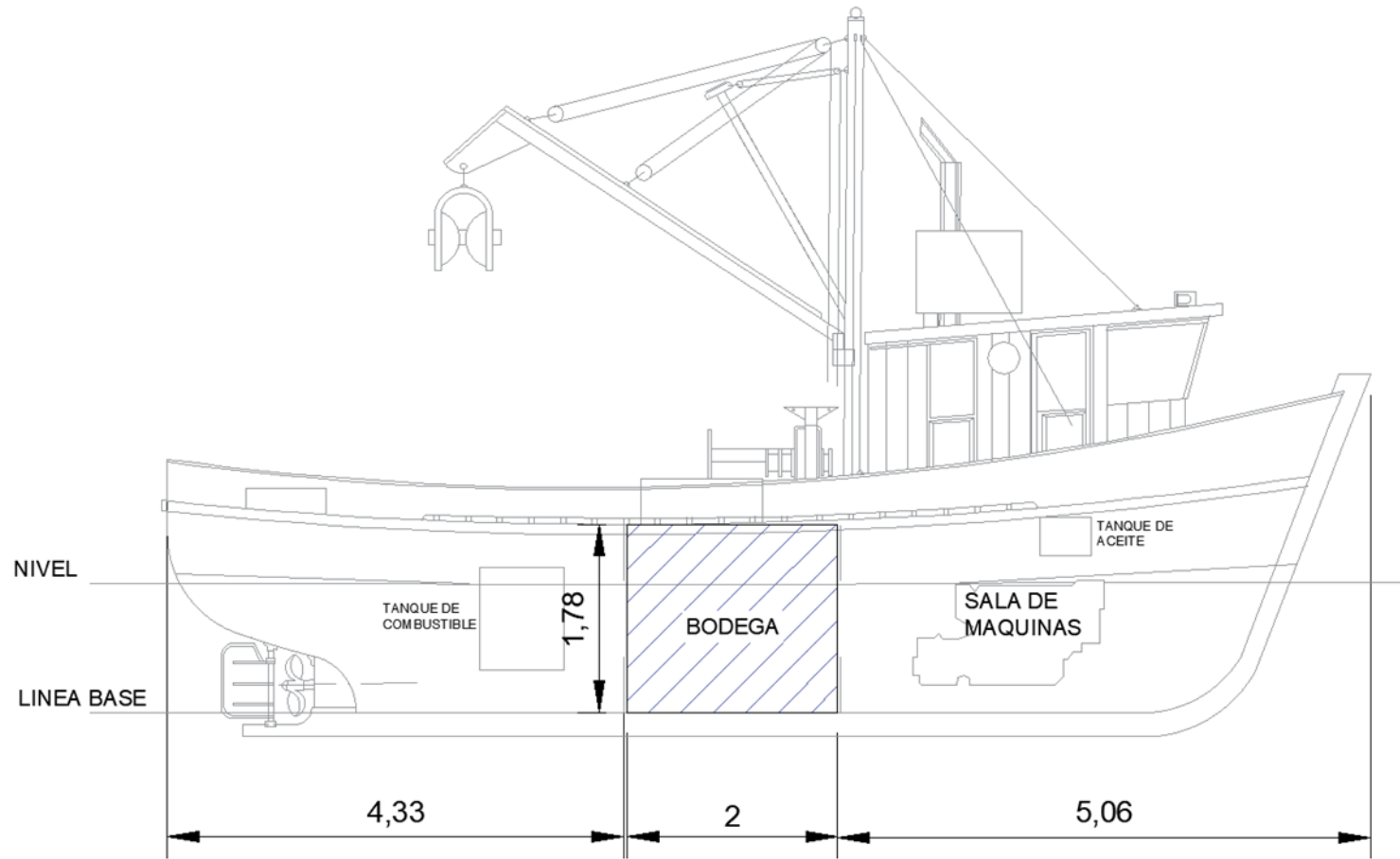
<http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/123456789/1516>

ANEXOS

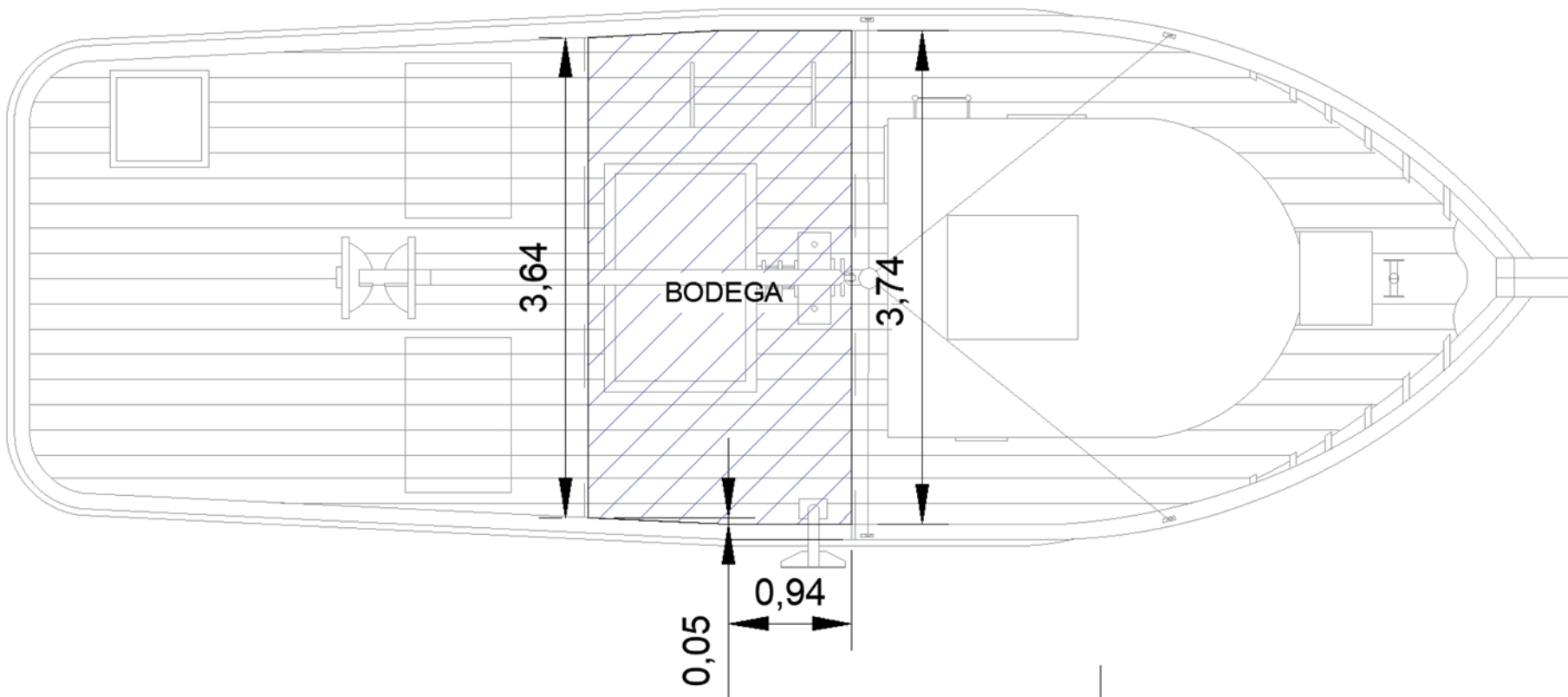
Matriz de operacionalización de variables

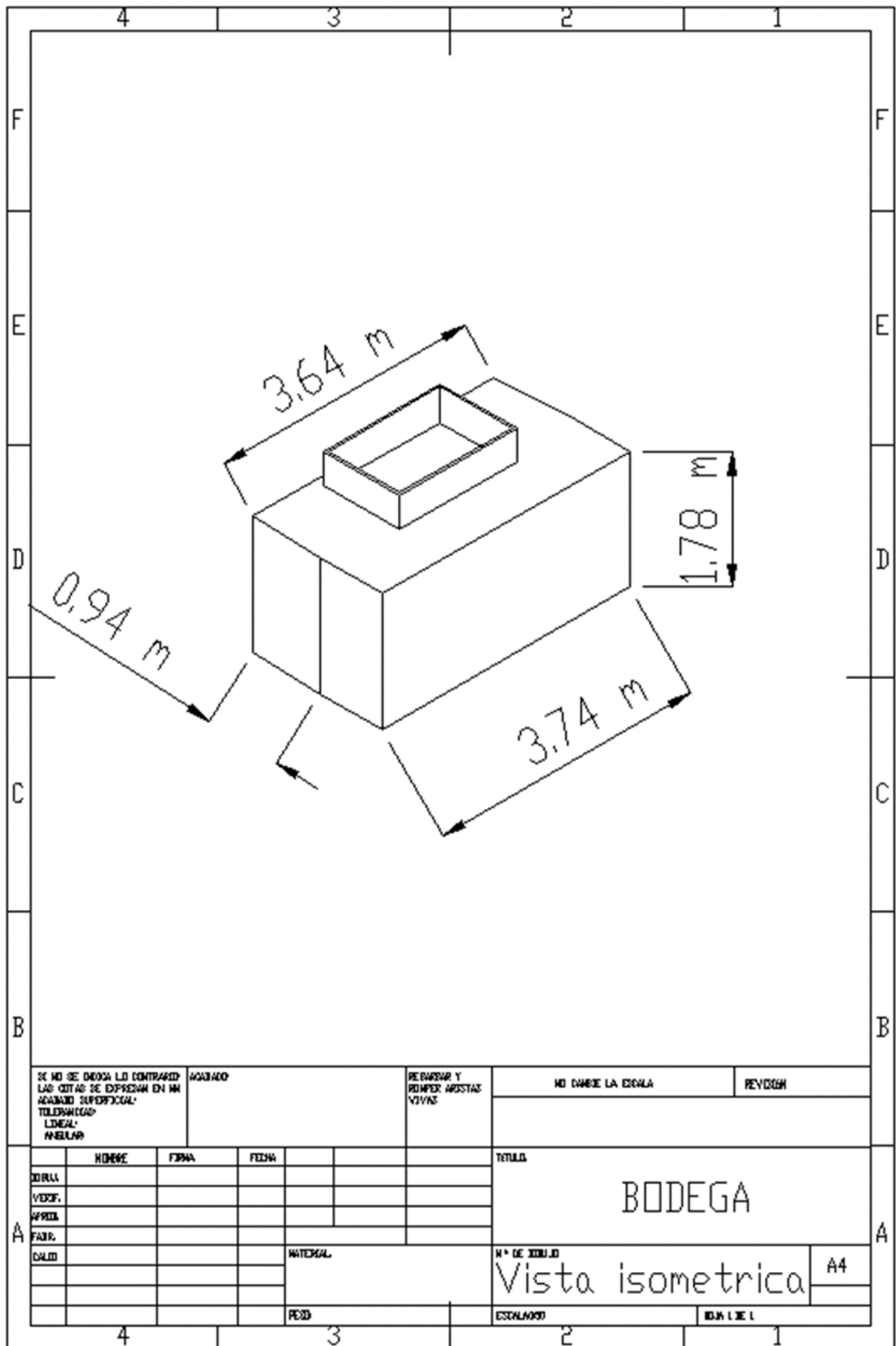
VARIABLES	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICIÓN	INSTRUMENTOS
<p>VARIABLE INDEPENDIENTE:</p> <p>Independiente: Diseño de un sistema de refrigeración por compresión</p>	<p>El diseño de máquinas es el proceso mediante el cual se define las dimensiones, materiales, tecnología y funcionamiento de una máquina de refrigeración</p>	<p>Es el equipo de refrigeración con compresión consiste en forzar mecánicamente un refrigerante en un circuito cerrado dividido en dos zonas de alta y baja presión.</p>	<ul style="list-style-type: none"> - Potencia - Dimensiones - Material - Capacidad de Trabajo 	<p>kW</p> <p>mm</p>	<p>Guía de observación</p> <p>Revisión documentaria</p>
<p>VARIABLE DEPENDIENTE:</p> <p>Conservación del pescado</p>	<p>Es la capacidad de un sistema de mantener la temperatura adecuada para evitar la proliferación bacteriana</p>	<p>La conservación del pescado se hace a través mantener una temperatura, que se logra con el uso del sistema de refrigeración en la embarcación.</p>	<p>Temperatura de conservación</p>	<p>T°</p>	<p>Guía de observación</p> <p>Revisión documentaria</p>

Vista lateral de la nave

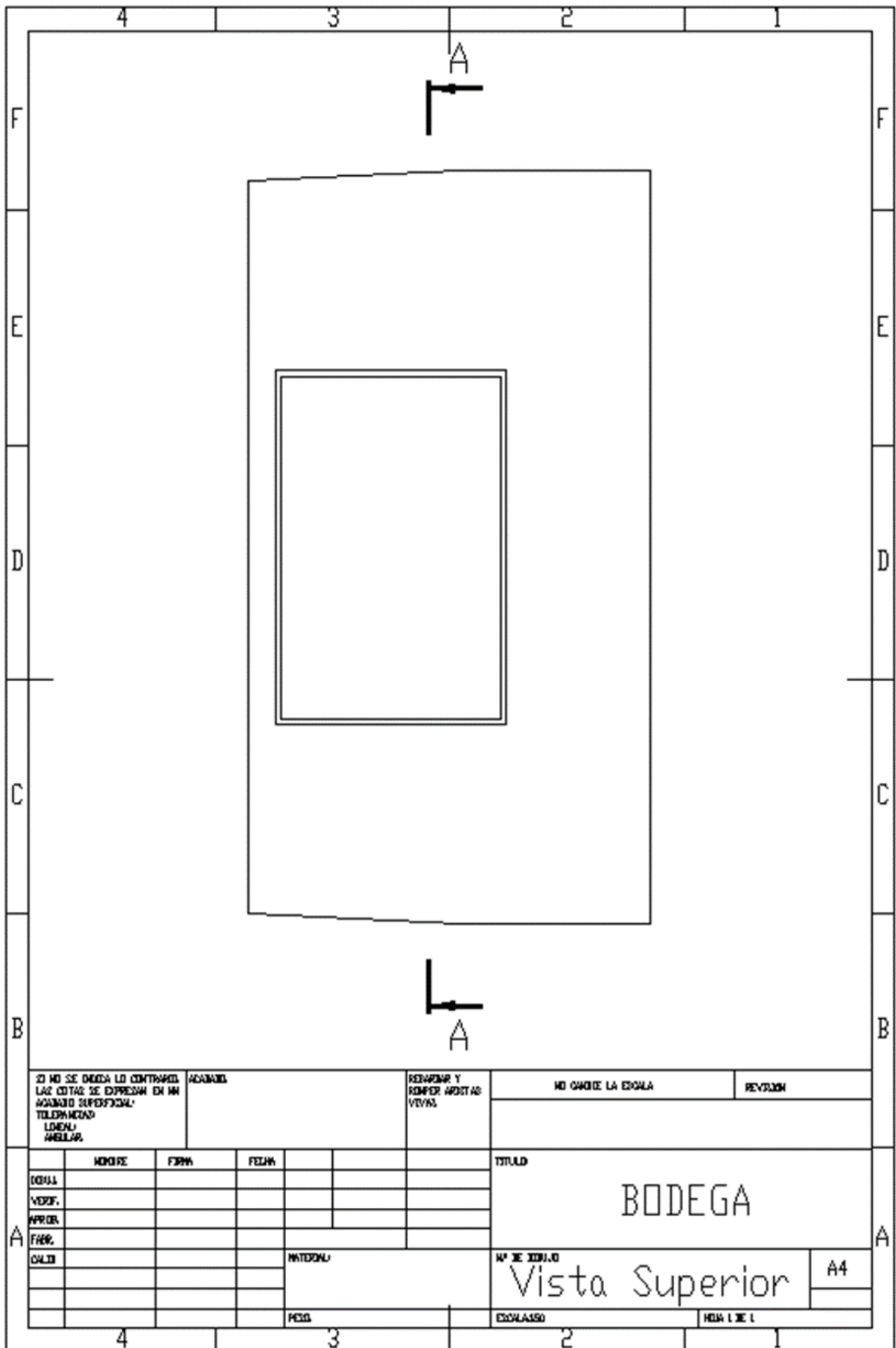


Vista superior de la nave





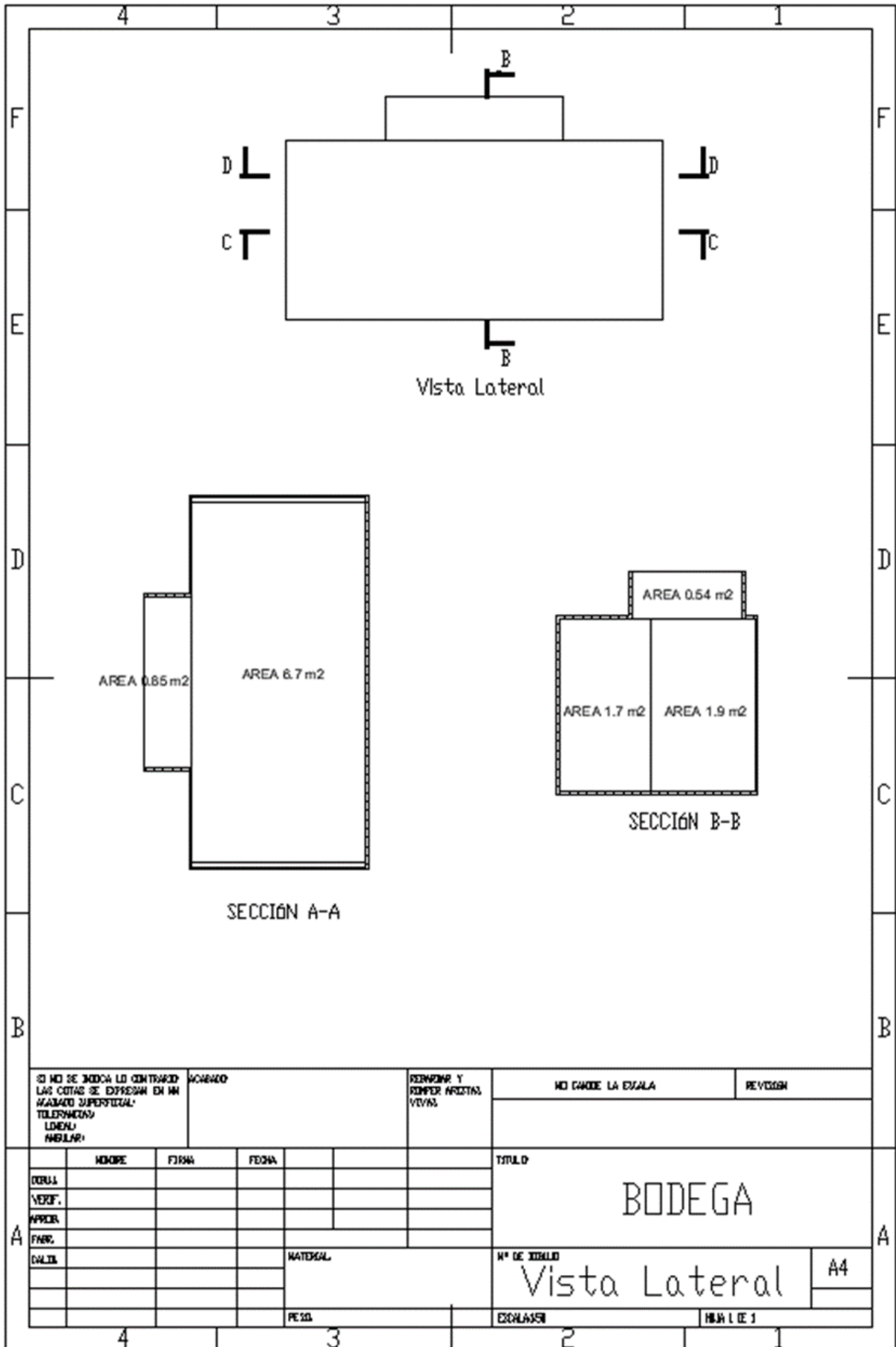
SE NO SE DADEA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: LINDA: LINEAL ANILAR		ACABADO		REVISAR Y PRIMER AJUSTAS VIVAS		NO DAREE LA ESCALA		REVISION	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TITULO			
DIBUJ.						BODEGA			
VERIF.									
APROB.						N° DE DIBUJO Vista isometrica			
FABR.									
CALIB.				MATERIAL		ESCALA		HOJA 1 DE 1	
				FECH.				A4	



SI NO SE DICE LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIA LINEAL: ANGULAR:	ACABADO		RENDER Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA	REVISION

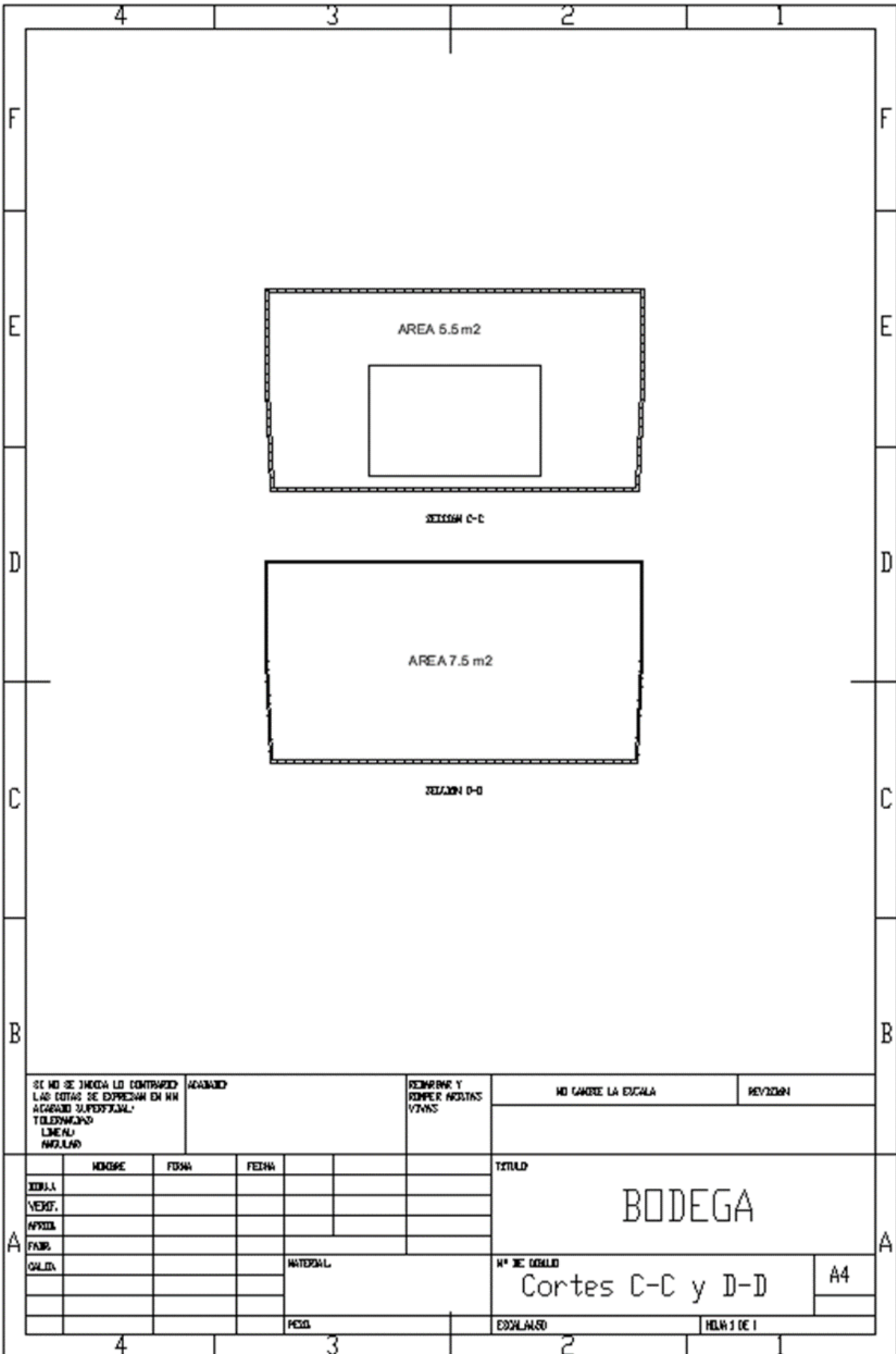
	NOMBRE	FORMA	FECHA			TITULO
	DESIGN.					BODEGA
	VERIF.					
	APROB.					
	FECH.					
	CALID.			MATERIAL	Nº DE DIBUJO	Vista Superior
						A4
				PESO	ESCALA	HOJA 1 DE 1

4	3	2	1	
F			F	
E			E	
D			D	
C			C	
B			B	
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: LÍNEAL HUELLAS		ACABADO	REVISIÓN Y REPOR ARISTAS VOTAS	NO CAMBIE LA ESCALA
			REVISIÓN	
OBJETO	NOMBRE	FIRMA	FECHA	BODEGA
VERED.				
APROB.				
FABR.				
CALIB.				
		MATERIAL		Nº DE DIBUJO
				Vista Frontal
		FECHA		ESCALA
				HOJA 1 DE 1
4	3	2	1	
A			A	



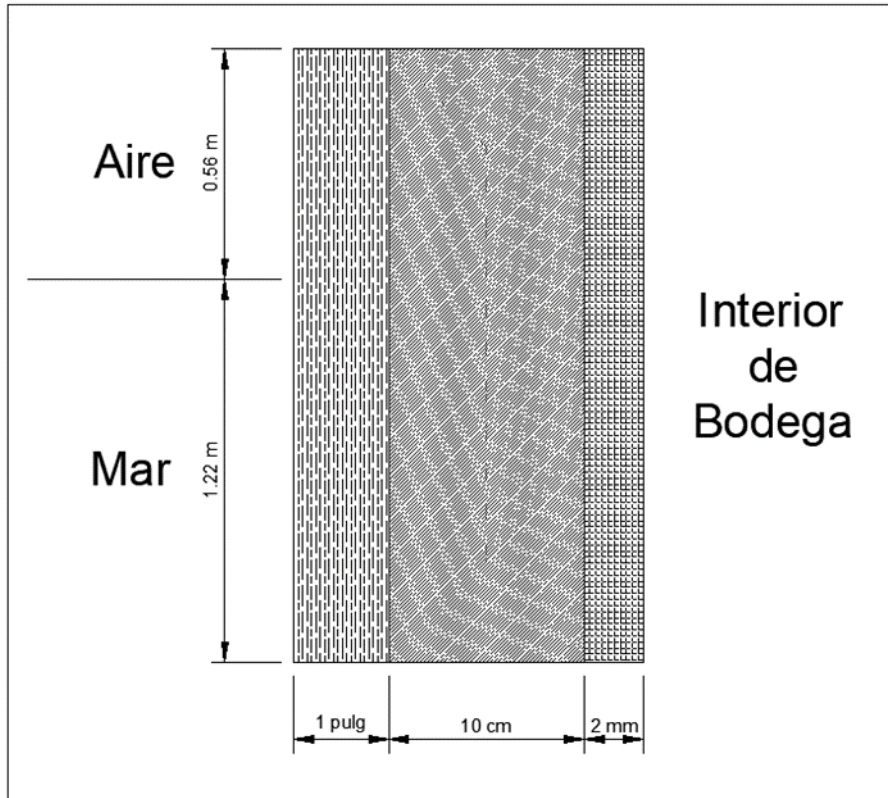
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIA: LINEA: ANGULAR:	AUTOR			DESENHO Y CORRECCIONES VIVAS	NO CAMBIE LA ESCALA	REVISIÓN

CORTE VERIF. APROB. FIRM. CALIB.	NOMBRE	FIRMA	FECHA	TÍTULO		
				BODEGA		
				MATERIAL	Nº DE HOJAS	A4
				FECHA	ESCALAS	Hojas de 1



Cálculo del Coeficiente de pérdidas de calor

La bodega esta acondicionada para conservar el hielo cuenta con tres capas de madera tornillo 1 pulgada, una capa de espuma (Poliestireno) y por una plancha de fibra de vidrio, como se muestra a continuación:



Madera	1	pulg	0.0254	m
Espuma	10	cm	0.1	m
Fibra de vidrio	2	mm	0.002	m
Total			0.1274	m

Se calcula el coeficiente de global de pérdidas de calor según lo planteado en su trabajo de investigación Herrera Rosales (2006) sostiene:

$$K_1 = \frac{\Delta t}{\sum R_k + \sum R_h}$$

K1: Coeficiente de pérdidas de calor

Δt : Salto Térmico

Rk : Resistencia térmica interna

Rh : Resistencia terminal superficial exterior

a) Cálculo de la resistencia térmica superficial exterior:

$$R_h = \frac{1}{h}$$

Dónde:

he: Coeficiente de convección exterior de la pared

hi : Coeficiente de convección interior de la pared

El valor de “he” viene condicionado por dos tipos el primero es cuando el exterior está sobre la línea de flotación según la teoría revisada o de referencia que se usó para este cálculo este recibe un valor directamente considerando que este se da por aire forzado debido a las velocidades del viento, mientras que al estar debajo de la línea de flotación este debe calcularse y se presenta la ecuación:

$$h_e = (7 + 22V)(120 + tm)$$

Dónde:

V : Velocidad del Barco

tm: Temperatura promedio

Considerando los 9 nudos de velocidad a la que viaje la embarcación y la temperatura del océano como 16°C el coeficiente se podrá calcular como:

he-in	104505.516	kcal/(m ² h °C)
V	4.629996	m/s
tm	8	°C
te	16	°C
ti	0	°C

Se adjuntó el sufijo “in” para corresponder a que este coeficiente exterior será cuando la pared este por debajo de la línea de flotación, y el “sup” para el coeficiente de la sección por encima de la línea de flotación, el coeficiente exterior para la pared dentro de la bodega se tomará según la teoría establecida como base para este cálculo Herrera Rosales (2006):

he-sup	29.3	kcal/(m ² h °C)
he-in	104505.516	kcal/(m ² h °C)
hi	7.167	kcal/(m ² h °C)

Tendríamos tres resistencias según el cálculo:

Rhi	0.034	m ² h °C / Kcal
Rhe-in	0.000009569	m ² h °C / Kcal
Rhe-sup	0.140	m ² h °C / Kcal

b) Calculamos la resistencia térmica interna:

La resistencia térmica interna se calcula mediante:

$$R_k = \frac{e}{\lambda}$$

Teniendo los espesores ya establecidos se tomó de las tablas de coeficiente de conductividad térmica.

Extracto de la tabla A-5 libro Transferencia de Calor y Masa, Yunus Cengel Apéndice 1:

Material	Espesor, L mm	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, k W/m · K	Calor específico, c_p kJ/kg · K	Valor R (para los espesores de la lista, L/k), K · m ² /W
Maderas					
Maderas duras (arce, roble, etc.)	—	721	0.159	1.26	—
Maderas suaves (abeto, pino, etc.)	—	513	0.115	1.38	—

Extracto de la tabla A-6 libro Transferencia de Calor y Masa, Yunus Cengel Apéndice 1:

Material	Espesor, L mm	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, k W/m · K	Calor específico, c_p kJ/kg · K	Valor R (para los espesores de la lista, L/k), K · m ² /W
Tablero y losa					
Vidrio celular		136	0.055	1.0	—
Fibra de vidrio (ligamento orgánico)		64-144	0.036	0.96	—
Poliestireno expandido (bolitas moldeadas)		16	0.040	1.2	—
Poliuretano expandido (R -11 expandido)		24	0.023	1.6	—
Perlita expandida (ligamento orgánico)		16	0.052	1.26	—
Caucho expandido (rígido)		72	0.032	1.68	—
Fibra mineral con aglomerante de resina		240	0.042	0.71	—
Corcho		120	0.039	1.80	—

Material	Espesor, L mm	Densidad, ρ kg/m ³	Conductividad térmica, k W/m · K	Calor específico, c_p kJ/kg · K	Valor R (para los espesores de la lista, L/k), K · m ² /W
Rociado o formado en el sitio					
Espuma de poliuretano		24-40	0.023-0.026	—	—
Fibra de vidrio		56-72	0.038-0.039	—	—
Uretano, mezcla de dos partes (espuma rígida)		70	0.026	1.045	—
Gránulos de lana mineral con aglomerantes de asbesto/inorgánico (rociado)		190	0.046	—	—

Como resumen de los tres materiales tenemos:

Fibra de vidrio	0.036	W/ m C
Madera	0.159	W/ m C
Poliuretano espuma	0.026	W/ m C

Se aplica un factor de conversión para llevarlo a Kcal por hora, de 0.01434036 con lo que tenemos:

Fibra de vidrio	0.00052	Kcal/h m °C
Madera	0.00228	Kcal/h m °C
Poliuretano espuma	0.00037	Kcal/h m °C

Considerando los espesores y colocando los sufijos “ma” para madera, “es” para espuma de poliuretano y “fb” para fibra de vidrio se tendrá:

Rkma	11.1397781	m ² h °C / Kcal
Rkes	268.204832	m ² h °C / Kcal
Rkfb	0.25812648	m ² h °C / Kcal

Ahora aplicando la formula inicial se tendrá un K1 de:

K1	0.10722849	Kcal/(h m ²)
□t	30	°C
te	30	°C
ti	0	°C
Rhi	0.034	m ² h °C / Kcal
Rhe-in	0.000009569	m ² h °C / Kcal
Rhe-sup	0.140	m ² h °C / Kcal
Rkma	11.1397781	m ² h °C / Kcal
Rkes	268.204832	m ² h °C / Kcal
Rkfb	0.25812648	m ² h °C / Kcal

Variación de entalpías para renovación de aire

Se establece la variación de entalpia según el diagrama de psicrometría del aire, para lo cual se requiere, los siguientes datos:

Humedad relativa	76	%
temperatura exterior	30	°C
temperatura interior	0	°C

La humedad se estableció según las indicaciones del clima del SENAMHI mientras que las temperaturas serán del requerimiento que tenemos al abrir la escotilla existirá aire que ingresa a temperatura ambiente en el mar que es la exterior mostrara y la interior es la temperatura a la que estará la bodega.

Llevamos las temperaturas a la la horizontal del diagrama donde se expone “Temperatura de bulbo seco” y se marca una vertical hasta la curva que determina la humedad.

En la parte izquierda del diagrama inclinada se en cuenta la entalpia que es tomada según la línea que toca el punto donde se conecta la temperatura a la humedad como se muestra en la figura.

Δh	79.5	kJ/kg
h1	83.5	kJ/kg
h2	4	kJ/kg

Considerando el volumen especifico del aire 0.



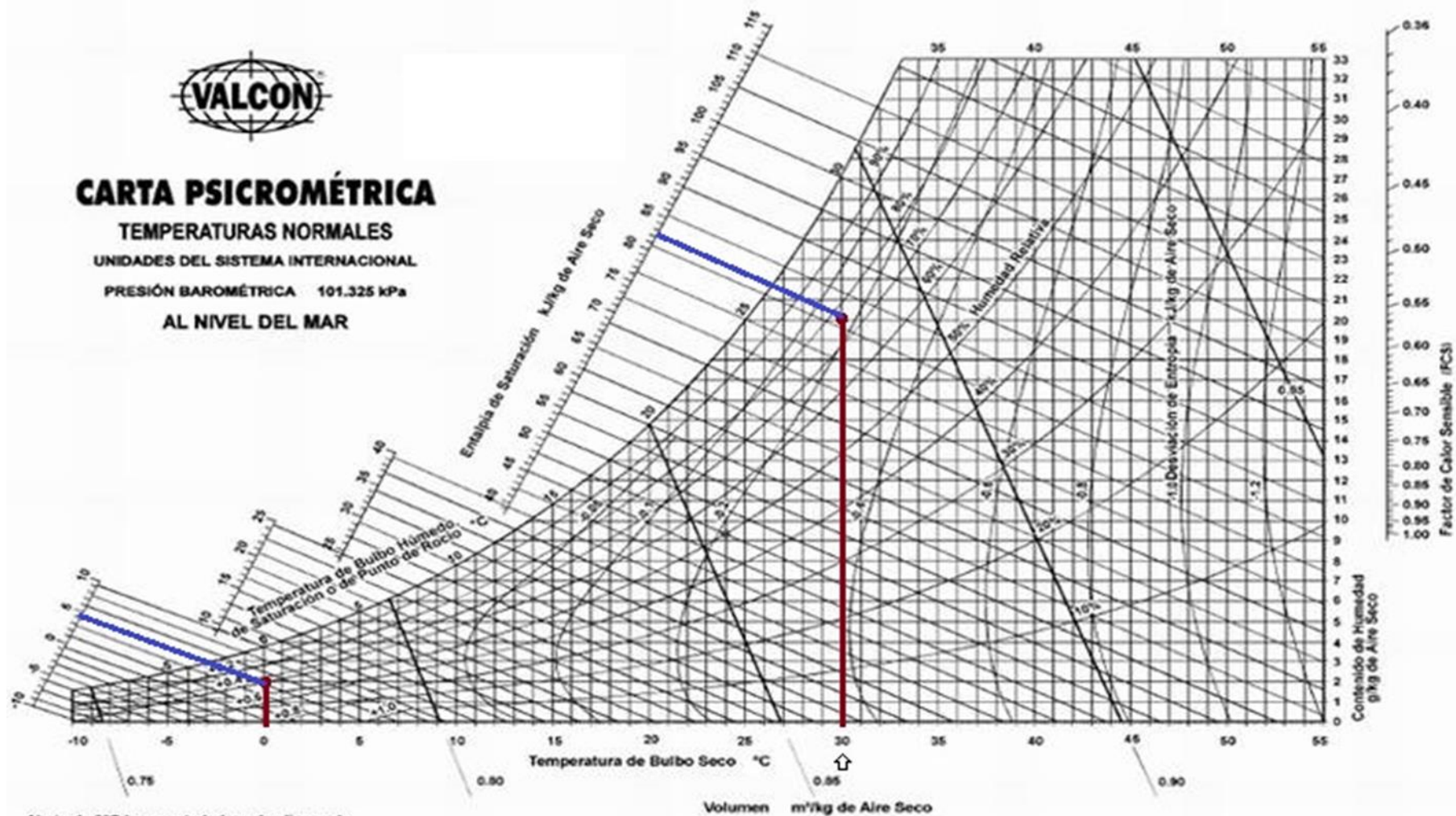
CARTA PSICROMÉTRICA

TEMPERATURAS NORMALES

UNIDADES DEL SISTEMA INTERNACIONAL

PRESIÓN BAROMÉTRICA 101.325 kPa

AL NIVEL DEL MAR



Abajo de 0°C las propiedades y las líneas de desviación de la entalpia son para el hielo