



**Diseño de un Sistema de Bombeo de Agua Glicolada para Enfriadores de Cavas
de Maduración usando Refrigerante Natural R-744 (CO₂)**

José Francisco Cerón Bernal

Código Estudiantil: 21131615331

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Santiago de Cali, Colombia

2022

**Diseño de un Sistema de Bombeo de Agua Glicolada para Enfriadores de Cavas
de Maduración usando Refrigerante Natural R-744 (CO₂)**

José Francisco Cerón Bernal

Proyecto de grado presentado como requisito parcial para optar al título de:
Ingeniero Electromecánico

Director (a):

Prof. José Daniel Hernández Vásquez, PhD

Codirector (a):

Prof. Esnel Acosta, PhD

Línea de Investigación: Energía

Universidad Antonio Nariño

Programa Ingeniería Mecánica

Facultad de Ingeniería Mecánica, Electrónica y Biomédica

Ciudad, Colombia

2022

NOTA DE ACEPTACIÓN

El trabajo de grado titulado
Diseño de un Sistema de Bombeo de Agua Glicolada
para Enfriadores de Cavas de Maduración usando
Refrigerante Natural R-744 (CO₂),
Cumple con los requisitos para optar
Al título de Ingeniero Electromecánico

Firma del Tutor

Firma Jurado

Firma Jurado

Santiago de Cali, 1 de mayo del 2022

Tabla de contenido

Lista de Figuras.....	VI
Lista de tablas.....	VIII
Resumen.....	12
Abstract.....	13
1. Introducción.....	14
1.1 <i>Formulación del Problema y Antecedentes</i>	17
1.2 <i>Objetivo General</i>	21
1.3 <i>Objetivos Específicos</i>	21
1.4 <i>Justificación técnica</i>	22
1.5 <i>Justificación ambiental</i>	24
1.6 <i>Justificación económica</i>	25
2. Marco Teorico.....	26
2.1. Conceptos de mecánica de fluidos y termodinámica	28
3. Diseño metodológico.....	42
4. Desarrollo y Resultados.....	45
4.1 Recopilación de información	45
4.1.1. Levantamiento de información de la instalación existente	45
4.1.2. Requerimientos de diseño	54
4.1.3. Realización planos de distribución	56
4.2 Generalidades	65
4.3 Calculo de eficiencias del intercambiador de placas	69
4.4 Calculo de eficiencia del enfriador de cavas de maduración	71
4.5 Red de distribución de glicol análisis de caudales	73
4.6 Calculo de velocidades y diámetros de tuberías	75
4.7 Determinación de régimen de flujo número de Reynolds	79
4.8 Determinación de rugosidad relativa	81
4.9 Calculo de pérdidas por fricción Ecuación Darcy Weisbach	84
4.10 Cálculos de pérdidas por accesorios	89
4.11 Pérdidas totales ATD (HB)	91
4.12 Calculo de potencia de la bomba	93
4.13 Calculo de NPSH	94

4.14	Determinación de tanque de expansión.....	97
4.15	Determinación de eliminador de aire	100
4.16	Sistema de control y variador de velocidad	102
4.17	Análisis de comparativo y Costo del Proyecto.....	103
4.18	Plano diagrama de flujo nuevo diseño.....	107
5.	Conclusiones.....	110
	Referencias Bibliográficas.....	112

Lista de Figuras

Figura 1: Diagrama de flujo estación de bombeo amoniaco glicol	19
Figura 2: Demanda energética de diferentes motores eléctricos	24
Figura 3: Diagrama de Moody	35
Figura 4: Representación de un flujo laminar en una tubería	36
Figura 5: Representación de un flujo turbulento en una tubería.....	37
Figura 6: Comportamiento del flujo de transición en una tubería.	39
Figura 7: Comparación de flujo de calor entre fluidos en régimen laminar y turbulento...	40
Figura 8: Fotografía de sala de máquinas bombas centrifugas	45
Figura 9: Fotografía tanque receptor de glicol Jerome Engineering	46
Figura 10: Fotografía Placa tanque receptor de glicol.....	46
Figura 11: Intercambiador de placas Alfa Laval ubicación	47
Figura 12: Medidas de intercambiador de calor Alfa Laval MK15.....	48
Figura 13: Placa de identificación intercambiador de calor Alfa Laval	48
Figura 14: Datos de placa de Bomba impulsión del tanque a cavas de maduración	49
Figura 15: Datos de placa motor eléctrico bomba de impulsión	49
Figura 16: Datos de placa Bomba de recirculación del tanque al intercambiador.....	50
Figura 17: Datos de placa motor eléctrico bomba de recirculación.....	51
Figura 18: Fotografía de válvulas y componentes de los enfriadores actuales.....	52
Figura 19: Cava de maduración operación madurado de banano	53
Figura 20: Estiba de banano.....	54
Figura 21: Diagrama sistema hidráulico anillo simple con caudal variable	55
Figura 22: Plano isométrico de nueva estación de bombeo	57
Figura 23: Diagrama de flujo 1 Estación de bombeo sala de maquinas	59
Figura 24: Diagrama de flujo 2 Distribución de caudal enfriadores.....	60
Figura 25: Diagrama de flujo 3 Diagrama general de la red de bombeo.....	61
Figura 26: Plano Sala de Maquinas	62
Figura 27: Plano de tuberías recorrido en el techo	63
Figura 28: Distribución de red de suministro de glicol.....	64
Figura 29: Ficha técnica enfriador Guntner	65
Figura 30: Ficha técnica intercambiador de placas.....	68
Figura 31: Distribución de caudal red de glicol.....	75
Figura 32: Propiedades físicas del agua.....	79
Figura 33: Formación de corrosión dentro de tubería de agua metálica.....	82
Figura 34: Curva de bomba Ebara 3M/l 50-160/9.26 12.5 HP	94
Figura 35: Datos técnicos tanque de expansión.....	100
Figura 36: Diagrama de instalación separador de aire.....	101
Figura 37: Diagrama de operación de un separador de aire.....	101
Figura 38: Ficha técnica separador de aire y suciedad.	102

Figura 39: Relación de potencia y velocidad en un variador de velocidad	105
Figura 40: Diagrama de flujo estación de bombeo 1	108
Figura 41: Plano constructivo estación de bombeo	109

Lista de tablas

Tabla 1: Abreviatura Diagrama de Flujo.	18
Tabla 2: Nomenclatura Símbolos diagrama de flujo.	18
Tabla 3: Características de las bombas en la estación de bombeo actual	23
Tabla 4: Costo estimado de consumo energético.....	26
Tabla 5: Velocidades de flujo utilizadas Habitualmente	29
Tabla 6: Valores de rugosidad equivalentes para algunas tuberías comerciales	36
Tabla 7: Numero Reynolds para diferentes flujos en tubería circular	38
Tabla 8: Código de toxicidad e inflamabilidad.....	41
Tabla 9: Clasificación refrigerantes Naturales.....	41
Tabla 10: Caracterización de bombas centrífugas tanque a las cavas de maduración.....	50
Tabla 11: Caracterización de bombas centrífugas de recirculación.....	51
Tabla 12: Tren de accesorios, entrada de enfriador de cavas de maduración.....	52
Tabla 13: Requerimientos de Propuesta	54
Tabla 14: Nomenclatura convenciones Sistema hidrónico de anillo simple	56
Tabla 15: Nomenclatura símbolos diagrama de flujo de estación de bombeo.	58
Tabla 16: Datos técnicos por enfriador	66
Tabla 17: Tabla de dilución en agua del propilenglicol para refrigeración	67
Tabla 18: Requerimiento del intercambiador de placas.....	68
Tabla 19: Tabla de cálculo de diámetros de tubería	77
Tabla 20: Diámetros de tubería vs áreas	77
Tabla 21: Tabla de diámetros comerciales de tuberías vs velocidades de flujo	79
Tabla 22: Número de Reynolds de secciones de tuberías.....	81
Tabla 23: Cálculo de rugosidad relativa	84
Tabla 24: Longitudes de línea de succión.....	86
Tabla 25: Longitudes de línea de descarga	86
Tabla 26: Perdidas por fricción línea de succión.....	88
Tabla 27: Perdidas por fricción línea de descarga	88
Tabla 28: Coeficiente de pérdida de accesorios.....	89
Tabla 29: Perdidas por accesorios Totales.....	91
Tabla 30: Datos eléctricos bomba Ebara	103
Tabla 31: Ficha técnica variador de frecuencia.	103
Tabla 32: Comparación de presupuestos en acero al carbón vs polipropileno	104
Tabla 33: Costo operativo estación de bombeo actual.....	106
Tabla 34: Costo Operativo diseño propuesto de estación de bombeo	106

Dedicatoria

Los logros que el hombre alcanza a concretar en su vida pueden llegar frutos de su esfuerzo, ganas de superación y se puede lograr la realización personal, sin embargo, recorrer este camino al éxito es más reconfortante recorrerlo con la persona que siempre te ha está a tu lado apoyándote en los difíciles momentos y brindando tu amor incondicional. Por esto mismo quiero dedicar esta tesis a mi esposa e hija, esas son las personas que estuvieron apoyándome, brindando su comprensión y fuerza para alcanzar las metas propuestas y les agradezco ya que gracias a ustedes puedo lograr presentar con gran gozo esta tesis.

Agradecimientos

Agradezco a Dios por brindarme sabiduría y buen camino para llegar a cumplir este gran logro. De igual manera agradezco a la familia Refridcol S.A. la empresa para la cual trabajo, por brindarme la oportunidad fundamentar la tesis en los conocimientos obtenidos laborando en ella y poder sustentar este caso de éxito.

De igual manera a la Universidad Antonio Nariño poder brindarme las bases adecuadas para desarrollar este proyecto, a los ingenieros, docentes y amigos, Ing. Manuel Camargo, Dr. José Daniel Hernández, Ing. Esnel Acosta. Gracias a su profesionalismo y ayuda pude desarrollar este proyecto innovador para la industria colombiana.

Resumen

En este trabajo se propone realizar un diseño consistente en una estación de bombeo de glicol que trabaje en cascada con un refrigerante natural como el CO₂ teniendo en cuenta una relación de espacio menor a la estación de bombeo existente, la cual lleva en operación cerca de 25 años de servicio y opera bombeando glicol en cascada con R717 amoníaco. El diseño incorpora varias peticiones de la empresa solicitante como trabajar con un refrigerante nuevo en la industria, como lo es el R744 (CO₂) y que la estación de bombeo sea adaptativa a la carga frigorífica demandada, es decir, que pueda adaptar la capacidad de bombeo según la demanda en tiempo real así lograr disminuir el consumo energético contribuyendo así a ser una empresa sustentable y amigable con el entorno.

Palabras clave: R744, estación bombeo, carga frigorífica, disminuir consumo, sustentabilidad.

Abstract

In this work, it is proposed to carry out a design consisting of a glycol pumping station that works in cascade with a natural refrigerant such as CO₂, taking into account a smaller space ratio than the existing pumping station, which has been in operation for about 25 years. Service and operates by pumping glycol in cascade with R717 ammonia.

The design incorporates several requests from the requesting company, such as working with a new refrigerant in the industry such as R744 (CO₂), and that the pumping station be adaptable to the demanded cooling load, that is, adapt the pumping capacity as much as according the demand in real time. Thus reducing energy consumption, thus contributing to being a sustainable and environmentally friendly company.

Keywords: R744, pumping station, refrigeration load, reduce consumption, sustainability.

1. Introducción

Industrias Refridcol es una compañía especialista en proyectos de refrigeración industrial con más de 48 años de experiencia, diseñando y fabricando soluciones para las necesidades de refrigeración (Refridcol S.A.S, 2022), se destaca la ingeniería aplicada a soluciones eficientes, para el funcionamiento óptimo de cavas refrigeradas, cuartos de congelación, protección de cadena de frío, sistemas de refrigeración industrial con HFC, amoniaco y CO₂, brindando y contribuyendo así con la protección el medio ambiente a través de bajo consumo energético de los productos que ofrece.

Refridcol cuenta como cliente potencial con una empresa multinacional colombiana del sector de ventas al por menor, este cliente cuenta con un centro de distribución logístico de recibo, almacenamiento y despacho de alimentos (CEDIS) en la zona urbana de la ciudad de Bogotá. Allí se reciben alimentos como frutas, verduras, hortalizas, alimentos empacados y cárnicos, entre otros. Algunos productos alimenticios como bananos y aguacates deben pasar a través de cámaras, también llamadas cavas de maduración para su conservación, homogeneización de su maduración para un posterior procesamiento y despacho a los diferentes puntos de venta (Industrial Leridana del Frio, 2021).

En las cavas de maduración se enfrían los productos a una temperatura controlada de 13 °C durante un tiempo determinado para posteriormente aplicarle un incremento rápido de temperatura y llevarla a 20 °C, temperatura que se sostiene durante 24 horas. En este periodo de tiempo se inyecta gas de etileno en la cava con el fin de controlar la maduración de los productos alimenticios y así garantizar un punto de maduración aceptable, conservando sus

propiedades organolépticas como el sabor, vitaminas, ácidos, color, textura, etc. y ser despachada a los diferentes puntos de venta de la ciudad con una alta calidad. En la actualidad, dichas cavas de maduración cuentan con un primer sistema de calentamiento a través de la inyección de gas de etileno y de un segundo sistema encargado de la extracción de calor del producto, que básicamente es un sistema de refrigeración que usa dos refrigerantes, uno es el amoníaco conocido en la industria de refrigeración como R717 (LINDE-GAS, 2021) el cual es el refrigerante primario y el glicol (CHQUIMICA, 2021) que es una mezcla entre agua y propilenglicol como refrigerante secundario trabajando en cascada, el glicol se usa como un fluido caloportador es decir como un fluido para transportar calor entre dos o más puntos con diferenciales de temperatura; este sistema de refrigeración está conformado por tres secciones importantes las cuales se mencionan a continuación.

Primera: una estación de bombeo compuesta por cuatro (4) bombas centrífugas, dos (2) bombas en operación y dos (2) bombas de respaldo. Esta estación envía el glicol a las cavas de maduración a una temperatura de 5 °C a 7 °C (glicol frío) y retorna a un tanque receptor a una temperatura entre 12 °C a 14 °C (glicol Caliente).

Segunda: un intercambiador de placas semisoldadas marca Alfa Laval de 300 kW (1,024,240 BTU/h) el cual transfiere el calor del glicol Caliente, adsorbiéndolo y cediéndolo al tercer componente del sistema de refrigeración de las cavas de maduración.

Tercero: una central frigorífica de amoníaco de 1980 kW (6,756,040 BTU/h) cuya potencia es la total requerida por el centro logístico para abastecer su necesidad de refrigeración.

El sistema de refrigeración descrito anteriormente lleva en operación alrededor de 25 años y como un proyecto de inversión de la compañía, este centro de distribución logístico

va a ser reubicado a las afueras de Bogotá, para así ampliar las cámaras frigoríficas y aumentar la capacidad de almacenamiento. De esta manera, la empresa requiere la actualización de los sistemas frigoríficos existentes para responder a la ampliación del área y también al interés de reducir las dificultades técnicas actuales asociadas al manejo de amoníaco como refrigerante en la estación de bombeo actual (MINAMBIENTE, 2005). El empleo del dióxido de carbono (CO₂) conocido en la industria de refrigeración como R744 en aplicaciones de refrigeración tanto comercial como industrial, está bastante extendido en países europeos, en especial en instalaciones con elevados requerimientos en la capacidad de enfriamiento (ALTERTECNIA, s.f.). El uso de este gas no es nuevo en el ámbito de la refrigeración, pues ya a inicios del siglo XX se empleaban sistemas que usaban este gas como refrigerante; sin embargo, cayó en desuso a partir de la década de 1930 con la entrada en escena de los refrigerantes sintéticos, que requieren menores presiones de trabajo y menor costo de operación, más al verificarse que estos últimos suponen un impacto negativo para el medio ambiente, el refrigerante CO₂ (LINDE-GAS, 2021) volvió a ganar su presencia en el campo de la refrigeración comercial e industrial.

De esta manera, este trabajo busca proponer una solución a los requerimientos del centro de distribución logístico para sus nuevas instalaciones a través de un diseño de una estación de bombeo en la cual se mejore su eficiencia y que use como refrigerantes el glicol y el CO₂ (R744) en remplazo del refrigerante amoníaco (R717).

1.1 Formulación del Problema y Antecedentes

El sistema de refrigeración implementado actualmente diseñado tiene dos refrigerantes como el amoníaco (R717) como refrigerante primario y el glicol como refrigerante secundario trabajando en cascada, este sistema de refrigeración actual de las cavas de maduración lleva en servicio aproximadamente 25 años y uno de sus componentes es una estación de bombeo la cual está conformada con cuatro (4) bombas centrífugas de 7.5 HP de potencia; cada una las cuales operan de forma alternada para cuestiones de mantenimiento y servicio, esta estación de bombeo está a su vez dividida en dos secciones llamadas recirculación y bombeo.

La sección de recirculación está conformada por dos (2) bombas centrífugas las cuales recircula el glicol entre el tanque receptor cuyo volumen es de 2800 Litros al intercambiador de placas, el glicol sale del tanque receptor a una temperatura aproximada de 11 °C a 14 °C e ingresa al intercambiador a esa temperatura, en el intercambiador el glicol cede el calor y la temperatura del glicol baja entre 9.3 °C a 6 °C dando como resultado un glicol frío que regresa al tanque para mezclarse con el glicol que está a mayor temperatura e ir bajando y homogeneizándose la temperatura en el tanque receptor. Este tanque también cumple la función de servir de como tanque de almacenamiento de glicol frío ya que en este también llega el glicol que retorna de las cavas de maduración que está a una temperatura elevada (glicol caliente), en la sección de bombeo se usan las otras dos (2) bombas centrífugas las cuales impulsan el glicol desde el tanque receptor que está a una temperatura entre 9.3 °C a 6 °C a las cavas de maduración, este glicol retorna a una temperatura de entre 25 °C a 32 °C (glicol caliente) al tanque receptor como se mencionó anteriormente buscando intercambiar calor con el glicol frío que está almacenado logrando así bajar su temperatura.

En la figura 1 se plantea el diagrama de flujo del sistema de refrigeración actual

Tabla 1: Abreviatura Diagrama de Flujo.

SIMB	DESCRIPCION	MARCA
B1	Bomba centrífuga 7.5 hp recirculación	Ingersoll-Dresser
B2	Bomba centrífuga 7.5 hp recirculación	Ingersoll-Dresser
B3	Bomba centrífuga 7.5 hp impulsora	Ingersoll-Dresser
B4	Bomba centrífuga 7.5 hp impulsora	Ingersoll-Dresser
E-001	Intercambiador de calor amoniaco-glicol	Alfa Laval
TKR	Tanque Recibidor de glicol	Jerome Engineering
GC	Válvula de corte	Danfoss
FM	Porta filtro malla 500 μ	Danfoss

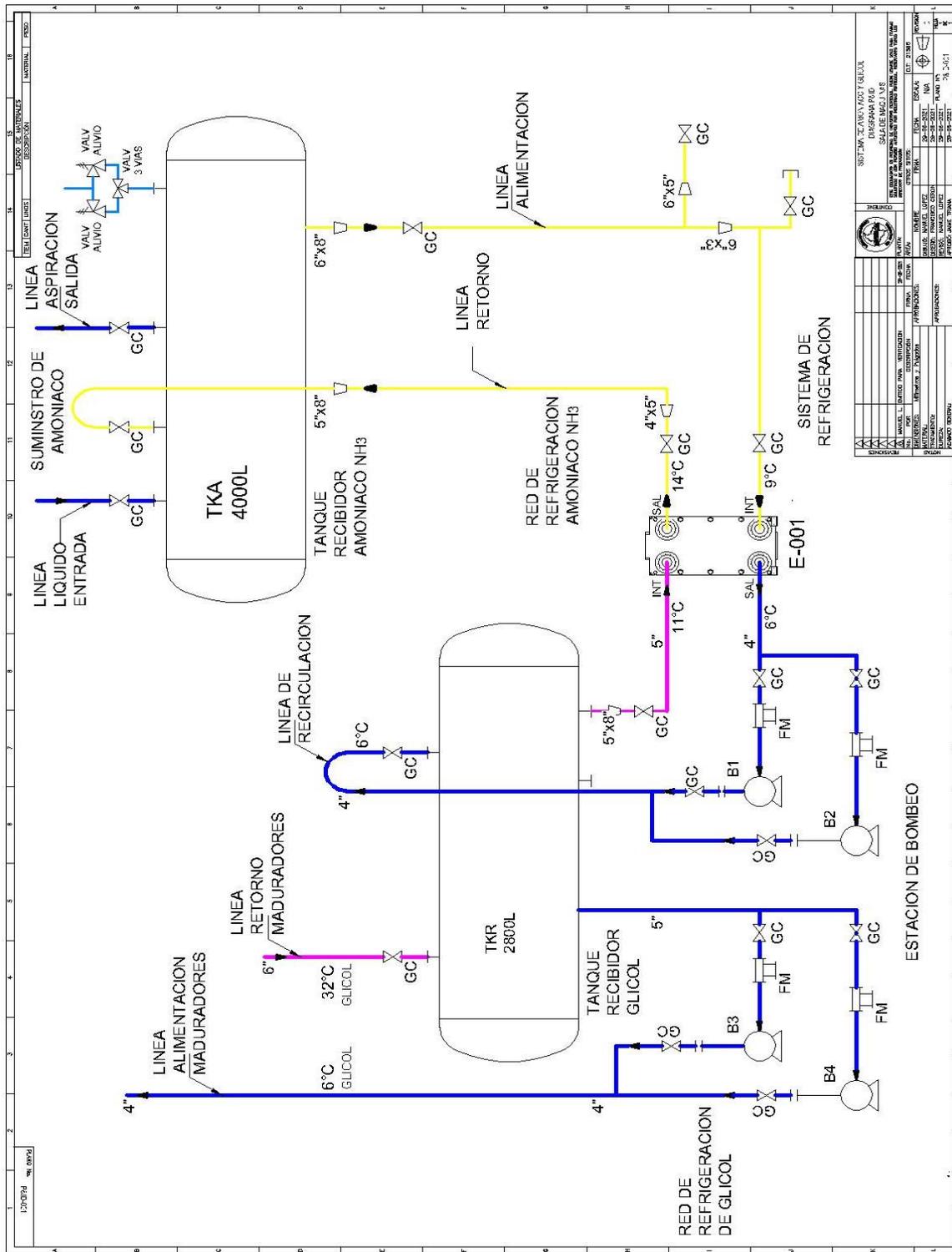
Fuente: autor

Tabla 2: Nomenclatura Símbolos diagrama de flujo.

Símbolo	Descripción
	Válvula de corte
	Válvula de tres vías
	Válvula de alivio
	Reducción concéntrica
	Tapa ciega
	bomba
	Conector amortiguado
	Porta Filtro

Fuente: autor

Figura 1: Diagrama de flujo estación de bombeo amoniaco glicol



Fuente: autor

La estación de bombeo actual trabaja fundamentado en un sistema de bombeo de caudal constante, esto se determina analizando el diagrama de flujo no solamente de la estación de bombeo sino analizando también como fluye el caudal a través de todo el sistema incluyendo el tipo de válvulas que se encuentra en las cavas de maduración donde se evidencia que está instalada una válvula motorizada de tres vías cuya función es la de proporcional el caudal necesario en la cava de maduración para justar la temperatura de la cava y el resto del caudal que no se necesita redireccionarlo hacia la tubería de retorno que va hacia al tanque receptor de glicol, así mismo las bombas operan de manera constante a su máxima velocidad porque no cuentan con ningún tipo de regulación ni mecánica ni eléctrica como lo son válvulas reguladoras de presión y caudal ni variadores de velocidad, el tipo de arranque con que operan estas bombas es un arranque directo.

El sistema, como fue diseñado en su tiempo, hoy necesita diseñarse uno nuevo para aumentar la eficiencia en cuanto a consumo energético y optimización de carga, ya que los sistemas de bombeo de refrigerantes como el glicol clasifican como sistemas con demanda variable de acuerdo a la unidad de planeación minero energética (UPME, 2018).

El amoníaco es un refrigerante muy eficiente (ASHRAE, 2017), con una eficiencia teórica superior a la del R134a (GASSERVI, 2020) o el propano R290 (GASSERVI, 2020), su uso en su sistema primario engloba varios inconvenientes a causa de su toxicidad e inflamabilidad. Estos factores han hecho que se presente en la actualidad una presión cada vez mayor a nivel mundial para reducir sus niveles de carga, sobre todo cuando dichas instalaciones se encuentran ubicadas en áreas pobladas (DANFOSS, 2022).

El amoníaco en Colombia es una sustancia controlada por el Consejo Nacional de Estupefacientes y por ende se deben tramitar permisos especiales para su compra, transporte

y carga (MINJUSTICIA, 2020) lo que dificulta los procesos administrativos y logísticos de la empresa.

A raíz de la antigüedad de la instalación actual y la necesidad de reubicación a las afueras de la ciudad de Bogotá de la estación de bombeo junto con el sistema de refrigeración de amoniaco glicol se hace necesario diseñar un sistema de bombeo de glicol que integre las nuevas tecnologías en cuanto a optimización de los sistemas de bombeo de caudal variable así mismo el cambio del sistema de refrigeración utilizando un refrigerante alternativo en remplazo del amoniaco que cuente con un menor impacto ambiental futuro conservando una eficiencia similar y lograr disminuir el consumo energético actual buscando tener una empresa con un desarrollo sostenible.

1.2 Objetivo General

Diseñar el sistema de bombeo para el sistema de refrigeración de las cavas de maduración a una temperatura del glicol de 7 °C para un caudal de cerca de 5000 m³/h buscando adaptarlo a la carga frigorífica demanda para así poder reducir la potencia eléctrica de bombeo en un 20% o más con un diseño que se acople al espacio reducido de la sala de máquinas de las nuevas instalaciones del centro logístico buscando, así mismo remplazar el refrigerante primario amoniaco por un refrigerante de menor impacto ambiental como el refrigerante CO₂.

1.3 Objetivos Específicos

- Recopilar la información acerca de los requerimientos técnicos del sistema de bombeo de las cavas de maduración de acuerdo a las condiciones de las nuevas instalaciones, consistente en el levantamiento del plano de distribución, diseño

propuesto del cliente y las alturas de la instalación tanto de la sala de máquinas frente a la altura de las cavas de maduración.

- Diseñar un sistema de bombeo adaptativo que incluya la selección de la tubería que conserve una velocidad de fluido que esté entre el rango de 0.5 m/s y 2.5 m/s con las menores pérdidas por fricción, con una potencia frigorífica de 464 kW (1,584,643 BTU/h), buscando así seleccionar unas bombas con una mayor eficiencia ajustadas a la carga demandada.
- Presentar una propuesta de implementación del diseño que incluya los planos generales de instalación de construcción de la estación de bombeo y un análisis comparativo de consumo de energía entre la estación de bombeo anterior y el nuevo diseño.

1.4 Justificación técnica

Los sistemas de bombeo han desempeñado un rol importante en el desarrollo de la humanidad. La tecnología ha evolucionado y ha encaminado estos sistemas hacia soluciones que incentiven el ahorro de energía y la eficiencia operativa de los sistemas de bombeo.

El diseño de la estación de bombeo actual está basado en un sistema típico de bombeo donde las bombas operan a velocidad constante manejando el 100% del caudal necesario a máxima carga. Esto causaba que el fluido impulsado regrese al intercambiador a temperaturas muy cercanas a la temperatura de salida, lo cual resulta en una operación ineficiente, ya que, al ser el volumen constante, no se ahorra energía cuando el sistema se encuentra a carga parcial.

Esta forma de funcionar tiene como antecedente la década de los años 1950, donde se implementaron este tipo de estaciones de bombeo, porque el costo de la energía eléctrica no era un factor determinante y en muchas instalaciones las bombas eran seleccionadas para capacidades mayores a las necesarias. Esto contribuye al desperdicio de energía, ya que para balancear el sistema, se aumenta la caída de presión para reducir el caudal adicional (SOTOLONGO, 2020).

Las características técnicas de las bombas centrífugas del sistema mostrado en la Figura.1 se resumen en la Tabla 2, en donde las bombas 1 y 2 corresponden a las bombas de recirculación de glicol entre el tanque receptor y el intercambiador de placas, mientras que las bombas 3 y 4 son las bombas de impulsión del glicol a las diferentes cavas de maduración.

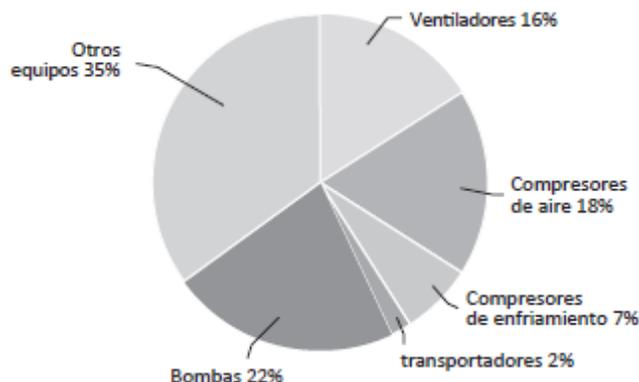
Tabla 3: Características de las bombas en la estación de bombeo actual

Características	Bombas 1 y 2	Bombas 3 y 4
Caudal	90 m ³ /h	73 m ³ /h
Cabeza/carga	14.48 m	13.97 m
Pot. motor	7.5 HP	7.5 HP
Pot. eléctrica	5.5 kW	5.5 kW
Tensión	440V	440V
Corriente	10.3 A	10.3 A

Fuente: Autor

La Comisión Europea realizó unos estudios que comprobaron que los sistemas de bombeo representan aproximadamente el 22% de la demanda energética de los motores eléctricos de todo el mundo, como se observa en la figura 2. (UPME, 2018).

Figura 2: Demanda energética de diferentes motores eléctricos



Fuente: Unidad de Planeación Minero Energética UPME

Una de las formas de mitigar el impacto de consumo energético y mejorar la eficiencia de los sistemas de bombeo es seleccionar correctamente las bombas y la forma de control de caudal adaptándolo a la demanda, entonces se hace necesario para la estación de bombeo nueva diseñarla para que pueda ajustar el caudal de glicol de acuerdo a la carga frigorífica requerida en el momento, ya que en la industria actual es una necesidad que los sistemas de bombeo sean eficientes aprovechando la energía eléctrica

1.5 Justificación ambiental

El desarrollo sostenible o sostenibilidad busca que las necesidades actuales de la sociedad sean satisfechas adecuadamente sin comprometer los recursos disponibles para las generaciones futuras. Para ello se requiere garantizar un cierto equilibrio entre el crecimiento económico, la protección del medio ambiente y el bienestar social, compromiso que muchas empresas a nivel mundial han adquirido. (UN.ORG, s.f).

Mediante la autodeterminación de cumplir metas sobre el desarrollo sostenible que se han impuesto a nivel mundial las diferentes compañías, estas últimas deben adoptar y convertir en política empresarial algunas de dichas metas, entre las que se encuentran,

implementar políticas de mejora de la eficiencia energética, reducir los impactos ambientales negativos, y generar informes y adoptar prácticas sostenibles en cada uno de sus procesos productivos.

La producción y transmisión de la energía eléctrica tiene un impacto ambiental (UPME, 2017), de esta manera las empresas comprometidas con el desarrollo sostenible implementan tecnologías en sus procesos buscando tener un mejor aprovechamiento de esta, por lo tanto, el diseño mejorado del sistema de bombeo, traerá una reducción del consumo de energía eléctrica, ligada a su vez con la disminución de emisiones de CO₂ derivadas del no aprovechamiento de la energía eléctrica. De esta manera, este proyecto se ajusta adecuadamente a las metas de desarrollo sostenible.

1.6 Justificación económica

De acuerdo con la agencia internacional de energía (IEA), durante el año 2019 el 41.5% del consumo mundial de energía eléctrica se debió al sector industrial (IEA.ORG, 2022). Dentro de los procesos de este sector, los sistemas de bombeo para el transporte de fluidos se encuentran entre los mayores consumidores y de los que presentan más pérdidas, por lo que lograr la reducción de estas pérdidas representa también un aporte económico importante.

El sistema de bombeo de interés funciona en la actualidad de forma continua los 365 días del año, y considerando que el consumo de cada bomba es de 5.5 kW/h, se estima que el consumo anual de las dos es de 9.5 MW/h con un costo asociado que está en el orden de 49 millones de pesos anuales, como se representa en la Tabla 3.

Tabla 4: Costo estimado de consumo energético

Bomba	Consumo unitario (kW/h)	Consumo diario (kW/h)	Costo consumo (Millones de pesos)	
			Mensual	Anual
1	5.5	264	4.08	49
2	5.5			

Fuente: Autor, Se estima un costo por kW/h de \$516.17 el cual es el promedio Costo kW/h Anual del año 2018 (UPME.gov, 2020)

El estándar ASHRAE 90.1 normaliza que se requiere una reducción del 70% de la potencia de entrada de la bomba cuando se produce una reducción del 50% de la carga térmica. Generalmente, esta condición no se logra completamente con la implementación de variadores de velocidad, pero si se consigue un ahorro considerable (alrededor del 50%) al ajustar el caudal del fluido refrigerante proporcionalmente a la carga térmica, evitando así el funcionamiento de las bombas a la velocidad nominal.

Adaptando la presión y caudal a las necesidades reales mediante zonas de presión y potenciando las estaciones de bombeo, se puede conseguir una reducción del consumo energético del 25% al 40%, lo que puede representar una disminución de costos anuales estimada entre 15 a 24 millones de pesos.

2. Marco Teorico

Las instalaciones industriales son responsables de un tercio de las emisiones de CO₂. Es una tendencia mundial en el sector industrializado trazar objetivos de mitigación del cambio climático mediante el aumento de la eficiencia energética y cambiar progresivamente hacia tecnologías que ayuden a un mejor aprovechamiento de esta (UPME, 2018).

Los sistemas de bombeo han estado presentes en la humanidad atreves de la historia, la necesidad de llevar un fluido de un lugar a otro, en especial el agua, ha hecho que la humanidad a medida que evoluciona su conociendo a la par evolucionen las tecnologías en

el bombeo de fluidos. Desde el tornillo de Arquímedes que se usaba para bombear agua (IAGUA, 2022) ha evolucionado pasando de trabajar con potencia animal a energía térmica y posteriormente a energía eléctrica gracias al acople de un motor eléctrico, en el siglo XVIII Thomas Savery desarrollo la primera bomba industrial usando vapor (BiografíasyVidas.com, 2004), desde la invención y evolución del motor eléctrico acoplado a una bomba (electrobomba) la tecnología de bombeo ha ido de la mano tecnificándose, volviéndose más necesario entender los procesos de bombeo para saber cómo mejorarlos y diseñarlos de una manera que garantice su mayor eficiencia de bombeo a menor costo energético.

El sistema de bombeo actual transporta glicol que es una mezcla entre agua a una concentración del 80% y propilenglicol (CHQUIMICA, 2021) a una concentración del 20%, a una temperatura de 5 °C que es inferior a la temperatura ambiente, para ello necesita una fuente que permita adsorber el calor del glicol y llevarlo a la temperatura deseada, el anterior sistema descrito se conoce como sistemas hidrónico, el cual es un sistema hidráulico que se usa para el intercambio de calor para enfriar o calentar un proceso, en estos sistemas se usa el glicol, agua o cualquier otro fluido como medio de transporte de calor es decir un fluido caloportador. Para su funcionamiento es necesario contar con una fuente generadora de calefacción o refrigeración (chiller), un sistema de tuberías, bombas para la recirculación, unidad terminal se va a enfriar o calentar y diversos accesorios como válvulas reguladoras y de control de flujo (MUNDO HVAC&R, 2013).

Para lo tanto para diseñar estos sistemas se debe fundamentos sobre conceptos de mecánica de fluidos y termodinámicos.

2.1. Conceptos de mecánica de fluidos y termodinámica

La hidráulica es la ciencia que estudia el comportamiento de los fluidos en función de las propiedades mecánicas de los líquidos dependiendo de las fuerzas o magnitudes a que pueden ser sometidos, a su vez los fluidos son sustancias no sólidas que pueden ser gases o líquidos.

La presión es una magnitud física resultante de una fuerza por unidad de área, su unidad es el Pascal (Pa) en el sistema internacional de medidas (S.I) o libra de fuerza por pulgada cuadrada (PSI) en el sistema inglés de medidas y se aplica en los sistemas hidráulicos bajo la ley de pascal la cual menciona que la presión aplicada por un fluido contenido en un recipiente cerrado es igual en todas las direcciones del fluido y es perpendicular a las paredes del recipiente, entonces de lo anterior se deriva la fórmula:

Ecuación 1

$$P = \frac{F1}{A1} = \frac{F2}{A2}$$

Donde:

F1= Fuerza 1

A1= Área 1

F2= Fuerza 2

A2= Área 2

P= Presión

Al despejar e igualar da como resultado que la F2 se obtiene:

Ecuación 2

$$F2 = F1 \cdot \frac{A2}{A1}$$

Lo que indica que la fuerza sobre el área de la sección mayor F_2 se multiplica por la relación con el área de la sección menor donde se aplica la fuerza.

Así mismo, la presión se relaciona con la velocidad en un sistema hidráulico, entendiendo que la velocidad y la presión se comportan de manera opuesta, ya que mientras la presión puede ser alta, la velocidad tiene valores bajos, si la presión es baja la velocidad es alta, por esta razón se han establecido unas velocidades recomendadas de diseño para diferentes fluidos como se muestra en la tabla 5.

Tabla 5: Velocidades de flujo utilizadas Habitualmente

FLUIDO	UTILIZACIÓN	VELOCIDAD m/s
Agua	Agua en general	aspiración impulsión
		0.5 - 1.5 1.0 - 3.0
	Distribución en poblaciones	línea principal red de distribución
		1.0 - 2.0 0.5 - 1.2
	Turbinas	baja altura gran altura
		3.0 3.0 - 7.0
	Bombas de alimentación de calderas	aspiración impulsión
		0.3 - 0.5 2.0 - 2.5
	Con sólidos en suspensión	
		0.5 - 2.0
Aceites	Ligeros	
	Pesados (dependiendo de la necesidad)	
		1.0 - 2.0 0.5 - 2.0
Aire	Baja presión	
	Alta presión	
		12 - 15 20 - 25

Fuente: Sistemas de bombeo (UNIOVI, 1994)

Algunos fabricantes de bombas recomiendan velocidades más conservadoras, principalmente para la tubería de descarga para evitar pérdidas en operación, daños de las mismas, deterior por cavitación, entre otras fallas. El fabricante de bombas KSB recomienda velocidades de la tubería de succión entre 0.7 m/s a 1.5 m/s y en la tubería de descarga velocidades de 1.0 m/s a 2 m/s para agua fría (KSB, 2005).

El caudal volumétrico es un término fundamental, ya que es la razón del volumen sobre unidad de tiempo. Las unidades más utilizadas se expresan en m/h, l/s, m/s, GPM, su fórmula es la siguiente:

Ecuación 3

$$Q = \frac{V}{t}$$

Donde:

V= Volumen

t= tiempo

Q= Caudal Volumetrico

Hay una relación estrecha entre caudal, velocidad y el área cuando el caudal pasa por una sección de tubería determina y se relaciona de la siguiente manera por la ecuación:

Ecuación 4

$$Q = V \cdot A$$

Donde:

Q: Caudal Volumétrico

V: Velocidad

A: Área

De la anterior ecuación se entiende que el área en una sección circular de tubería es igual a:

Ecuación 5

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

Donde:

$$\pi = 3.1416$$

D = Diámetro

Si de la ecuación 2 se quiere despejar el área se puede expresar de la siguiente manera:

Ecuación 6

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

Remplazando el área por su ecuación 5 y despejando el diámetro se obtiene la ecuación siguiente:

Ecuación 7

$$D = \sqrt{\frac{\frac{Q}{V} \cdot 4}{\pi}}$$

Como el valor de la velocidad se puede determinar de acuerdo a las recomendaciones de los fabricantes de las bombas o datos de tablas y el caudal es un dato de entrada del sistema, con esta ecuación se puede determinar el diámetro recomendado de una sección de tubería.

La potencia de una bomba se puede determinar mediante la ecuación:

Ecuación 8

$$POT = g \cdot Q \cdot H_B$$

Donde:

POT= Potencia de la bomba

g = gravedad

Q = Caudal o flujo volumétrico

H_B = Altura dinámica o cabeza de la bomba

A su vez, la altura dinámica o cabeza de la bomba se puede encontrar por la ecuación de la energía, la cual expresa la relación de diferentes tipos de energía de un fluido que circula por una sección de tubería, como lo es la energía potencial, cinética y la derivada de la presión la cual se expresa mediante la siguiente ecuación:

Ecuación 9

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 - h_p + H_B = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

Donde:

$\frac{P}{\gamma}$ = Es la expresión de la energía debido a la presión

$\frac{v^2}{2g}$ = Es la expresión de la energía cinética.

Z = Es la expresión de la energía potencial a una cierta altura con respecto a la bomba

h_p = Es la energía perdida por el rozamiento y se conoce como pérdida de carga

H_B = Es la energía añadida desde el exterior como por ejemplo la energía de impulsión de la bomba (cabeza de la bomba o altura dinámica de la bomba).

Si se desprecian las pérdidas por rozamiento y no hay aporte de energía desde el exterior, la ecuación de la energía se reduce y se transforma en la ecuación de Bernoulli, la cual es la siguiente:

Ecuación 10

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

Teniendo en cuenta las expresiones anteriores, la cabeza de la bomba H_B o también conocida como altura dinámica de la bomba ADT o también HDT por sus siglas en inglés, se puede expresar por medio de la siguiente expresión:

Ecuación 11

$$H_B = z + \Sigma h_p + \frac{V^2}{2g} + h_r$$

Donde:

H_B = Altura dinámica de la bomba.

Z = Altura geométrica con respecto a la bomba.

Σh_p = Sumatoria de las pérdidas tanto por fricción más las pérdidas de accesorios.

h_r = Presión residual a vencer la bomba cuando buscando el punto más desfavorable o de mayor distancia con relación a la bomba.

Las pérdidas por fricción se determinan usando la ecuación de Darcy Weisbach y con la ecuación de Colebrook se determina el coeficiente de fricción para poder usar la ecuación de Darcy Weisbach la cual es:

Ecuación 12

$$h_p = f \frac{L \cdot V^2}{2gD}$$

Donde:

L = Longitud.

V = Velocidad.

g = Gravedad.

D = Diámetro.

f = Coeficiente de Fricción.

El coeficiente de fricción se puede hallar usando la ecuación de Colebrook siguiente:

Ecuación 13

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Donde:

ε = Coeficiente de rugosidad que depende del material dada por tablas del material.

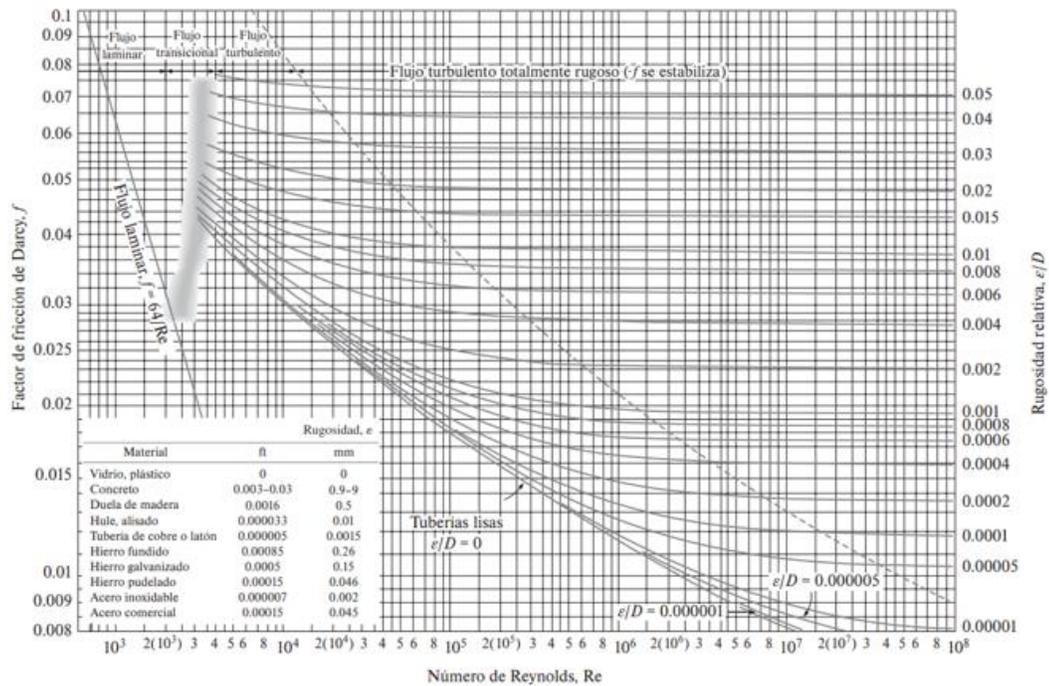
D = Diámetro.

f = Coeficiente de Fricción

Re = Numero de Reynolds

Esta fórmula presenta un problema, ya que se deberá de iterar para poder obtener el coeficiente de fricción. La incógnita se encuentra en ambos lados de la ecuación, otra forma para obtenerla gráficamente es determinarla mediante el diagrama de Moody como se ve a continuación.

Figura 3: Diagrama de Moody



Fuente: Tomado del libro de mecánica de fluidos (Cengel, Mecanica de Fluidos, 2006)

En ambas formas, tanto por la ecuación de Colebrook o por el diagrama de Moody se deberá determinar la rugosidad relativa, la cual es la razón entre la rugosidad absoluta sobre el diámetro y el número de Reynolds, la fórmula de rugosidad relativa se presenta a continuación:

Ecuación 14

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{\epsilon}{D}$$

Donde:

ϵ = Coeficiente de rugosidad que depende del material dada por tablas del material.

D = Diámetro.

Tabla 6: Valores de rugosidad equivalentes para algunas tuberías comerciales

MATERIAL	RUGOSIDAD	
	ft	mm
Acero tubos soldados	0,00015	0,045
Acero tubos extruidos	0,000008	0,0024
Acero oxidado	0,007	2
Acero galvanizado	0,0005	0,15
Cobre o latón	0,0004	0,002
Plásticos (PVC, PE, PP)	0,000005	0,0015
Poliéster reforzado con fibra	0,000033	0,01
Concreto	0,003	0,9

Fuente: Libro mecanica de fluidos de cengel (Cengel, Mecanica de Fluidos, 2006)

El número de Reynolds nos indica cuando un flujo es laminar o turbulento, los flujos laminares son aquellos donde las fuerzas viscosas son proporcionalmente más fuertes que las fuerzas de inercia y las partículas se mueven en láminas paralelas sin entremezclarse, este fenómeno se observa bajo condiciones de bajas velocidades o en sustancias viscosas como los aceites, en la figura 4 se observa el comportamiento de un flujo laminar en una tubería.

Figura 4: Representación de un flujo laminar en una tubería

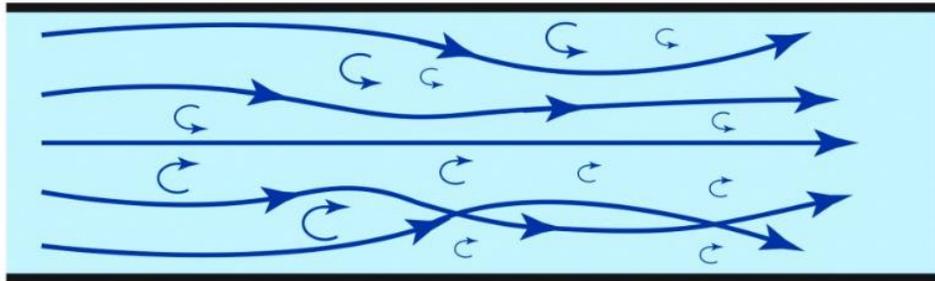


Fuente: Autor

En un flujo turbulento, las fuerzas viscosas son débiles comparadas con las fuerzas de inercia. Las partículas se mueven en recorridos irregulares y caóticos, esto causa una gran mezcla entre las distintas capas de fluido y el movimiento vendrá dominado por la aparición de vórtices o remolinos, es decir, se caracteriza por fluctuaciones en la velocidad y

movimiento desordenado de las partículas del fluido, en la figura 5 se representa el movimiento de las partículas en una tubería a régimen turbulento.

Figura 5: Representación de un flujo turbulento en una tubería



Fuente: Autor

Los experimentos conducidos por Osborn Reynolds (MCNBiografias.com, 2004) en la década de 1880 dieron como resultado el establecimiento del número adimensional de Reynolds (Re) como el parámetro clave para determinar el régimen de flujo en los tubos; la realización de estos experimentos se descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de fuerzas inerciales sobre las fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se llama número de Reynolds (Cengel, Mecanica de Fluidos, 2006).

La determinación entre el flujo laminar y turbulento también dependen de otras variables como del grado de perturbación del flujo por la rugosidad de la superficie, así mismo como las vibraciones de las tuberías y fluctuaciones en el flujo, en la siguiente tabla se establecen los valores para números de Reynolds

Tabla 7: Numero Reynolds para diferentes flujos en tubería circular

TIPO DE FLUJO	RELACION
Flujo Laminar	$Re \leq 2300$
Flujo Transicional	$2300 \leq Re \leq 4000$
Flujo Turbulento	$Re \geq 4000$

Fuente: Mecánica de fluidos de Cengel (Cengel, Mecanica de Fluidos, 2006)

El número de Reynolds en donde el flujo se vuelve turbulento se llama conoce con el nombre de número de Reynolds crítico (Re_{cr}) este valor es diferente para tuberías de diferentes geometrías, en la tabla anterior se definen números de Reynolds para tuberías circulares, el número de Reynolds se puede calcular mediante la siguiente ecuación.

Ecuación 15

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

Donde:

V = Velocidad.

D = Diámetro.

ν = Viscosidad cinemática.

Teniendo en cuenta que la viscosidad cinemática también se puede representar como:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Donde:

μ = Viscosidad dinámica.

ρ = Densidad.

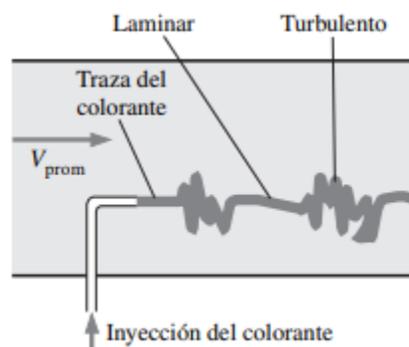
Se puede redefinir la ecuación 15 bajo la siguiente expresión:

Ecuación 16

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu}$$

En el flujo transicional, el flujo cambia entre laminar y turbulento de manera aleatoria, como se muestra en la figura 6, el flujo laminar se puede mantener con número de Reynolds más altos cuando las tuberías son muy lisas y se controlan al mínimo las perturbaciones del flujo y vibraciones de tubería. En estas condiciones excepcionalmente controladas se ha conservado el flujo laminar con números de Reynolds de hasta 100000.

Figura 6: Comportamiento del flujo de transición en una tubería.

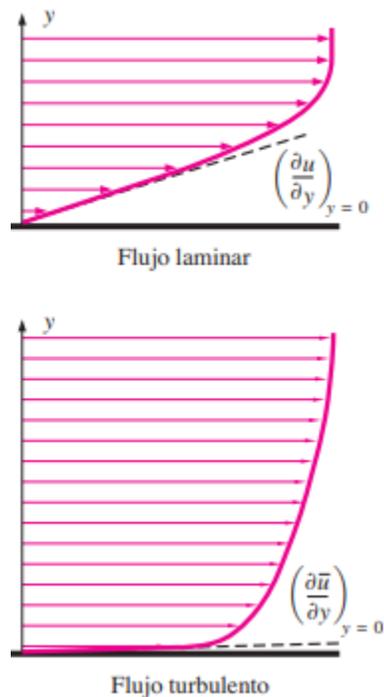


Fuente: Mecánica de fluidos de Cengel (Cengel, Mecanica de Fluidos, 2006)

En el flujo laminar, en transferencia de calor, el calor solamente puede transmitirse por medio de la conducción de calor de capa a capa, por lo tanto, los perfiles de velocidad y de temperatura están cambiando con mucha lentitud. En el flujo turbulento, la transferencia de masa en la dirección radial permite que el calor se transfiera tanto por conducción como por convección por consecuencia del movimiento arremolinado aleatorio del grupo de partículas que chocan entre sí intercambiando movimiento y calor en el proceso.

En el flujo turbulento, el flujo de calor es mucho más grande comparado con el presente en el flujo laminar (Cengel, Transferencia de calor y masa, 2004), en la figura 7 se comparan los dos flujos, el flujo laminar y flujo turbulento.

Figura 7: Comparación de flujo de calor entre fluidos en régimen laminar y turbulento



Fuente: Libro de Transferencia de calor y masa.

De acuerdo a lo anterior se debe procurar tener un régimen de flujo turbulento, ya que se está estación de bombeo está transportando un fluido refrigerante el cual es el glicol.

A su vez este trabajo se centra en cambiar el sistema de refrigeración que proporciona el glicol frío extrayendo el calor que transporta de las cavas de maduración, el amoniaco (R717) como sustancia refrigerante es muy usado a nivel industrial, más debido a que es una sustancia tóxica y en bajo ciertas condiciones es inflamable, esto genera unos problemas técnicos de manejo.

Tabla 8: Código de toxicidad e inflamabilidad.

TOXICIDAD	INFLAMABILIDAD
No toxico A	1 No inflamable
	2 moderadamente inflamable
Toxico B	2L Velocidad de combustión <10cm/s
	3 inflamable

Fuente: clasificación según EN378-1 y ASHRAE 34

El refrigerante CO₂ (R744) no es tóxico y no es inflamable, por lo cual es un candidato para ser usado en instalaciones nuevas que requieran usar un gas refrigerante con una clasificación baja de toxicidad e inflamabilidad, a continuación, se muestran códigos de toxicidad e inflamabilidad de algunos refrigerantes alternativos usados actualmente.

Tabla 9: Clasificación refrigerantes Naturales

NOMBRE ASHRAE	NOMBRE COMERCIAL	COMPOSICION	CLASIFICACION SEGURIDAD	GWP
R744	Dióxido de Carbono	CO ₂	A1	1
R717	Amoniaco	NH ₃	B2L	0
R290	Propano	C ₃ H ₈	A3	3
R600	Isobutano	C ₄ H ₁₀	A3	3
R1270	Propileno	C ₃ H ₆	A3	2

Fuente: Autor

El CO₂ como refrigerante es muy eficiente dado que posee un alto coeficiente de transferencia de calor y elevada eficiencia volumétrica que permite utilizar tuberías, aislamientos, evaporadores, compresores e intercambiadores de menor tamaño.

3. Diseño metodológico

Objetivo específico No 1: Recopilar la información acerca de los requerimientos técnicos del sistema de bombeo de las cavas de maduración de acuerdo a las condiciones de las nuevas instalaciones, consistente en el levantamiento de los planos de distribución, diseño propuesto del cliente y las alturas de la instalación tanto de la sala de máquinas frente a la altura de las cavas de maduración.

Etapa 1: se realizó una visita técnica a las instalaciones existentes en la sede de Bogotá buscando recopilar información de la estación de bombeo, así mismo en comité de acercamiento con el cliente expone el caso de que quiere sustituir y solicita que se le presente una propuesta de una nueva estación de bombeo que opere en cascada con CO₂ como refrigerante primario y glicol como refrigerante secundario, así mismo que el nuevo diseño incorpore algún sistema que permita un ahorro energético, adicionalmente se recibe el plano arquitectónico para que así poder realizar nuestro propio plano de tuberías y red de distribución de glicol con las respectivas alturas geometrías de la instalación, distancia de la sala de máquinas a los maduradores, ubicación de las centrales de CO₂.

Se realizaron diagramas de flujo de los recorridos de la tubería por medio de un software de diseño AutoCAD y REVIT, así mismo se determinó los datos de entrada del sistema a diseñar como la temperatura de entrada del glicol la cual es debe de ser entre 5 °C y 7 °C y dentro de las cavas de maduración la cual debe de ser entre 10 °C a 14 °C la cual corresponde a la temperatura del aire que entra y sala del enfriador, adicionalmente se define la potencia frigorífica de cada cava de maduración la cual debe de ser cerca de 30 kW (102,455 BTU/h) y la cantidad de cavas de maduración las cuales serán diez y seis (16) cavas

alimentadas por dos (2) circuitos de glicol, es decir dos (2) estaciones de bombeo, las cuales cada una se encarga de enfriar el glicol proveniente de ocho (8) cavas de maduración.

Se revisa el funcionamiento de las dos (2) centrales de CO₂ existentes y las conexiones en el tanque de flash gas para la instalación de un posible intercambiador de calor para realizar el intercambio calórico entre el glicol y el CO₂, adicionalmente con el software del REVIT se diseña la sala de máquinas con las alturas y distancias correspondientes del plano arquitectónico.

Objetivo específico No 2: Diseñar un sistema de bombeo adaptativo que incluya la selección de la tubería que conserve una velocidad de fluido que esté entre el rango de 0.5 m/s y 2.5 m/s con las menores pérdidas por fricción, buscando así seleccionar unas bombas de una menor potencia frente a las actuales y con un número menor e incluir un análisis comparativo de consumo de energía entre la estación de bombeo anterior y el nuevo diseño.

Etapa 2: Se realizó un análisis de criterio requerido para el diseño de la estación de bombeo, por medio de un software Guntner de libre acceso el cual se usa para la selección de enfriadores, se seleccionó por medio de este software el enfriador que cumplía las condiciones generales de temperatura y potencia frigorífica, una vez seleccionado por medio de ficha técnica se determinó el caudal requerido por un enfriador de una cava de maduración y así el caudal requerido para las estaciones de bombeo.

A su vez se seleccionó un intercambiador de calor que trabaja con CO₂ y glicol con el apoyo del software de selección Alfa Laval y se revisó su eficiencia calculando su capacidad térmica y el calor aprovechado.

Una vez determinado el intercambiador de calor y el enfriador, teniendo en cuenta las velocidades recomendadas por el KSB de la tubería de succión entre 0.7 m/s a 1.5 m/s y en la tubería de descarga velocidades de 1.0 m/s a 2 m/s y los caudales obtenidos se procedió con el cálculo para selección de diámetros recomendados en cada una de las secciones del diagrama de flujo elaborado anteriormente.

Las bombas se calcularon usando la ecuación de cálculo de cabeza de la bomba más para calcular se tuvo que encontrar primero el valor de las pérdidas por fricción y accesorios, estableciendo la altura geométrica y la presión a vencer en la línea más lejana usando las fórmulas de Darcy Weisbach y la ecuación de pérdidas de accesorios.

Seleccionadas las bombas, se realizó un análisis de consumos nominales de las bombas actuales frente a las seleccionadas para sí determinar el ahorro energético.

Objetivo específico No 3: Presentar una propuesta de implementación del diseño que incluya los planos generales de instalación de construcción de la estación de bombeo.

Etapa 3: una vez seleccionada las bombas se procede con la realización del diagrama de flujo con el uso de un software como el AutoCAD para el desarrollo del plano, también se realizan los cálculos para otros complementos como el tanque de expansión y el desaireador para contrarrestar la expansión del fluido debido a los cambios de temperatura y velocidad y se incluyen en el plano, se realiza una propuesta económica de la estación de bombeo, y se plantea un esquema de la máquina con sus medidas y ubicación dentro de la sala de máquinas con ayuda del programa REVIT.

4. Desarrollo y Resultados

4.1 Recopilación de información.

4.1.1. Levantamiento de información de la instalación existente.

En la reunión con el cliente se caracterizó la estación de bombeo actual, se tomó un registro fotográfico de la instalación como se evidencia a continuación en las siguientes fotografías.

Figura 8: Fotografía de sala de máquinas bombas centrífugas



Fuente: Autor

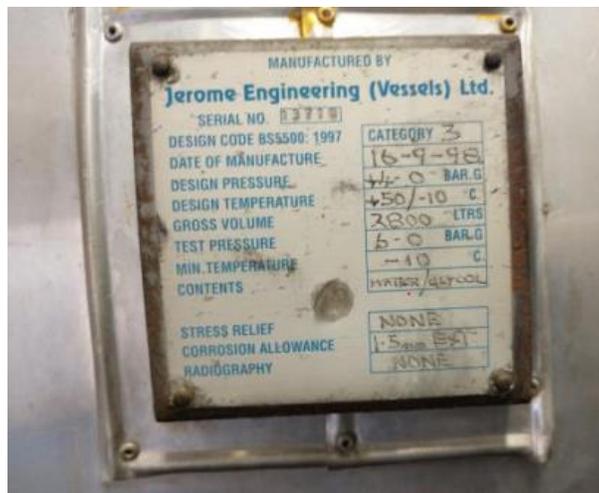
En la figura 8 se muestra el tanque recirculado y las bombas de impulsión del glicol frío desde el tanque receptor de glicol hacia las cavas de maduración, son dos (2) bombas centrífugas una (1) se encuentra en operación y la otra como respaldo para poder realizar mantenimiento a una bomba sin afectar o parar el bombeo de glicol.

Figura 9: Fotografía tanque receptor de glicol Jerome Engineering



Fuente: Autor.

Figura 10: Fotografía Placa tanque receptor de glicol



Fuente: Autor

El tanque receptor fue fabricado por Jerome Engineering con una capacidad de 2800 Litros (739.6 Galones), el tanque cumple la función de almacenamiento de glicol frío a su vez ayuda a la homogeneización de temperaturas entre el glicol que retorna de las cavas de maduración la cual está a temperatura de entre 25 °C a 32 °C y el glicol que regresa del intercambiador a una temperatura del glicol baja entre 9.3 °C a 6 °C.

Figura 11: Intercambiador de placas Alfa Laval ubicación

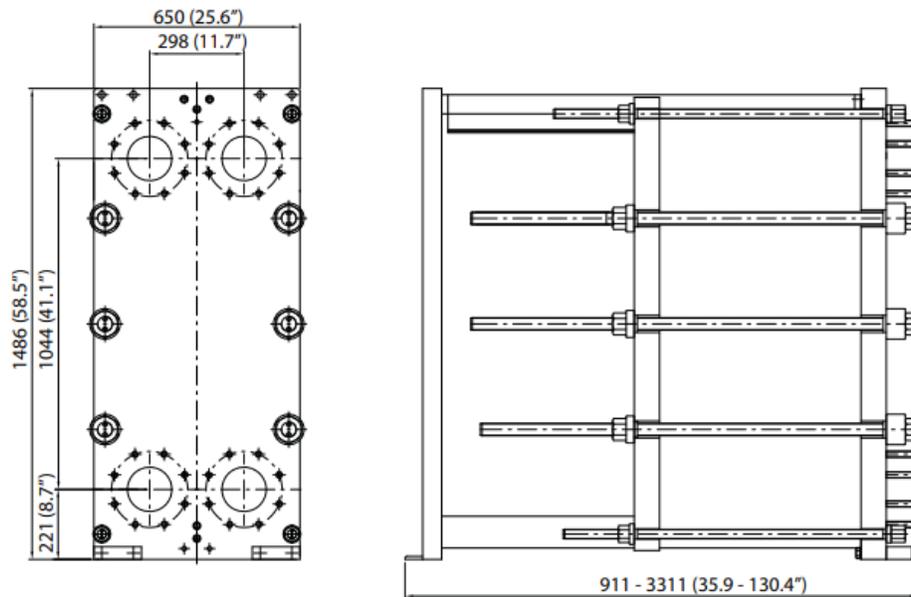


Fuente: Autor

El intercambiador de calor es una parte fundamental del sistema de refrigeración porque permite el intercambio de calor entre el glicol (refrigerante secundario) y el amoníaco (refrigerante primario), logrando así que el glicol ceda su calor al amoníaco y por ende bajar su temperatura, el glicol entra a temperatura aproximada de 11 °C a 14 °C en el intercambiador de placas y sale a una temperatura de entre 9.3 °C a 6 °C.

El intercambiador de calor es de marca Alfa Laval de modelo MK15-BWFGR de 300 kW (1,024,240 BTU/h) nominales con unas medidas de 148.6 cm (1.48 m) de alto por 65 cm (0.65 m) de ancho y una profundidad de 91.1 cm (0.91 m), construido con placas semisoldadas, en la figura 12 se interpretan las medidas dadas en un plano del intercambiador de placas modelo MK15.

Figura 12: Medidas de intercambiador de calor Alfa Laval MK15.



Nota: medidas en milímetros (mm)

Fuente: autor

El intercambiador de placas Alfa Laval tiene un volumen de 54.6 litros, estos datos se toman de la placa de identificación del intercambiador de placas, en la figura 13 se observan los datos de placa.

Figura 13: Placa de identificación intercambiador de calor Alfa Laval



Fuente: Autor

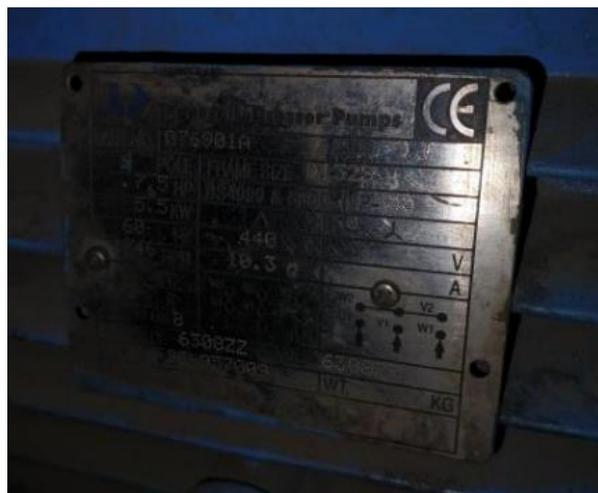
Las bombas centrífugas las cuales son cuatro (4), dos (2) para bombeo del tanque receptor a las cavas de maduración y dos (2) bombas para la recirculación entre el tanque receptor y el intercambiador de calor. Cada juego de bombas tiene una en operación y una de respaldo; los datos de placa de las bombas que impulsan el glicol hasta las cavas de maduración se relacionan a continuación.

Figura 14: Datos de placa de Bomba impulsión del tanque a cavas de maduración



Fuente: Autor.

Figura 15: Datos de placa motor eléctrico bomba de impulsión



Fuente: Autor.

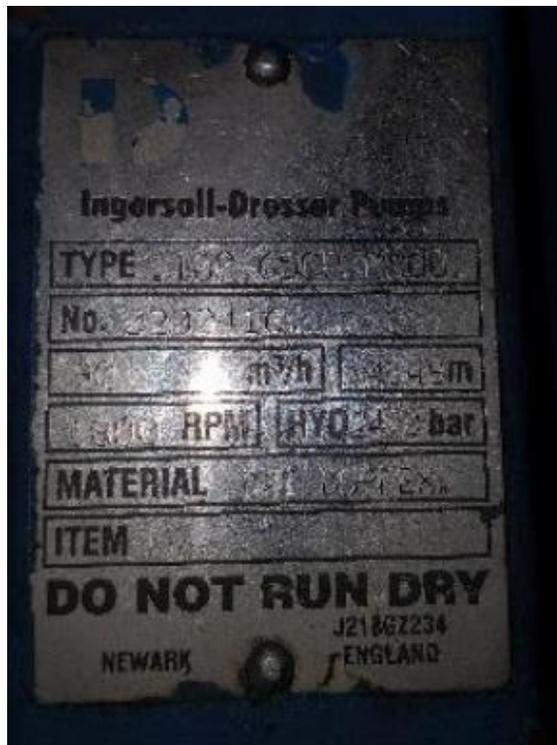
Tabla 10: Caracterización de bombas centrífugas tanque a las cavas de maduración

Caracterización bombas centrífugas de impulsión			
Cabezal de bombeo		Motor eléctrico	
Marca	Ingersoll-Dresser	Marca	Ingersoll-Dresser
Modelo	100-65CPXM200	Potencia mecánica	7.5 HP
Caudal	73 m ³ /h	Potencia eléctrica	5.5 kW
Cabeza/carga	13.97 m	Voltaje	440v
RPM	1800	Corriente	10.3
HYD	24 Bar	RPM	1746

Fuente: Autor

Los datos de placa de las bombas que recirculación entre el tanque receptor y el intercambiador de calor, se relacionan a continuación.

Figura 16: Datos de placa Bomba de recirculación del tanque al intercambiador



Fuente: Autor.

Figura 17: Datos de placa motor eléctrico bomba de recirculación



Fuente: Autor.

Tabla 11: Caracterización de bombas centrífugas de recirculación

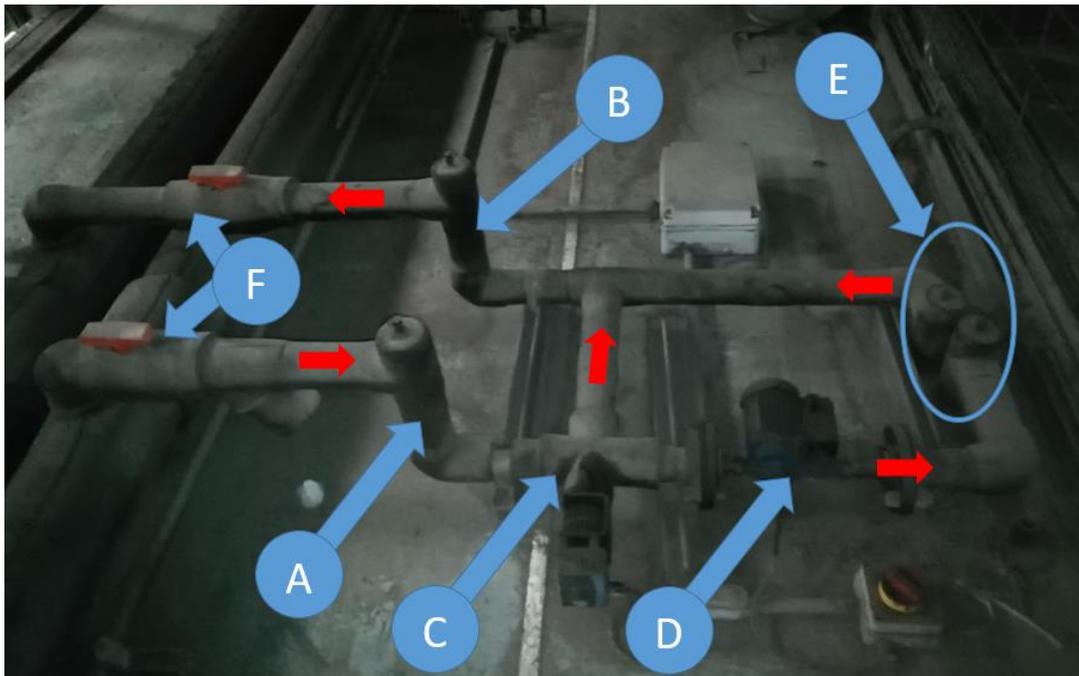
Caracterización bombas centrífugas de recirculación			
Cabezal de bombeo		Motor eléctrico	
Marca	Ingersoll-Dresser	Marca	Ingersoll-Dresser
Modelo	100-65CPXM200	Potencia mecánica	7.5 HP
Caudal	90 m ³ /h	Potencia eléctrica	5.5 kW
Cabeza/carga	14.83 m	Voltaje	440v
RPM	1800	Corriente	10.3
HYD	24 Bar	RPM	1746

Fuente: Autor

Se realizó una inspección a toda la instalación en especial a las cavas de maduración para corroborar su funcionamiento actual e identificar posibles mejoras que sean incluidas en el diseño que se presentó, se revisaron las tuberías y elementos que llegan a los enfriadores actuales como lo son válvulas de tres vías, válvulas de cierre manual de bola, en la figura 18

se evidencian los accesorios que conforman el sistema de control de caudal del enfriador actual.

Figura 18: Fotografía de válvulas y componentes de los enfriadores actuales



Fuente: Autor

Tabla 12: Tren de accesorios, entrada de enfriador de cavas de maduración.

NOMENCLATURA	
LETRA	DESCRIPCION
A	Tubería de suministro glicol frio
B	Tubería de salida de glicol caliente
C	válvula de tres vías motorizada
D	bomba de recirculación
E	conexiones de entrada y salida enfriador
F	válvulas de corte

Fuente: Autor

Se confirma que este sistema de bombeo actual opera como un sistema típico de climatización en el cual, por medio de la válvula de tres vías instalada al ingreso del enfriador, se modula y controla la cantidad de glicol frío que ingresa para compensar la carga térmica

del enfriador; las bombas operan a su máxima velocidad manejando el 100% del caudal necesario a carga máxima, más esto causa que a cargas parciales no se economice energía, ya que en esta condición el glicol regresara a una temperatura cerca de la temperatura de salida de las bombas de impulsión lo cual resulta en una operación ineficiente bajo esta condición.

Se observa la operación de las cavas de maduración, momento en el cual están siendo usados para madurar bananos, como se observa a continuación en las figuras 19 y 20 respectivamente.

Figura 19: Cava de maduración operación madurado de banano



Fuente: Autor

Figura 20: Estiba de banano



Fuente: Autor

4.1.2. Requerimientos de diseño.

Las condiciones de diseño se pueden resumir en la siguiente tabla

Tabla 13: Requerimientos de Propuesta

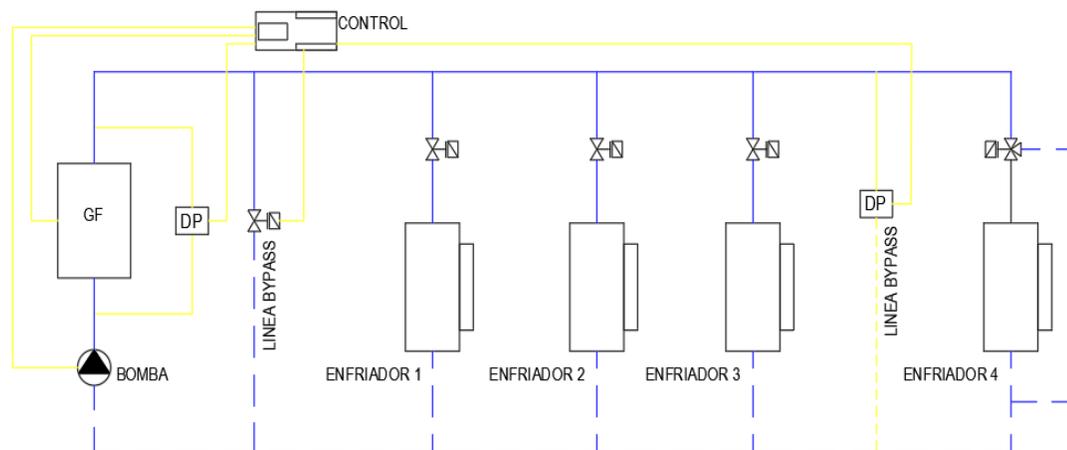
DATOS POR ESTACION DE BOMBEO	
Potencia frigorífica por cava	28 kW (95,625 BTU/h)
Cantidad de cavas de maduración	8 cavas
Temperatura de entrada glicol	7 °C
Porcentaje de propilenglicol	20%
Fluido Refrigerante primario	CO ₂ (R744)
DATOS GENERALES (2 ESTACIONES DE BOMBEO)	
Potencia frigorífica total	480 kW (1,639,286 BTU/h)
Cantidad de cavas de maduración	16 cavas
Temperatura de entrada glicol	7 °C
Porcentaje de propilenglicol	20%
Fluido Refrigerante primario	CO ₂ (R744)
Voltaje de potencia	440v/60hz
Tamaño	Compacta
Tanque receptor de glicol	sin tanque

Fuente: Autor

El cliente cuenta con una sala de máquinas con un espacio limitado, por ende solicita un diseño compacto, ya que en ese mismo espacio tiene instalada en operación las dos (2) centrales de CO₂ las cuales cuentan con una potencia frigorífica instalada de 1000 kW (3,415,179 BTU/h) cada una, por ende el espacio es un factor importante a tener en cuenta, otro punto importante es que la sala de máquinas no cuenta con refuerzos estructurales de carga por ende se descarta la fabricación e instalación de un tanque receptor de glicol.

Teniendo en cuenta estas necesidades se diseña un sistema hidráulico de anillo simple con caudal variable (AERMEC, 2016) que comprende un sistema de refrigeración y una estación de bombeo de una bomba con variador de velocidad controlado por un PLC el cual recoge las señales de presión, caudal y temperatura para controlar la velocidad de la bomba por ende el caudal, buscando así adaptar dicho caudal a la carga térmica que se requiera en el momento.

Figura 21: Diagrama sistema hidráulico anillo simple con caudal variable



Fuente: Autor

Tabla 14: Nomenclatura convenciones Sistema hidrónico de anillo simple

CONVENCIONES Y SIMBOLOS	
 ELECTRO VALVULAS	 GENERADOR FRIO (CHILLER)
 SENSOR DIFERENCIAL PRESION	 CONTROL (PLC)
 BOMBA	 LINEA DE DESCARGA
 ENFRIADOR	 LINEA DE SUCCION

Fuente: Autor

El intercambiador de calor requiere, que el flujo de glicol se comporte como un flujo turbulento, ya que como se ha mencionado anteriormente, el flujo de calor es mucho más grande comparado con el presente en el flujo laminar. Por lo general, el caudal mínimo en un intercambiador de placas debe de ser cercano al 50% del caudal nominal para que se pueda presentar la condición de flujo turbulento, aunque esto depende de las recomendaciones del fabricante del intercambiador.

Para lograr esto y controlar el caudal de los enfriadores se instalan válvulas de bypass tanto cerca al intercambiador como al final de la línea, buscando mantener un caudal mínimo que pase por el intercambiador y a su vez una renovación de agua en las tuberías para mantener una temperatura uniforme en todo el fluido y así evitar rupturas por expansión del fluido por diferencial y aumento de temperatura del mismo.

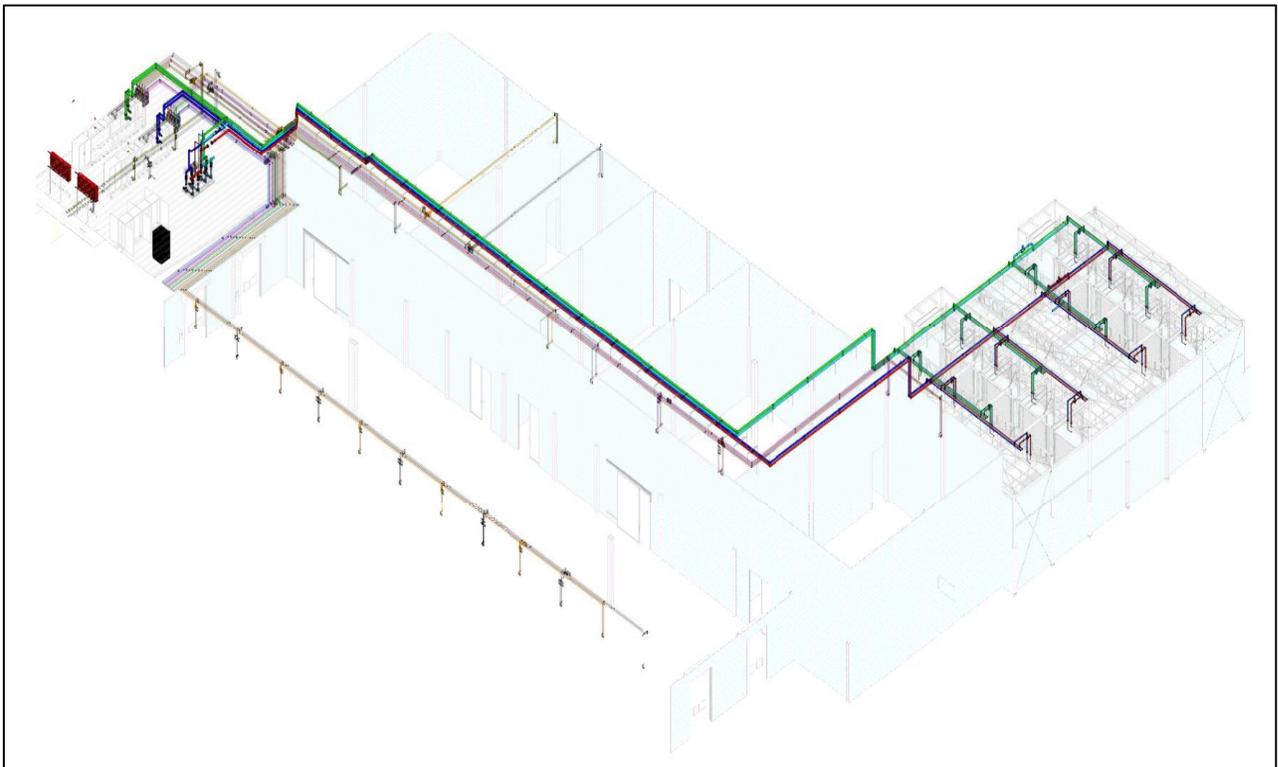
4.1.3. Realización planos de distribución

La sala de máquinas está ubicada en una estructura metálica a una altura de 4.5 metros de altura del piso, con unas medidas de largo de 17.5 metros y ancho de 15.8 metros, en ella ya están ubicados las dos centrales de CO₂ que suplen la necesidad de frío del centro logístico. Las tuberías de glicol parten desde la estación de bombeo que está ubicada en esta sala de

máquinas y recorren una distancia de 110 metros, pasando en su recorrido por los techos de los cuartos de refrigeración, llegando así hasta as cavas de maduración, las cuales están ordenadas en filas de cuatro (4) por cuatro (4) maduradores.

Usando el software REVIT se procedió a realizar el plano isométrico de la instalación

Figura 22: Plano isométrico de nueva estación de bombeo



Fuente: Refridcol – Autor

Para su mejor entendimiento, el plano anterior se puede dividir en tres (3) planos, los cuales nombran como.

- Diagrama de flujo.
- Plano de sala de máquinas.
- Plano tuberías recorrido en el techo.
- Planos distribución de red de suministro de glicol.

El diagrama de flujo que se presentó para este proyecto basándonos en un sistema de anillo simple, el diagrama de flujo se presentan en las figuras 23, 24, 25; el sistema contara

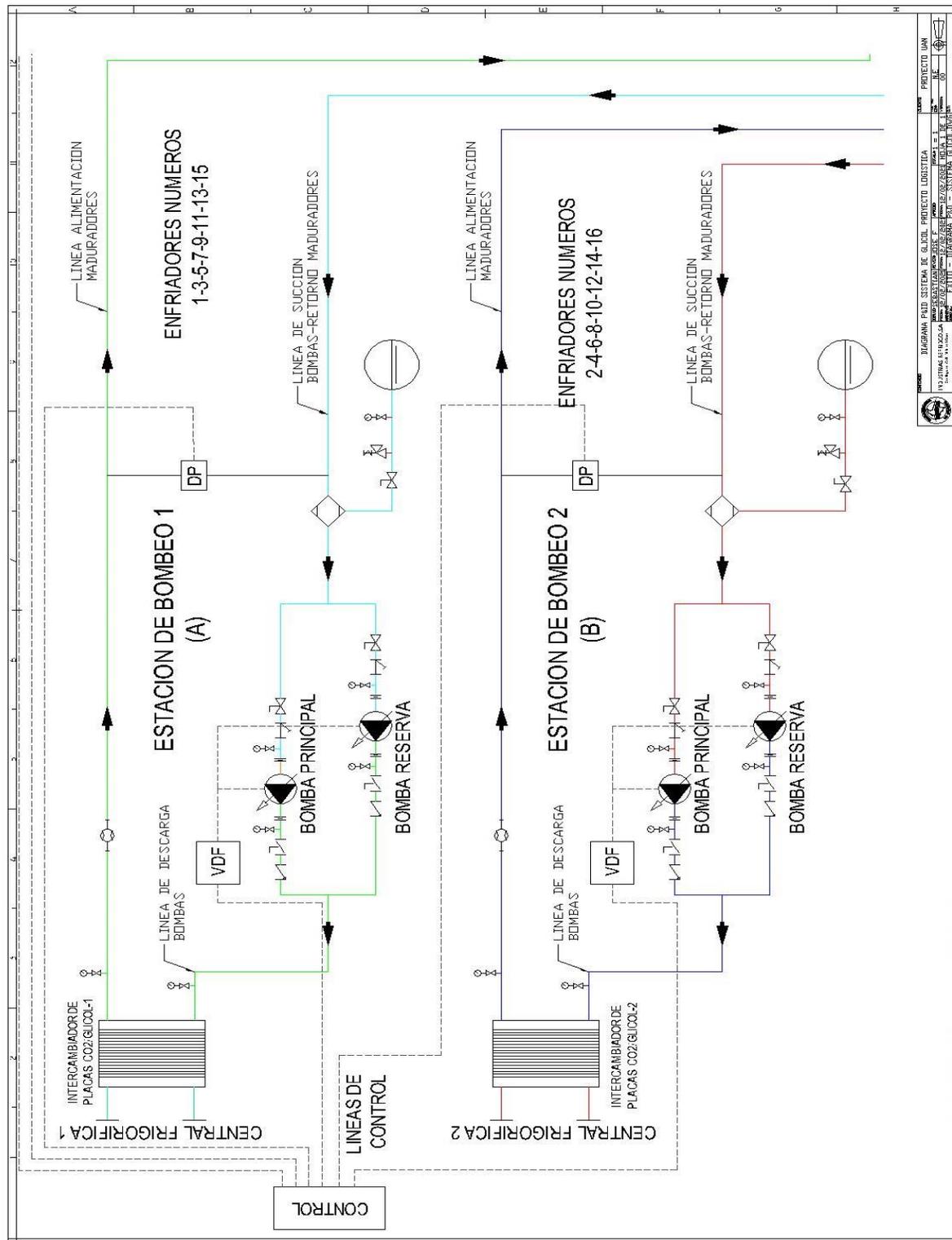
con 16 enfriadores para 16 cavas de maduración; uno (1) por cada cámara, a su vez estos enfriadores se dividirán en dos (2) estaciones de bombeo, cada uno maneja el caudal para ocho enfriadores; los enfriadores se agruparan en un orden de cuatro (4) filas por (4) columnas si se ven desde arriba, los enfriadores de número impar de cada columna estarán conectados a la estación de bombeo número uno (1) designada con la letra (A) y los restantes enfriadores de número par a la estación de bombeo número dos (2) designada con la letra (B), las estaciones de bombeo a su vez están conectadas a un intercambiador de calor individual los cuales se alimentan de gas refrigerante CO₂ del tanque de receptor de CO₂.

Tabla 15: Nomenclatura símbolos diagrama de flujo de estación de bombeo.

SIMBOLOGIA Y CONVENCIONES	
	VALVULA DE BOLA AUTOMATICA DE CONTROL
	VALVULA DE TRIPLE SERVICIO PARA GLICOL
	VALVULA DE CORTE CIERRE RAPIDO
	VALVULA DE DOS VIAS ABQM
	VALVULA SOLENOIDE
	VALVULA DE RETENCION
	FILTRO MAYA FLANCHADO DESARMABLE
	TANQUE DE EXPANSION
	SEPARADOR DE AIRE
	VALVULA DE ALIVIO
	SENSOR TRANSDUCTOR DIFERENCIAL DE PRESION
	BOMBA CENTRIFUGA
	JUNTA ELASTICA ANTI VIBRACION CON FLANCHE
	VALVULA DE SERVICIO PARA MANOMETRO
	SENSOR MEDIDORVDE CAUDAL CAUDALIMETRO

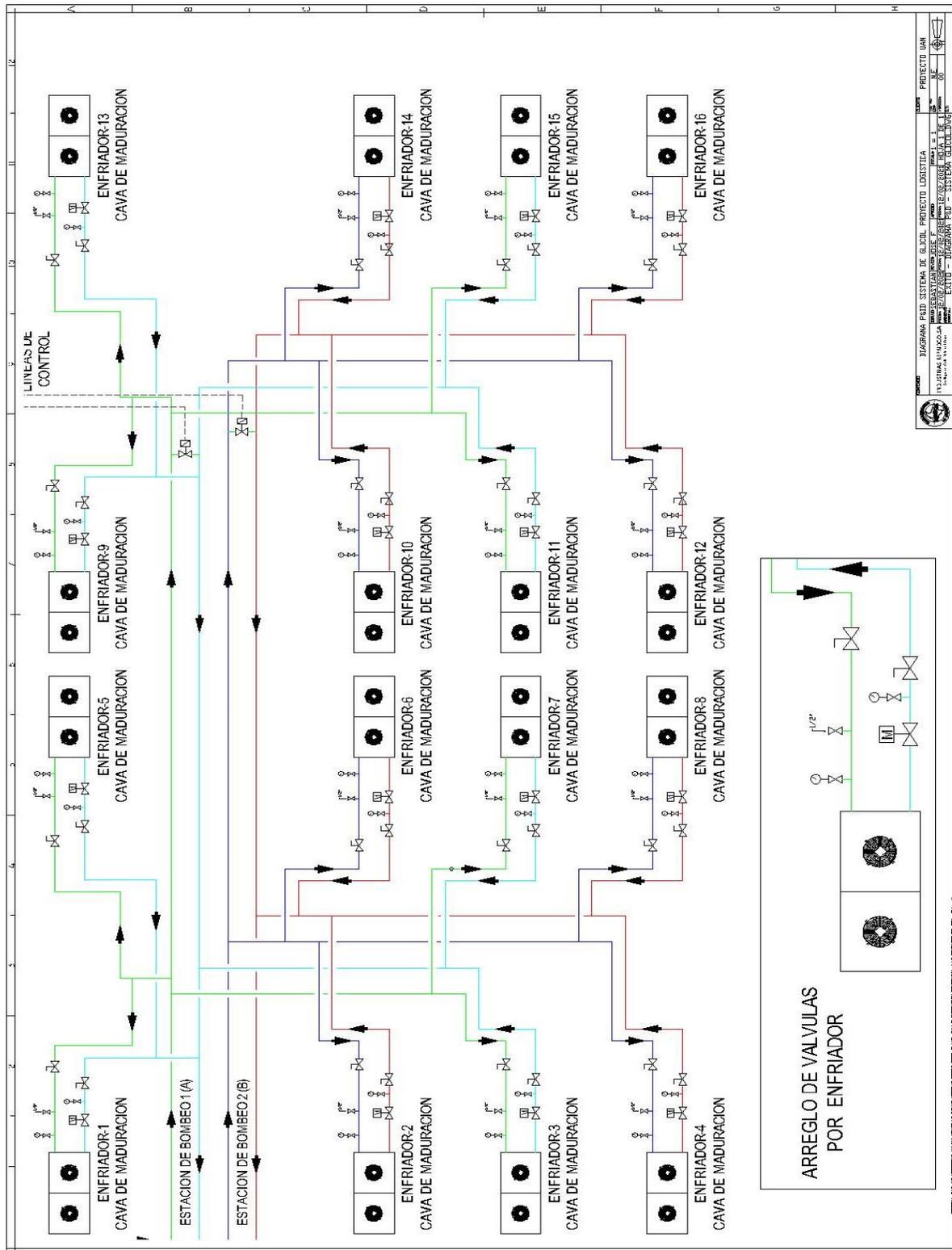
Fuente: Autor.

Figura 23: Diagrama de flujo 1 Estación de bombeo sala de maquinas



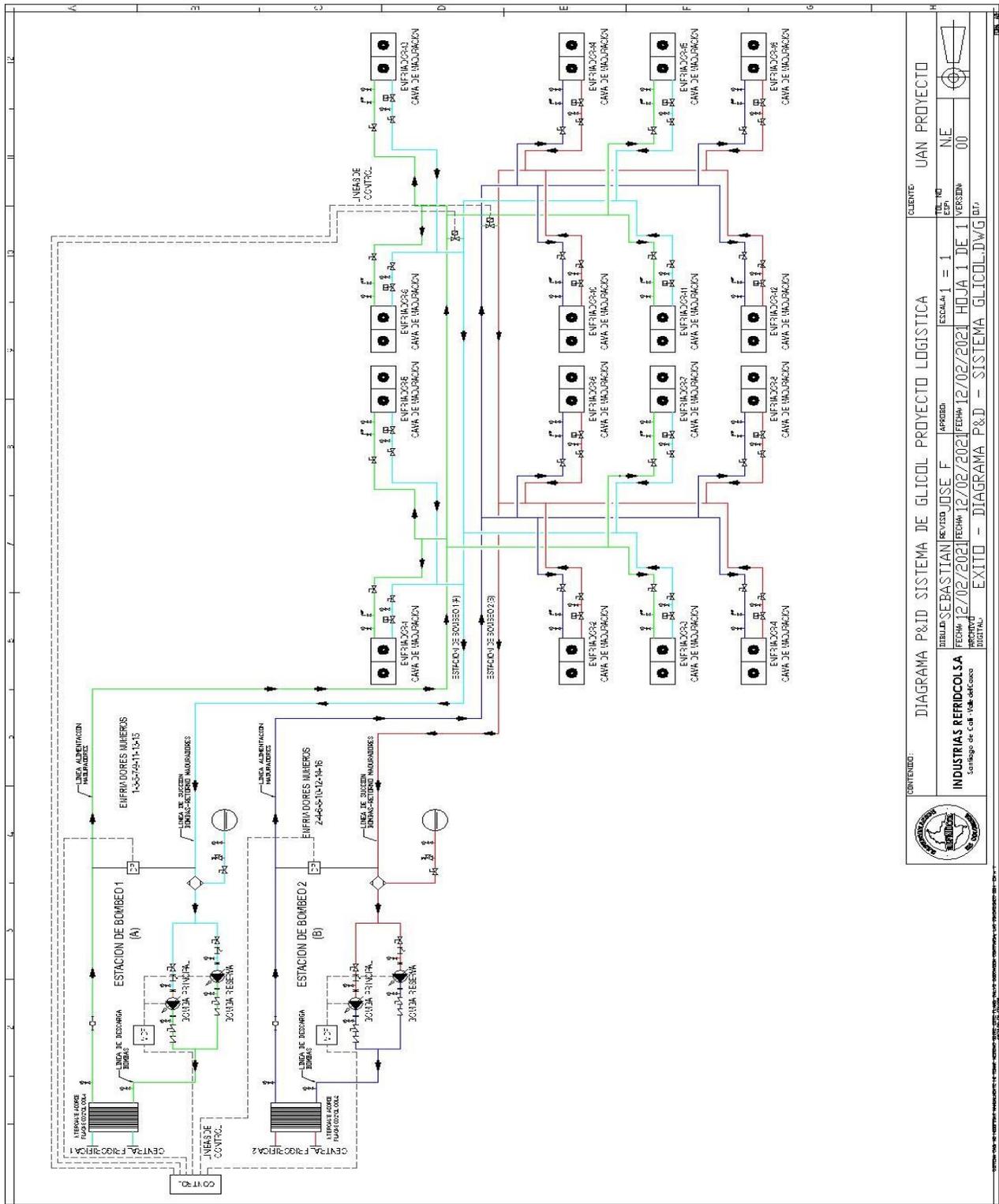
Fuente: Autor.

Figura 24: Diagrama de flujo 2 Distribución de caudal enfriadores.



Fuente: Autor.

Figura 25: Diagrama de flujo 3 Diagrama general de la red de bombeo.

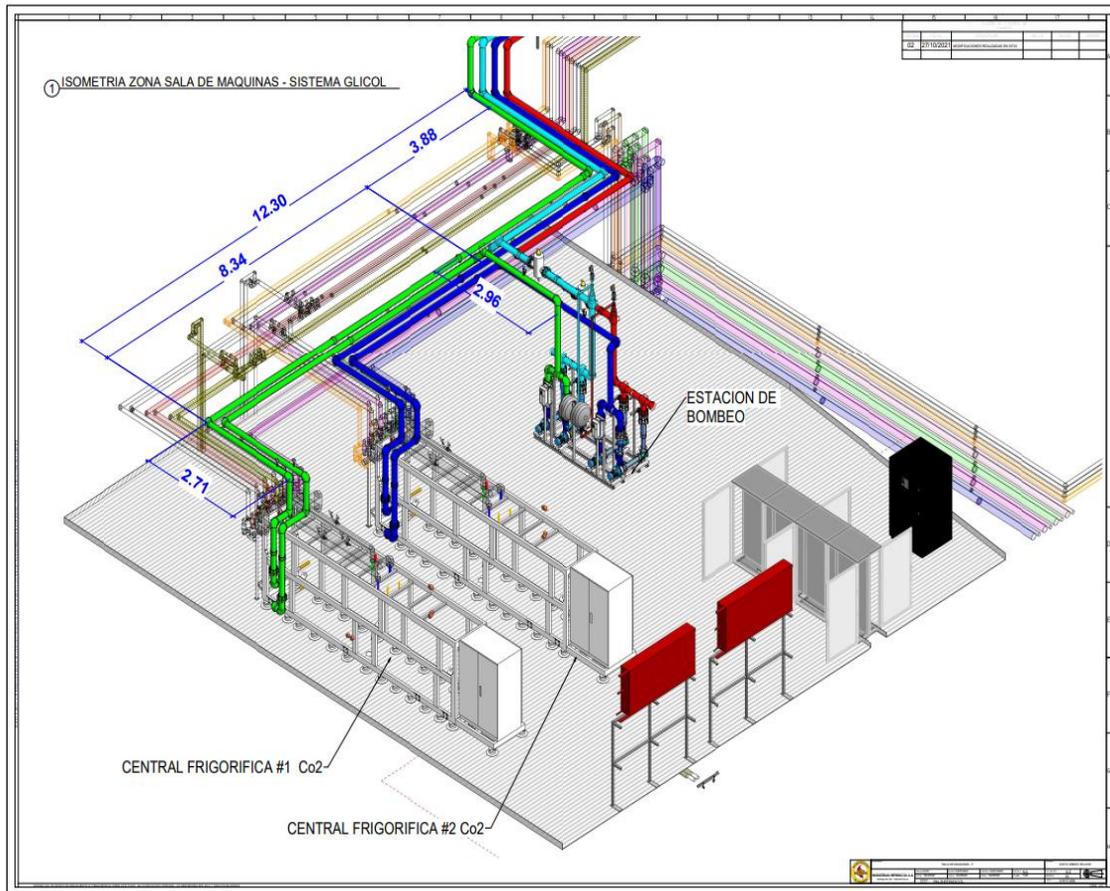


	CONTENIDO: DIAGRAMA P&ID SISTEMA DE GLICOL PROYECTO LOGISTICA		CLIENTE: UAN PROYECTO
	DIBUJADO: SEBASTIAN REYES F FECHA: 12/02/2021 DISEÑADO: JUAN CARLOS REYES F FECHA: 12/02/2021	REVISADO: JOSE F FECHA: 12/02/2021 APROBADO: JUAN CARLOS REYES F FECHA: 12/02/2021	ESCALA: 1 = 1 HOJA 1 DE 1
INDUSTRIAS REPROCOLOSA Santiago de Chile - Chile			
TITULO: EXITTO - DIAGRAMA P&D - SISTEMA GLICOL.DWG			

Fuente: Autor.

A continuación, se presentan los planos de sala de máquinas, recorrido de techos y distribución en cavas de maduración.

Figura 26: Plano Sala de Maquinas

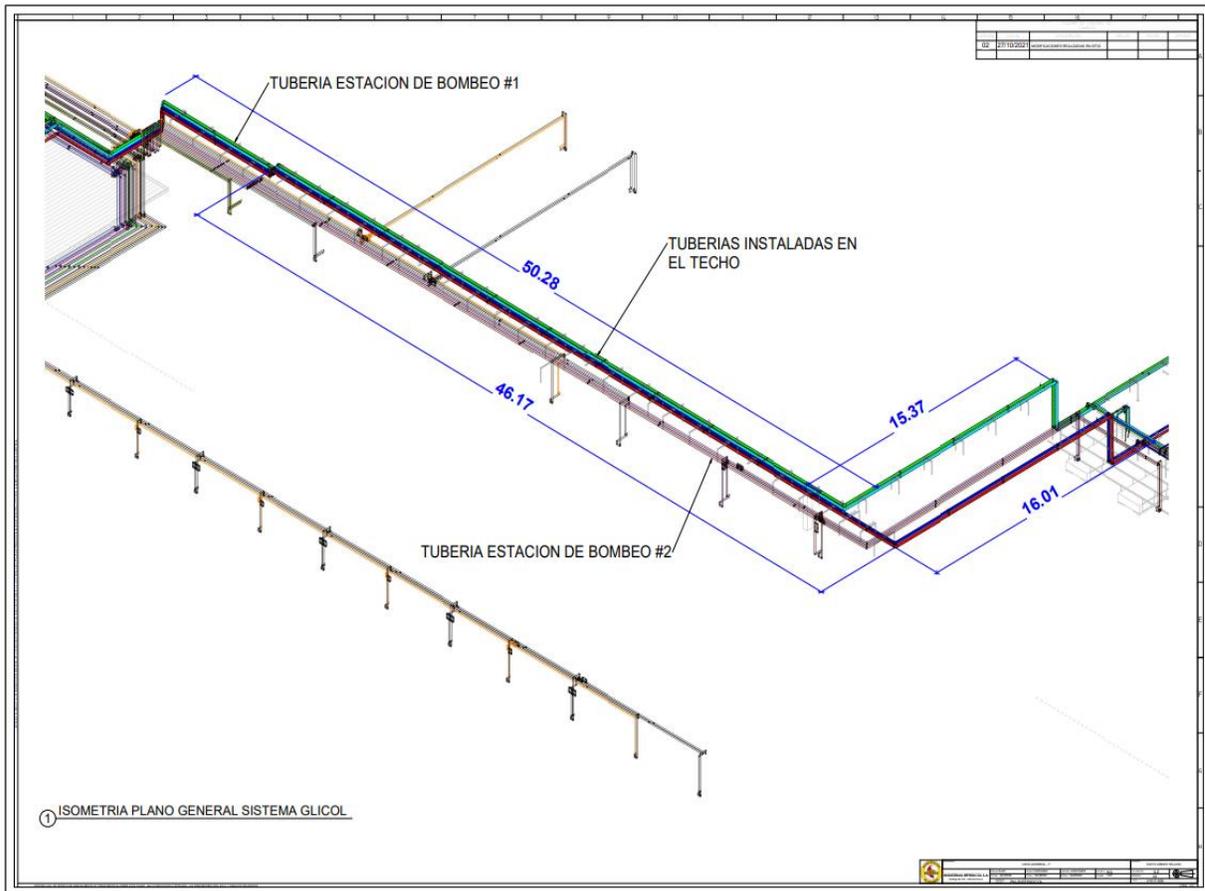


Fuente: Autor.

En la sala de máquinas se ubican las centrales frigoríficas existentes a las cuales llegarán las tuberías de glicol y se les montará el intercambiador de placas, a su vez las tuberías de la estación de bombeo número uno (1) se representan en color Verde y Cian; las tuberías de la estación de bombeo número dos (2) se representan en color Azul y Rojo, en la parte inferior de la figura 26 se observa el tablero eléctrico sin marcar el cual tendrá el

controlador (PLC) que manejara las estaciones de bombeo. En la parte superior del plano las tuberías siguen su recorrido hacia un techo de cuarto frío.

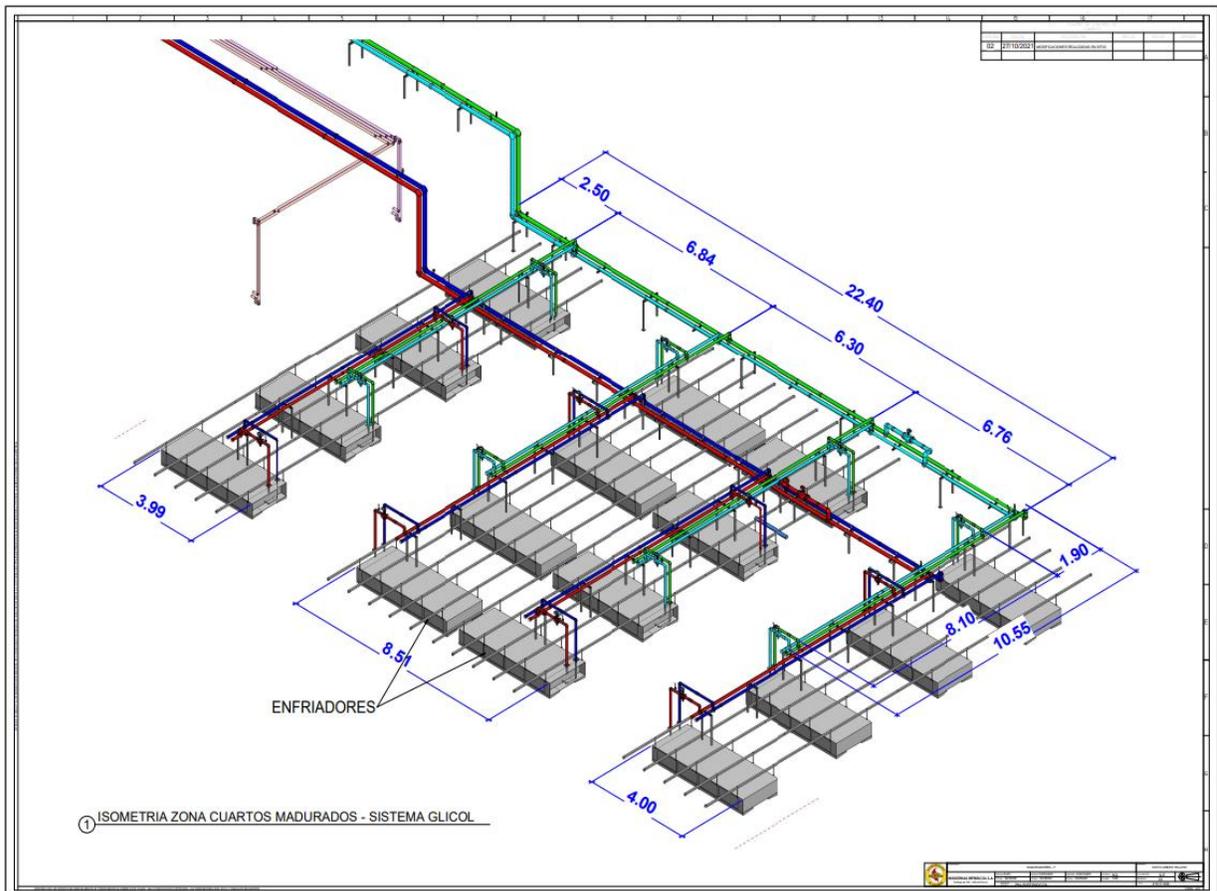
Figura 27: Plano de tuberías recorrido en el techo



Fuente: Autor.

Las tuberías que vienen de la sala de máquinas suben y pasan por encima del techo de los cuartos de refrigeración, estas tuberías hacen un salto de nivel para continuar su viaje en línea recta aproximadamente unos 46 metros y doblar en ángulo de 90 grados mediante codos recorriendo una distancia aproximada de 16 metros y así llegar hasta donde se encuentran los enfriadores pertenecientes cada uno a una cava de maduración.

Figura 28: Distribución de red de suministro de glicol



Fuente: Autor.

Las tuberías de la estación de bombeo uno (1) se representan de color Verde la línea de descarga de la bomba y de color Cian la línea de succión de la misma bomba. Las tuberías de la estación de bombeo dos (2) se representan de color Azul la línea de descarga de la bomba y de color Rojo la línea de succión de esta bomba, las líneas de descarga y succión se diversifican en este punto buscando cada una sus respectivos enfriadores y poder suministrar el glicol a una temperatura baja de 7 °C a las cavas de maduración.

4.2 Generalidades

Las dos (2) estaciones de bombeo manejarán el caudal a suministrar a diez y seis (16) enfriadores, ocho (8) enfriadores para cada estación de bombeo, a requerimiento del cliente solicita que los enfriadores se le suministren de la marca Guntner, la cual es una marca alemana reconocida en el mundo de la refrigeración comercial e industrial con planta de fabricación en Brasil y México, estos enfriadores se selecciona con el apoyo del software gratuito de selección MyGPM (Güntner, 2021). Usando este software se selecciona un enfriador siguiente.

Figura 29: Ficha técnica enfriador Guntner

Air cooler		S-DGN 051D/46/8P	
Capacity:	29.1 kW	Medium:	Propylene glycol 20 Vol. % ⁽¹⁾
Surface reserve:	-0.7 %	Inlet:	7.0 °C
Air flow:	28004 m ³ /h@ 150 Pa ESP	Outlet:	11.0 °C
Air inlet:	13.9 °C 90 %	Pressure drop:	0.43 bar
Air outlet:	12.1 °C 95 %	Volume flow:	6.37 m ³ /h
Air pressure:	1013 mbar		
<hr/>			
Fans (AC):	4 Piece(s) 3~460V 60HzΔ/(Y)		
Data per motor (nominal data):			
Speed:	1540 min-1 / (1040 min-1)		
Capacity (mech./el.):	0.80 kW/1.25 kW		
Current:	2.00 A ⁽²⁾		
ErP:	Compliant ⁽³⁾		
<hr/>			
Casing:	Galv Steel, DD RAL 9003	Tubes:	Copper ⁽⁴⁾
Surface:	235.3 m ²	Fins:	Aluminum ⁽⁴⁾
Tube volume:	52.6 l	Connections per unit:	
Fin spacing:	6.00 mm	Inlet:	35.0 * 1.50 mm
Dry weight:	TBD	Outlet:	35.0 * 1.50 mm
Max. operating pressure:	10.0 bar	PED classification:	Art. 4, par. 3 ⁽⁵⁾
Connections in air direction: -			
Dimensions:			
L ~	4050 mm		
B ~	1550 mm		
H ~	650 mm		
E =	900 mm		
Drain according to DIN ISO 228-1 with G-thread (flat gasket). Attention: Drawing and dimensions not valid for all accessory options!			
<hr/>			
(S = Special coil, Special fan VT01160U Fans per row: 4)			
Accessories		Piece(s)	
Special design		1	

Fuente: Software Guntner.

La selección cumple con el requerimiento en capacidad frigorífica, ya que el requerimiento del cliente es de 28 kW (95,625 BTU/h) y el enfriador seleccionado da una potencia frigorífica de 29 kW (99,040 BTU/h) a 7 °C con una concentración de propilenglicol del 20% con un caudal de 6.37 m³/h. se consolidan los datos técnicos por un enfriador.

Tabla 16: Datos técnicos por enfriador

DATOS TÉCNICOS	
Marca	Guntner
Modelo	S-DGN 051D
Capacidad	29,1 kW
Fluido	propilenglicol 20%
Temperatura entrada	7 °C
Temperatura salida	11°C
Caudal	6,37 m ³ /h

Fuente: Software Guntner.

El caudal demandado por cada enfriador es de 6.37 m³/h, en general para poder suplir el caudal de los ocho (8) enfriadores las estaciones de bombeo deben de manejar un caudal aproximado de 50.96 m³/h suponiendo que los enfriadores estén todos demandando la carga térmica completa de 232 kW (792,321 BTU/h).

La sustancia a bombear es una mezcla de agua más propilenglicol, con una proporción de 80% de agua, con 20% de propilenglicol. Para efectos de cálculo y de acuerdo a las temperaturas que se manejan, se puede tomar la densidad del agua como 1000 Kg/m³, la densidad del glicol se toma como 1115 Kg/m³, que de acuerdo a las proporciones de 80% de agua y 20% de glicol, se trabaja con la densidad de 1000 kg/m³.

El glicol es una sustancia anticongelante y este al diluirse se obtiene como resultado un fluido refrigerante caloportador conocido comúnmente como glicol. Dependiendo de la

concentración de propilenglicol en el agua, el agua adquiere una propiedad física de poder bajar la temperatura de esta mezcla sin correr peligro de congelación, las diferentes concentraciones de propilenglicol en el agua permite bajar su punto de congelación dependiendo de la concentración.

En la siguiente tabla se indican los puntos de congelación en °C, de soluciones de Propilenglicol en función de la concentración (Ladco S.A., 2022). La concentración de las soluciones está expresada en porcentaje en volumen.

Tabla 17: Tabla de dilución en agua del propilenglicol para refrigeración

% Propilenglicol	Temperatura de congelación °C
0%	0
10%	-3
20%	-8
30%	-14
40%	-22
50%	-34
60%	-48
100%	-59

Fuente: Autor.

Las centrales frigoríficas que trabajan con CO₂ (R744) tienen presiones de operaciones de aproximadamente de dos (2) a cinco (5) veces mayores que las de refrigerantes convencionales HFC, esto hace que conseguir intercambiadores de placas para trabajar con estos sistemas sea complicado, pocos fabricantes de intercambiadores tienen la oferta para operar con CO₂.

Alfa Laval es una marca sueca reconocida mundialmente por la calidad de sus intercambiadores (Alfa Laval, 2022) y cuentan con productos que pueden trabajar con CO₂ (R744). Por medio de un distribuidor autorizado se selecciona el intercambiador de placas con una potencia frigorífica para los ocho (8) enfriadores la cual es de 232 kW (792,321

BTU/h) a una temperatura de salida de glicol del intercambiador calor de 7 °C, con una entrada de refrigerante CO₂ (R744) a una temperatura de 5 °C.

La selección del intercambiador de placas da como resultado un intercambiador de placas soldadas, ya que son aptos para soportar la presión de operación. Las condiciones de selección se concatenan en la siguiente tabla.

Tabla 18: Requerimiento del intercambiador de placas

condiciones de selección	
Refrigerante primario	R744
Temperatura de entrada °C	5
Refrigerante secundario	Propilenglicol 20%
Temperatura de entrada °C	11
Temperatura de salida °C	7
Potencia frigorífica kW	232

Fuente: Autor.

La selección da como resultado el siguiente intercambiador de placas.

Figura 30: Ficha técnica intercambiador de placas

Braze Plate Heat Exchanger			
Technical Specification			
Model	: CBXP112-160L-F	Date	: 22/02/2021
Item name	: 230kW AC		
Units	: 1		
		Hot Side	Cold side
		Secondary side	Primary side(S4)
Fluid		20.0%Prop.glycol	Carbon dioxide
Mass flow rate	kg/h	41080	4803
Fluid Condensed/Vapourized	kg/h	0.000	3843
Inlet temperature	°C	12.0	5.0
Dew p.	°C		4.5
Outlet temperature(vapor/liquid)	°C	7.0	4.5
Operating pressure(in/out)	bara	/	39.3/39.3
Pressure drop	kPa	37.0	5.12
Velocity connection(in/out)	m/s	4.24/4.23	0.802/5.41
Heat exchanged	kW	230.0	
Heat transfer area	m ²	17.70	
OHTC clean conditions	W/(m ² -K)	3001	
OHTC service	W/(m ² -K)	2894	
Fouling resistance*10000	m ² -K/W	0.0	
Margin	%	3.70	
Mean Temperature Difference	K	4.5	
Relative directions of fluids		Cocurrent	
Number of passes		1	1

Fuente: Alfa Laval.

Se puede observar que el flujo másico del intercambiador de placas es de 41080 kg/h que es igual a 11.41 kg/s como se comprueba a continuación en la ecuación 17

Ecuación 17

$$\dot{m} = \frac{41,080 \text{ kg}}{h} \times \frac{h}{3600 \text{ s}} = 11.41 \text{ kg/s}$$

Teniendo en cuenta que se toma la densidad del agua como 1000 kg/m³, se puede determinar el caudal del intercambiador como se determina en la ecuación 18

Ecuación 18

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{41,080 \text{ kg/h}}{1,000 \text{ kg/m}^3} = 41.08 \frac{\text{m}^3}{h} = 0.01141 \frac{\text{m}^3}{s} = 180 \text{ gpm}$$

Donde:

Q = Caudal.

\dot{m} = Flujo másico.

ρ = Densidad.

4.3 Cálculo de eficiencias del intercambiador de placas.

La eficiencia de un intercambiador de placas es la resultante de la razón del calor aprovechado en el intercambiador sobre la capacidad térmica del intercambiador.

Ecuación 19

$$\eta = \frac{\text{calor aprovechado (kW)}}{\text{capacidad termica (kW)}}$$

Para calcular la capacidad térmica del intercambiador se resuelve la siguiente ecuación.

Ecuación 20

$$\dot{Q} = h.A.\Delta T$$

Donde:

\dot{Q} = Capacidad térmica.

h = Coeficiente global de transferencia de calor (OHTC).

A = Área.

ΔT = Diferencial de temperatura entre la entrada y la salida del fluido a bajar la temperatura.

Se deben de tomar los datos de la ficha técnica del intercambiador suministrada por el proveedor del intercambiador y se resuelve la ecuación 20 de la siguiente forma.

$$h = 2894 \frac{W}{m^2.K}$$

$$A = 17.7m^2$$

$$\Delta T = Temp. entrada - Temp. salida = 12^\circ C - 7^\circ C = 5^\circ C$$

$$\dot{Q} = 2894 \frac{W}{m^2.K} \times 17.7m^2 \times 5^\circ C = 256 kW$$

A su vez para calcular el calor aprovechado en el intercambiador de calor se emplea la ecuación

Ecuación 21

$$\dot{Q} = \dot{m}.cp.\Delta T$$

Donde:

\dot{Q} = Calor aprovechado.

\dot{m} = Flujo másico.

cp = Calor específico del agua.

ΔT = Diferencial de temperatura entre la entrada y la salida del fluido a bajar la temperatura.

El flujo másico se establece en la ecuación 17 con un valor de 11.41 kg/s, el calor específico se toma el valor del agua el cual es de 4.18 J/(g·K) y el diferencial de temperatura es del 5 °C, de acuerdo a estos datos de entrada se resuelve la ecuación 21 de la siguiente forma.

$$\dot{Q} = 11.41 \frac{kg}{s} \times 4.18 \frac{J}{(g \cdot K)} \times 5^{\circ}C = 238 kW$$

Con estos resultados se puede determinar la eficiencia del intercambiador seleccionado de acuerdo a la ecuación 19 de la siguiente forma.

$$\eta = \frac{238 kW}{256 kW} = 0.929$$

La eficiencia de la selección del intercambiador se ubica en un 93% aproximando el resultado, lo cual determina que la selección es correcta, así mismo el proveedor aclara que este modelo de intercambiador es un intercambiador de alta eficiencia de alfa Laval el cual tiene una eficiencia superior por encima del 85% el cual es normalmente la eficiencia de los intercambiadores estándar.

4.4 Cálculo de eficiencia del enfriador de cavas de maduración.

El caudal de un enfriador es de 6.37 m³/h, de acuerdo a la densidad tomada del fluido, la cual es de 1000 kg/m³, despejando la ecuación 18 para hallar el flujo másico se obtiene la siguiente expresión.

$$\dot{m} = Q \cdot \rho = 6.37 m^3/h \times 1000 kg/m^3 = 6370 kg/h = 1.77 kg/s$$

Realizando un análisis de los flujos y caudales entre el intercambiador de calor y los enfriadores de las cavas de maduración, se encuentra que el flujo másico total del intercambiador de calor es de 11.41 kg/s, es decir que el flujo másico que puede entregar a cada enfriador es de 1.43 kg/s que es flujo másico resultante de dividir el flujo másico total

sobre la cantidad de enfriadores que son ocho (8). Del anterior análisis se establece una diferencia de flujos másicos de la siguiente forma.

Ecuación 22

$$\dot{m}_{Dif} = \dot{m}_{enf} - \dot{m}_{Int} = 1.77 \text{ kg/s} - 1.43 \text{ kg/s} = 0.34 \text{ kg/s}$$

Donde:

\dot{m}_{Dif} = diferencial de flujo másico.

\dot{m}_{enf} = Flujo másico enfriador.

\dot{m}_{Int} = Flujo másico intercambiador de calor.

Para dar solución a esta diferencia se debe de entender cómo operan las cavas de maduración, estas cavas de maduración trabajan cada una con un control independiente y debido a que la carga de las cavas y puesta en marcha así mismo como la variedad de producto que entra en ellas se hace improbable que todas las cavas se carguen a la vez y que exijan al mismo tiempo la demanda frigorífica y caudal, esto se conoce como simultaneidad de carga y según datos del cliente esta se estima entre un 60% a un 80%.

La eficiencia de un enfriador es la resultante de la razón de la energía térmica aprovechable, sobre la energía térmica del enfriador. Usando la ecuación 21 se puede determinar la energía térmica como la energía aprovechable más se debe de usar los diferentes flujos másicos como referencia.

$$\dot{m}_{enf} = 1.77 \text{ kg/s} = \text{para determinar la energía térmica}$$

$$\dot{m}_{Int} = 1.43 \text{ kg/s} = \text{para determinar la energía aprovechable}$$

La diferencia de temperatura se establece de la ficha técnica del enfriador y es de 4 °C, el calor específico de agua es 4.18 J/(g·K); conociendo los datos anteriores se procede a realizar los diferentes cálculos.

Calculo de energía térmica aprovechable:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot \Delta T = 1.43 \frac{kg}{s} \times 4.18 \frac{J}{(g \cdot K)} \times 4^{\circ}C = 23.9 kW$$

Calculo de energía térmica del enfriador:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot cp \cdot \Delta T = 1.77 \frac{kg}{s} \times 4.18 \frac{J}{(g \cdot K)} \times 4^{\circ}C = 29.6 kW$$

La eficiencia del enfriador se determina mediante la siguiente ecuación.

$$\eta = \frac{\text{Energía térmica aprovechable (kW)}}{\text{Energía térmica enfriador (kW)}} = \frac{23.9 kW}{29.1 kW} = 0.82$$

De acuerdo a los anteriores resultados se determina que la selección del enfriador se adecua a las necesidades de carga, adicionalmente teniendo en cuenta el factor de simultaneidad se ratifica la selección del enfriador marca Guntner y del intercambiador de placas marca Alfa Laval.

4.5 Red de distribución de glicol análisis de caudales.

El caudal que circula por el intercambiador de calor de placas es de 0.01141 m³/s, este caudal que se puede llamar total viene desde la sala de máquinas (ver figura 26) por una línea principal que sube a un nivel para pasar sobre los techos de los cuartos de refrigeración avanzando aproximadamente 46.17 metros para doblar 90 grados y recorrer cerca de 16 metros (ver figura 27) para bajar a un nivel sobre los techos de las cavas de maduración, sobre este techo el caudal se bifurca en dos ramales, para alimentar cada ramal 4 maduradores (ver figura 28).

En las anteriores figuras mencionadas, las tuberías de la estación de bombeo uno (1) se representan de color Verde la línea de descarga de la bomba y de color Cian la línea de succión de la misma bomba; las tuberías de la estación de bombeo dos (2) se representan de

color Azul la línea de descarga de la bomba y de color Rojo la línea de succión de esta bomba. De lo anterior se deduce que el caudal total de $0.01141 \text{ m}^3/\text{s}$ se divide en los dos ramales, el caudal que circula por cada ramal sería la división del flujo total en los dos ramales que reparten a cuatro (4) enfriadores cada uno, para luego sub dividirse en dos (2) sub ramales que distribuyen a dos (2) enfriadores cada sub ramal. La determinación de caudal de cada ramal se define de la siguiente forma, teniendo en cuenta el caudal total de $0.01141 \text{ m}^3/\text{s}$.

Caudal por ramal.

Ecuación 23

$$Q_{ramal} = \frac{Q_{total}}{2 \text{ ramales}} = \frac{0.01141 \text{ m}^3/\text{s}}{2} = 0.0057 \text{ m}^3/\text{s}$$

Caudal por sub ramal

Ecuación 24

$$Q_{subramal} = \frac{Q_{ramal}}{2 \text{ subramales}} = \frac{0.0057 \text{ m}^3/\text{s}}{2} = 0.00285 \text{ m}^3/\text{s}$$

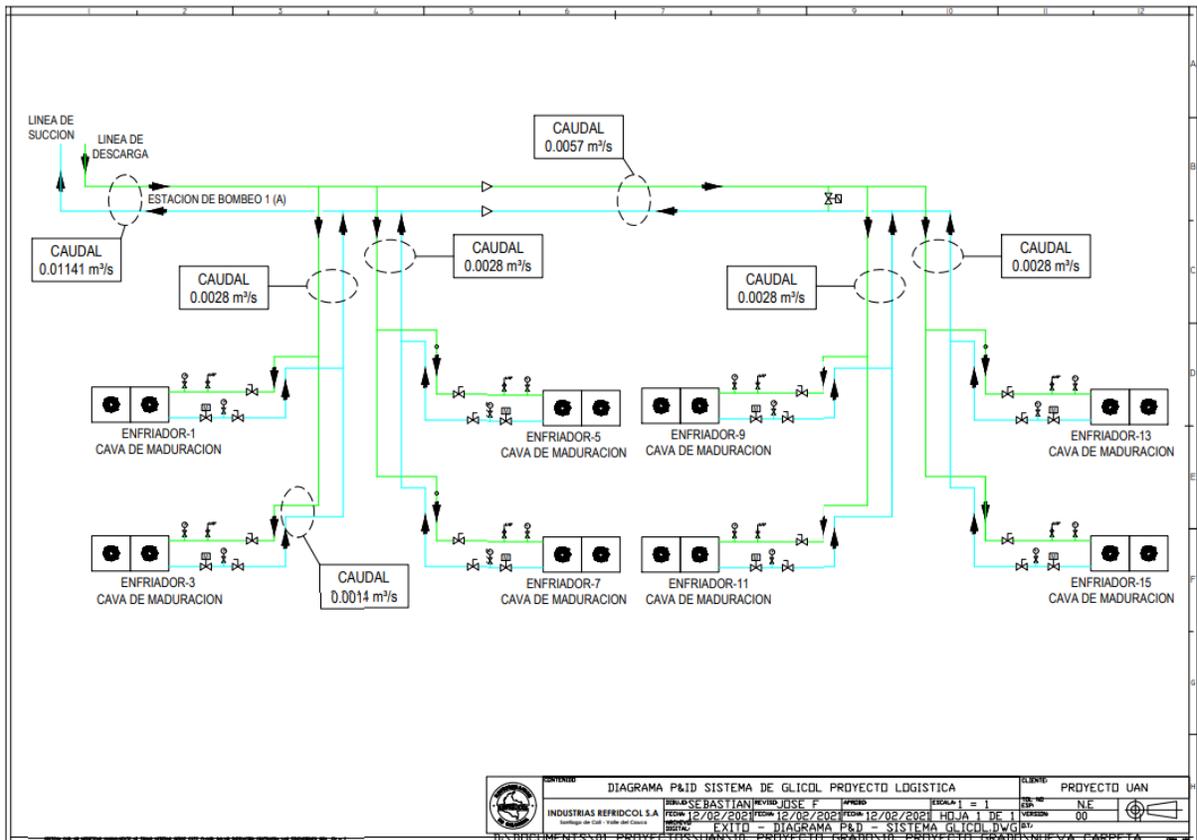
Caudal por enfriador

Ecuación 25

$$Q_{enfriador} = \frac{Q_{subramal}}{2 \text{ enfriador}} = \frac{0.00285 \text{ m}^3/\text{s}}{2} = 0.00142 \text{ m}^3/\text{s}$$

En la siguiente figura 31 se representan esquemáticamente los diferentes puntos con sus diferentes caudales del sistema de bombeo número uno (1), se entiende que la estación de bombeo número dos (2) tiene aproximadamente el mismo trayecto con los mismos caudales.

Figura 31: Distribución de caudal red de glicol



Fuente: Autor.

Tenido en cuenta los caudales de cada sección, así mismo como la recomendación de velocidades tanto para las líneas de succión y descarga, se realiza un análisis de diámetro equivalente buscado poder obtener una velocidad en la línea de succión entre 0.5 m/s a 1.5 m/s y en la línea de descarga entre 1 m/s a 3 m/s.

4.6 Calculo de velocidades y diámetros de tuberías

El diámetro de la tubería de línea principal, la cual tendrá un caudal de 0.01141 m³/s se calcula con la ecuación 7 dada por la siguiente expresión.

$$D = \sqrt{\frac{Q}{V} \cdot 4} \pi$$

Resolviendo la ecuación se obtiene el siguiente resultado, considerando una velocidad media de 1 m/s para la línea de succión y se resuelve.

Ecuación 26

$$D = \sqrt{\frac{Q}{V} \cdot 4} = \sqrt{\frac{0.01141 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 4}{1 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.12 \text{ m}$$

El diámetro de la tubería de línea ramal la cual tendrá un caudal de 0.0057 m³/s, se asume una velocidad media de 1 m/s para la línea de succión y se resuelve.

Ecuación 27

$$D = \sqrt{\frac{Q}{V} \cdot 4} = \sqrt{\frac{0.0057 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 4}{1 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.085 \text{ m}$$

El diámetro de la tubería línea sub ramal la cual tendrá un caudal de 0.0028 m³/s, se asume una velocidad media de 1 m/s para la línea de succión y se resuelve.

Ecuación 28

$$D = \sqrt{\frac{Q}{V} \cdot 4} = \sqrt{\frac{0.0028 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 4}{1 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.059 \text{ m}$$

El diámetro de la tubería línea que alimenta el enfriador la cual tendrá un caudal de 0.0014 m³/s, se asume una velocidad media de 1 m/s para la línea de succión y se resuelve la ecuación.

Ecuación 29

$$D = \sqrt{\frac{Q}{V} \cdot 4} = \sqrt{\frac{0.0014 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 4}{1 \text{ m/s} \cdot \pi}} = 0.042 \text{ m}$$

Como el caudal se comporta de la misma forma tanto para las líneas de succión y descarga y la velocidad de 1 m/s es una velocidad conservadora desde el punto de vista dinámico, los diámetros calculados pueden aplicarse para las dos líneas. Adicionalmente se debe tener cuenta los diámetros comerciales de las tuberías y redondear el diámetro según corresponda.

En la siguiente tabla se concatenan los diámetros de tubería calculados y su correspondiente aproximación a los diámetros de tubería comercial.

Tabla 19: Tabla de cálculo de diámetros de tubería

CAUDAL m ³ /s	VELOCIDAD m/s	DIAMETRO CALCULADO m	DIAMETRO COMERCIALPULG [m]
0,01141	1	0,12	4 [0,1016]
0,0057	1	0,085	3 [0,0762]
0,0028	1	0,059	2 [0,0508]
0,0014	1	0,042	1 1/2 [0,0381]

Fuente: Autor.

Al aplicar este concepto se deberá validar la velocidad resultante debido al cambio de diámetro de tubería de la calculada a la comercial, para ello debemos de hallar el área de las diferentes tuberías y resolver la velocidad mediante el despeje de la ecuación 6.

Tabla 20: Diámetros de tubería vs áreas

DIAMETRO COMERCIALPULG [m]	AREA m ²
4 [0,1016]	0,0081
3 [0,0762]	0,0046
2 [0,0508]	0,0020
1 1/2 [0,0381]	0,0011

Fuente: Autor.

A continuación, se realiza el nuevo cálculo de velocidades despejando la ecuación 6, dónde Q es el caudal y A es el área, ambos datos ya encontrados en anteriores ecuaciones.

$$A = \frac{Q}{V} \rightarrow V = \frac{Q}{A}$$

Entonces se resuelve de la siguiente manera.

Sección de 4 pulgadas:

Ecuación 30

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.01141m^3/s}{0.0081m^2} = 1.407 m/s$$

Sección de 3 pulgadas:

Ecuación 31

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.0057m^3/s}{0.0046m^2} = 1.250 m/s$$

Sección de 2 pulgadas:

Ecuación 32

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.0028m^3/s}{0.0020m^2} = 1.381 m/s$$

Sección de 1 1/2 pulgadas:

Ecuación 33

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.0014m^3/s}{0.0011m^2} = 1.228 m/s$$

A continuación, se actualizan las velocidades obtenidas debido al redondeo del diámetro a los diámetros de tuberías comerciales.

Tabla 21: Tabla de diámetros comerciales de tuberías vs velocidades de flujo

CAUDAL m ³ /s	DIÁMETRO COMERCIAL PULG [m]	ÁREA m ²	VELOCIDAD m/s
0,01141	4 [0,1016]	0,0081	1,407
0,0057	3 [0,0762]	0,0046	1,250
0,0028	2 [0,0508]	0,0020	1,381
0,0014	1 1/2 [0,0381]	0,0011	1,228

Fuente: Autor.

4.7 Determinación de régimen de flujo número de Reynolds

Debido a que se busca tener un régimen de flujo turbulento, pues así se garantiza una mejor transferencia de calor, se debe de determinar si el flujo se está comportando de esta manera teniendo en cuenta la tabla número 7 donde se indica que un flujo turbulento tiene un número de Reynolds mayor o igual a 4000.

Por medio de la ecuación 16 se puede calcular el número de Reynolds y así mismo determinar en cuál régimen de flujo se está, es decir en flujo laminar, transitorio o turbulento. Para resolver esta ecuación se debe tener el valor de la viscosidad dinámica (μ).

Figura 32: Propiedades físicas del agua

TABLA A-3

Propiedades del agua saturada

Temp. T, °C	Presión de saturación P _{sat} , kPa	Densidad ρ , kg/m ³		Entalpia de vaporización h _{fg} , kJ/kg	Calor específico c _p , J/kg · K		Conductividad térmica k, W/m · K		Viscosidad dinámica μ , kg/m · s		Número de Prandtl Pr		Coeficiente de expansión volumétrica β , 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor			
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4217	1854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁵	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4205	1857	0.571	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁵	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4194	1862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁵	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4186	1863	0.589	0.0179	1.138 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁵	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4182	1867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁵	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³

Fuente: Tomado del libro de mecánica de fluidos de Cengel.

Este valor se toma de la tabla del libro de mecánica de fluidos de Cengel (Cengel, Mecanica de Fluidos, 2006), se usa la viscosidad dinámica del agua, ya que si bien tenemos una mezcla entre agua y propilenglicol se trabaja para términos de cálculo con los datos físicos y químicos del agua. La viscosidad del agua cambia con la temperatura del agua, para efecto de cálculo se tomó el valor la viscosidad dinámica del agua a 10 °C y el valor de la densidad como.

$$\mu = 1.307 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}$$

$$\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

Aplicando la ecuación 16 y teniendo en cuenta los valores de velocidad anteriormente calculada, se obtienen los siguientes valores de número Reynolds para las diferentes secciones de tuberías.

Sección de 4 pulgadas:

Ecuación 34

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1.407 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.1016 \text{m}}{1.307 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}} = 109402$$

Sección de 3 pulgadas:

Ecuación 35

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1.25 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.0762 \text{m}}{1.307 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}} = 72870$$

Sección de 2 pulgadas:

Ecuación 36

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1.38 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.0508 \text{m}}{1.307 \times 10^{-3} \text{ kg/m.s}} = 53694$$

Sección de 1 1/2 pulgadas:

Ecuación 37

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{1000 \frac{kg}{m^3} \times 1.23 \frac{m}{s} \times 0.0381 m}{1.307 \times 10^{-3} kg/m.s} = 35796$$

De acuerdo a los resultados el flujo se encuentra dentro de un flujo turbulento, adicionalmente se concatena los resultados obtenidos en la tabla 22

Tabla 22: Número de Reynolds de secciones de tuberías.

CAUDAL m ³ /s	DIÁMETRO COMERCIA PULG [m]	DIÁMETRO COMERCIAL [m]	ÁREA m ²	VELOCIDAD m/s	NUMERO DE REYNOLDS
0,01141	4 [0,101]	0,1016	0,0081	1,407	109402,05
0,0057	3 [0,076]	0,0762	0,0046	1,250	72870,78
0,0028	2 [0,050]	0,0508	0,0020	1,381	53694,26
0,0014	1 1/2 [0,038]	0,0381	0,0011	1,228	35796,17

Fuente: Autor.

4.8 Determinación de rugosidad relativa

Se contempló usar una tubería de polipropileno (PP) debió a un requerimiento tenido en cuenta en este diseño en la instalación y mantenimiento de las estaciones de bombeo, ya que las tuberías metálicas por lo general bajo ciertas condiciones tienden a presentar corrosión interna por diversos factores como pueden ser la corrosión galvánica, por presencia en el fluido de gases disueltos o por productos químicos, bajo PH, entre otros.

En la figura 33 se muestra cómo actúa la formación de óxidos dentro de una tubería metálica usada para conducir agua.

Figura 33: Formación de corrosión dentro de tubería de agua metálica



Fuente: Autor.

La formación de corrosión dentro de una tubería causa un aumento del coeficiente de rugosidad, así mismo reduce el diámetro efectivo de la tubería, lo que causa una caída de presión y un aumento de velocidad, también causa un aumento de trabajo de las bombas, entre otras consecuencias.

La tubería de polipropileno presenta una rugosidad mucho menor, del orden del 0,0015 mm, mientras que la de acero al carbono está por el orden de 0,045 mm. Esto hace que las pérdidas por fricción sean menores en la tubería de polipropileno y de esta manera se puede obtener una bomba de menor potencia, obteniendo a largo plazo un buen ahorro de energía, menores problemas de mantenimiento.

Mediante el uso de la ecuación 14 se halla la rugosidad relativa.

$$\text{Rugosidad relativa} = \frac{\varepsilon}{D}$$

Donde:

ε = Coeficiente de rugosidad que depende del material dada por tablas del material.

D = Diámetro.

En la tabla 6 se relacionan valores de rugosidad equivalente para diferentes materiales de tuberías comerciales, para las tuberías de polipropileno el coeficiente de rugosidad es de 0.00015 mm, los diámetros seleccionados en los cálculos anteriores se deben de pasar a mm buscando así poder cancelar las unidades, ya que el coeficiente es un valor adimensional.

A continuación, se calculan los factores de rugosidad relativa para las diferentes secciones.

Sección de 4 pulgadas:

Ecuación 38

$$Rugosidad\ relativa = \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0015mm}{106.6mm} = 0,00001476 = 1.476 \times 10^{-5}$$

Sección de 3 pulgadas:

Ecuación 39

$$Rugosidad\ relativa = \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0015mm}{76.2mm} = 0,00001968 = 1.968 \times 10^{-5}$$

Sección de 2 pulgadas:

Ecuación 40

$$Rugosidad\ relativa = \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0015mm}{50.8mm} = 0,0000295 = 2.95 \times 10^{-5}$$

Sección de 1 1/2 pulgadas:

Ecuación 41

$$Rugosidad\ relativa = \frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.0015mm}{38.1mm} = 0,0000393 = 3.93 \times 10^{-5}$$

En la tabla 23 se tabulan los valores de rugosidad relativa y se concatenan con los datos obtenidos de los cálculos anteriores.

Tabla 23: Cálculo de rugosidad relativa

CAUDAL m ³ /s	DIÁMETRO COMERCIA PULG [m]	DIÁMETRO COMERCIAL [m]	ÁREA m ²	VELOCIDAD m/s	NUMERO DE REYNOLDS	RUGOSIDAD RELATIVA
0,01141	4 [0,101]	0,1016	0,0081	1,407	109402,05	0,00001476
0,0057	3 [0,076]	0,0762	0,0046	1,250	72870,78	0,00001969
0,0028	2 [0,050]	0,0508	0,0020	1,381	53694,26	0,00002953
0,0014	1 1/2 [0,038]	0,0381	0,0011	1,228	35796,17	0,00003937

Fuente: Autor.

4.9 Cálculo de pérdidas por fricción Ecuación Darcy Weisbach

Las pérdidas por fricción se determinan usando la ecuación de Darcy Weisbach, en esta ecuación se debe de calcular primero el coeficiente de fricción con la ecuación de Colebrook, esta fórmula presenta un problema, ya que se deberá de iterar para poder obtener el coeficiente de fricción por ende se programó un calculador en una hoja de Excel para poder hallar el coeficiente de fricción, usando esta herramienta y la ecuación 13 se fallan los diferentes coeficientes de fricción para las diferentes secciones.

Sección de 4 pulgadas:

Ecuación 42

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) = \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{0.0015}{3.7 (0.1016)} + \frac{2.51}{109402 \sqrt{f}} \right)$$

$$f = 0,0438679$$

Sección de 3 pulgadas:

Ecuación 43

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) = \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{0.0015}{3.7 (0.0762)} + \frac{2.51}{72871\sqrt{f}} \right)$$

$$f = 0,0488804$$

Sección de 2 pulgadas:

Ecuación 44

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) = \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{0.0015}{3.7 (0.0508)} + \frac{2.51}{53694\sqrt{f}} \right)$$

$$f = 0,0573713$$

Sección de 1 1/2 pulgadas:

Ecuación 45

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 D} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) = \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{0.0015}{3.7 (0.0381)} + \frac{2.51}{35796\sqrt{f}} \right)$$

$$f = 0,0649478$$

Una vez determinado el coeficiente de fricción se utiliza la ecuación 12, ecuación de Darcy Weisbach, en esta ecuación es necesario tener las longitudes de las diferentes secciones, para ello recurrimos a los planos de las figuras 26, 27, 28 y se tabulan las diferentes longitudes.

Se debe aclarar que los anteriores cálculos como el número de Reynolds, velocidades, rugosidad relativa y coeficientes de fricción aplican tanto para la línea de succión y de descarga de las bombas, sin embargo, las distancias difieren ya que una línea es más corta que otra, por ende, se tabulan las dos (2) longitudes para cada sección dependiendo de la línea.

Tabla 24: Longitudes de línea de succión

DIÁMETRO COMERCIAL PULG [m]	LONGITUD [m]
4 [0,101]	108
3 [0,076]	13
2 [0,050]	13,9
1 1/2 [0,038]	40,1

Fuente: Autor.

Tabla 25: Longitudes de línea de descarga

DIÁMETRO COMERCIAL PULG [m]	LONGITUD [m]
4 [0,101]	96
3 [0,076]	15
2 [0,050]	15
1 1/2 [0,038]	42

Fuente: Autor.

Teniendo las longitudes se procede a calcular las pérdidas de fricción por mediante la ecuación de Darcy Weisbach para cada sección y cada línea de succión y descarga según correspondan.

A continuación, se relaciona los cálculos de pérdidas por fricción de la línea de succión

Sección de 4 pulgadas:

Ecuación 46

$$h_p = f \frac{L \cdot V^2}{2gD} = 0,0438679 \frac{108m \times (1.407m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2 \times 0.1016m} = 4.71m$$

Sección de 3 pulgadas:

Ecuación 47

$$h_p = f \frac{L.V^2}{2gD} = 0,04888044 \frac{13m \times (1.250m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2 \times 0.0762m} = 0.66m$$

Sección de 2 pulgadas:

Ecuación 48

$$h_p = f \frac{L.V^2}{2gD} = 0,05737132 \frac{13.9m \times (1.381m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2 \times 0.0508m} = 1.52m$$

Sección de 1 1/2 pulgadas:

Ecuación 49

$$h_p = f \frac{L.V^2}{2gD} = 0,06494786 \frac{40m \times (1.228m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2 \times 0.0381m} = 5.24m$$

A continuación, se relaciona los cálculos de pérdidas por fricción de la línea de descarga.

Sección de 4 pulgadas:

Ecuación 50

$$h_p = f \frac{L.V^2}{2gD} = 0,0438679 \frac{96m \times (1.407m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2 \times 0.1016m} = 4.18m$$

Sección de 3 pulgadas:

Ecuación 51

$$h_p = f \frac{L.V^2}{2gD} = 0,04888044 \frac{15m \times (1.250m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2 \times 0.0762m} = 0.76m$$

Sección de 2 pulgadas:

Ecuación 52

$$h_p = f \frac{L.V^2}{2gD} = 0,05737132 \frac{15m \times (1.381m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2 \times 0.0508m} = 1.64m$$

Sección de 1 1/2 pulgadas:

Ecuación 53

$$h_p = f \frac{L.V^2}{2gD} = 0,06494786 \frac{42m \times (1.228m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2 \times 0.0381m} = 5.50m$$

En la siguiente tabla se concatenas los resultados de las ecuaciones

Tabla 26: Perdidas por fricción línea de succión.

LINEA DE SUCCION									
CAUDAL m ³ /s	DIÁMETRO COMERCIAL PULG [m]	DIÁMETRO COMERCIAL [m]	ÁREA m ²	VELOCIDAD m/s	NUMERO DE REYNOLDS	RUGOSIDAD RELATIVA	LONGITUD [m]	COEFICIENTE DE FRICCION	PERDIDAS FRICCION [M]
0,01141	4 [0,101]	0,1016	0,0081	1,407	109402,05	0,00001476	108	0,0438679	4,71
0,0057	3 [0,076]	0,0762	0,0046	1,250	72870,78	0,00001969	13	0,0488804	0,66
0,0028	2 [0,050]	0,0508	0,0020	1,381	53694,26	0,00002953	13,9	0,0573713	1,53
0,0014	1 1/2 [0,038]	0,0381	0,0011	1,228	35796,17	0,00003937	40,1	0,0649478	5,25

Fuente: Autor.

Tabla 27: Perdidas por fricción línea de descarga

LINEA DE DESCARGA									
CAUDAL m ³ /s	DIÁMETRO COMERCIA PULG [m]	DIÁMETRO COMERCIAL [m]	ÁREA m ²	VELOCIDAD m/s	NUMERO DE REYNOLDS	RUGOSIDAD RELATIVA	LONGITUD [m]	COEFICIENTE DE FRICCION	PERDIDAS FRICCION [M]
0,01141	4 [0,101]	0,1016	0,0081	1,407	109402,05	0,00001476	96	0,0438679	4,19
0,0057	3 [0,076]	0,0762	0,0046	1,250	72870,78	0,00001969	15	0,0488804	0,77
0,0028	2 [0,050]	0,0508	0,0020	1,381	53694,26	0,00002953	15	0,0573713	1,65
0,0014	1 1/2 [0,038]	0,0381	0,0011	1,228	35796,17	0,00003937	42	0,0649478	5,51

Fuente: Autor.

Para realizar las pérdidas totales por fricción se suman las pérdidas de las diferentes líneas tanto de las de succión como descarga, las pérdidas por fricción en la línea de succión sería de 12.15 m y en la línea de descarga sería de 12.11 m.

4.10 Cálculos de pérdidas por accesorios

Para realizar los cálculos de pérdidas por accesorios se tiene en cuenta la ecuación.

Ecuación 54

$$H_{acc} = K \frac{V^2}{2g}$$

Donde:

K = Coeficiente de pérdida.

V = Velocidad del fluido.

g = Constante de aceleración de la gravedad.

En la tabla 28 se representan los coeficientes de pérdidas K para diferentes tipos de accesorios y válvulas (Cengel, Mecanica de Fluidos, 2006)

Tabla 28: Coeficiente de pérdida de accesorios

Accesorio	Coeficiente K	cantidad
Codos radio suave	0,9	18
Tee	2	10
Válvula bola	0,05	12
Válvula de compuerta	0,2	4
Bridas	0,2	4
Reducción	0,4	10

Fuente: Tomado libro de mecánica de fluidos de Cengel.

Para cuestiones de cálculo la velocidad del flujo se promedia a 1.317 m/s, y se procede a resolver la ecuación 54 para cada grupo de accesorios.

Codos de radio suave

Ecuación 55

$$H_{acc} = K \frac{V^2}{2g} = 0.9 \frac{(1.317m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2} = 0.0796 m$$

$$H_{acc} = 0.0796m \times 18 und = 1.43 m$$

Tee.

Ecuación 56

$$H_{acc} = K \frac{V^2}{2g} = 2 \frac{(1.317m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2} = 0.177 m$$

$$H_{acc} = 0.177m \times 10 und = 1.77 m$$

Válvula de bola

Ecuación 57

$$H_{acc} = K \frac{V^2}{2g} = 0.05 \frac{(1.317m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2} = 0.0044 m$$

$$H_{acc} = 0.0044m \times 12 und = 0.05 m$$

Válvula de compuerta

Ecuación 58

$$H_{acc} = K \frac{V^2}{2g} = 0.2 \frac{(1.317m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2} = 0.0177 m$$

$$H_{acc} = 0.0177m \times 4 und = 0.07 m$$

Bridas

Ecuación 59

$$H_{acc} = K \frac{V^2}{2g} = 0.2 \frac{(1.317m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2} = 0.0177 m$$

$$H_{acc} = 0.0177m \times 4 \text{ und} = 0.07 m$$

Reducciones

Ecuación 60

$$H_{acc} = K \frac{V^2}{2g} = 0.4 \frac{(1.317m/s)^2}{2 \times 9.8m/s^2} = 0.0354 m$$

$$H_{acc} = 0.0354m \times 10 \text{ und} = 0.35 m$$

A continuación, se concatenan las pérdidas por accesorios en la tabla l pérdida total

Tabla 29: Perdidas por accesorios Totales

Accesorio	Coefficiente <i>K</i>	Cantidad	Perdidas sub totales [m]
Codo suave	0,9	18	1,43
Tee	2	10	1,77
Válvula bola	0,05	12	0,05
Válvula de compuerta	0,2	4	0,07
Bridas	0,2	4	0,07
Reducción	0,4	10	0,35
Total:			3,75

Fuente: Autor.

La pérdida total por accesorios después de realizar la suma de cada subtotal da como resultado 3.75 m.

4.11 Pérdidas totales ATD (HB)

La ATD es la sumatoria de las pérdidas por fricción, como por accesorios, en este cálculo de pérdidas se ha contemplado las alturas, geometrías, velocidades, caudales, constates físicas como la densidad, coeficiente de gravedad entre otras, sus resultados se expresaron en metros (m).

El intercambiador de calor tiene una caída de presión de 37 kPa como se observa en la figura 30, en los enfriadores se tienen una caída de presión de 95 kPa que es equivalente a

0.95 bar de acuerdo a la figura 29, estas caídas de presión deben de pasarse a una unidad de metros (m), más específicamente a metros de columna de agua para que se puedan sumar con los resultados de las pérdidas, para hacer esto se tiene en cuenta la siguiente equivalencia.

$$1Pa = 1.02 \times 10^{-4} mH_2O$$

Con esta equivalencia podemos determinar los metros correspondientes al intercambiador de placas y al enfriador y así hallar la ADT, a continuación, se procede a resolver.

Intercambiador metros de columna de agua

Ecuación 61

$$37 kPa = 37000 Pa \times \frac{1.02 \times 10^{-4} mH_2O}{1 Pa} = 3.774 mH_2O$$

Enfriador metros de columna de agua

Ecuación 62

$$95 kPa = 95000 Pa \times \frac{1.02 \times 10^{-4} mH_2O}{1 Pa} = 9.69 mH_2O$$

La sumatoria de pérdidas sería teniendo en cuenta los cálculos anteriores, tablas 26, 27 y 29 donde se establecen los valores de pérdidas por fricción de la línea de succión y descarga, así mismo como la pérdida por accesorios, mediante la siguiente ecuación se emplea para hallar el valor de H_B .

$$H_B = \Sigma h_p + h_r$$

Donde:

Ecuación 63

$$H_B = h_{psuccion} + h_{pdescarga} + h_{acc} + h_r(mH_2O_{intercambiador} + mH_2O_{enfriador})$$

$$H_B = 12.15m + 12.11m + 3.75m + 3.774m + 9.69m = 41.47 m$$

4.12 Cálculo de potencia de la bomba

La potencia de la bomba se determina de acuerdo a la ecuación 8 como la resultante del producto de constante de gravedad por el caudal por ATD, estos datos fueron obtenidos anteriormente, el caudal en la ecuación 18 y el ATD en la ecuación 63, con estos datos se procede a resolver la ecuación de la siguiente forma.

Ecuación 64

$$POT = g \cdot Q \cdot H_B = 9.8m/s^2 \times 0.01141m^3/s \times 41.47m = 4.637 kW$$

Teniendo en cuenta la equivalencia $1 HP = 0.745 kW$

Se hallan los HP esto debido a que la clasificación de las bombas se da en caballos de potencia HP, entonces se resuelve.

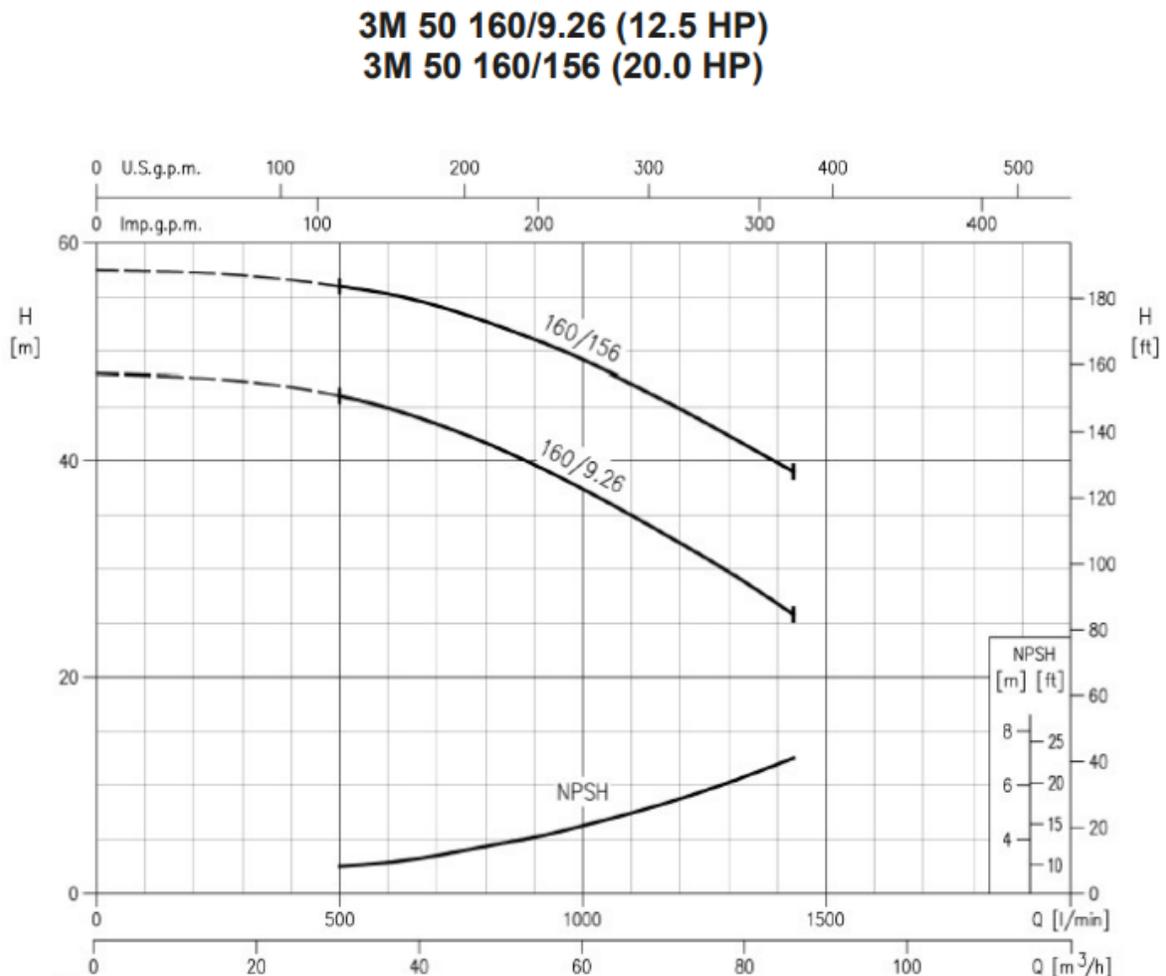
$$4.637 kW \times \frac{1HP}{0.745 kW} = 6.22 HP$$

El caballaje de la bomba da como resultado 6.22 HP

A continuación, se seleccionó la bomba teniendo en cuenta teniendo el caudal y el ADT comparándolo con las curvas de las bombas que se encuentran en el mercado, contactando un proveedor de bombas se selecciona una bomba, Se debe de tener en cuenta que los diferentes fabricantes de bombas a nivel mundial tienen diferentes curvas de operación y parámetros para bombas de la misma potencia, también que por cuestiones de operación es muy difícil encontrar una bomba con una curva que se adapte perfectamente a los cálculos desarrollados, debido a esto las bombas se seleccionan buscando que las curvas de operación se asemejen lo mejor posible al diseño.

Teniendo en cuenta esto se selecciona una bomba de 12.5 HP cuya curva de operación es la siguiente.

Figura 34: Curva de bomba Ebara 3M/l 50-160/9.26 12.5 HP



Fuente: Catalogo Ebara (bombeo, 2022)

La bomba de 12.5 HP puede entregar un caudal entre 30 m³/h y 86 m³/h, tiene una carga de aspiración neta positiva NPSH máximo de 8 m, y altura dinámica de la bomba ATD máxima de 43 m, este último valor está por encima del ATD calculado de 41.47 m.

4.13 Calculo de NPSH

La carga de aspiración neta positiva NPSH por su sigla en inglés, hace referencia a la presión absoluta mínima que debe haber a la entrada de la bomba para evitar fenómenos de cavitación. Si la bomba opera con una aspiración excesiva, la presión a la entrada puede

disminuir hasta llegar a alcanzar la tensión de vapor del agua (Cengel, Mecanica de Fluidos, 2006). Se desprenderían entonces burbujas de vapor que, cuando la presión se recupera, explotarían violentamente, ocasionando graves daños en los mecanismos de la bomba. El asunto de la presión negativa que origina la formación de burbujas de vapor en el agua y la cavitación lo traté en la entrada

Para hallar el valor de NPSH se usa la siguiente ecuación.

Ecuación 65

$$NPSH_{necesa} = \left(\frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} \right) - h_{suc} - h_{perd_{succ}}$$

Donde:

P_{atm} = Presión atmosférica.

P_v = Presión de saturación.

h_{suc} = Altura geométrica de la succión con respecto a la bomba.

$h_{perd_{succ}}$ = sumatorias de pérdidas por accesorios y fricción en la línea de succión.

ρ = Densidad del agua 1000 kg/m³

g = constante gravitacional 9.8 m/s²

En la figura 23 se puede consultar el valor de P_v , este valor cambia con la temperatura del agua, para efectos de cálculo debido a que el agua en la línea de succión estar a 11 °C, se toma el valor de P_v a 15 °C el cual es de 1.7051 kPa.

La altura de h_{suc} analizando las figuras 26, 27, 28 tiene un valor de 4.72 m, las pérdidas por accesorios $h_{perd_{succ}}$ se calculan mediante la ecuación 54, sin embargo, se deben de sumar todos los coeficientes de perdidas menores para hallar el valor de K, es decir los coeficientes

de los accesorios de la tabla 29 por la cantidad de accesorios que se instalaran en la línea de succión, este valor es de 28.3

Ecuación 66

$$H_{acc} = K \frac{V^2}{2g} = 28.3 \frac{(1.407m/s)^2}{2(9.8m/s^2)} = 2.85m$$

Las pérdidas por fricción se encuentran mediante la ecuación 12.

$$H_{fric} = f \frac{LV^2}{D2g}$$

Donde:

L = altura de la línea de succión con respecto a la bomba.

V = velocidad de la línea

f = coeficiente de fricción de Colebrook, se toma el coeficiente de la línea de 4 pulgadas.

D = Diámetro de la línea (4 Pulgadas)

A continuación, se procede con la solución a la ecuación 57

$$H_{fric} = f \frac{LV^2}{D2g} = 0.0438 \frac{4.72m (1.407m/s)^2}{2(0.1016m)(9.8m/s^2)} = 0.205 m$$

De lo anterior se procede con el cálculo del NPSH usando la ecuación 55

$$NPSH_{neces} = \left(\frac{101300N/m^2 - 1705.1N/m^2}{(1000kg/m^3g)(9.8m/s^2)} \right) - 4.72m - (2.85m + 0.205m) = 2.38m$$

El valor de NPSH de 2.38 m está por debajo del NPSH de la bomba de 12 HP seleccionada que es de máximo 8 m, por lo cual se asegura que no se tendrán problemas de cavitación en la operación de la bomba.

4.14 Determinación de tanque de expansión

El depósito de expansión tiene la función de absorber las variaciones de volumen del fluido contenido en un circuito al variar su temperatura, manteniendo la presión entre límites preestablecidos e impidiendo, al mismo tiempo, pérdidas y reposiciones de la masa de fluido. Los depósitos de expansión pueden ser abiertos o cerrados, según estén o no en contacto con la atmósfera.

Los depósitos de expansión que se utilizan en redes hidráulicas para sistemas de climatización suelen ser cerrados. Estos funcionan al comprimir una cámara de aire situada en el interior del mismo que está separada del agua de la instalación por una membrana flexible. Cuando el agua de la instalación aumenta su volumen por efecto de la temperatura, se produce un aumento de presión en el circuito que es absorbida por el vaso de expansión, Cuando el volumen disminuye al disminuir la temperatura del sistema, el depósito devuelve el agua cedida a la instalación.

Por lo tanto, en los sistemas hidráulicos, los objetivos de un sistema de control de presión son:

- Limitar la presión de todos los equipos para permitirles trabajar a sus presiones nominales.
- Mantener una presión mínima para todo el rango de temperaturas de trabajo.
- Conseguir los objetivos anteriores con la menos cantidad de agua añadida posible.
- Evitar problemas de cavitación.

Para el dimensionamiento de un tanque de expansión cerrado, con fluido en contacto directo o indirecto, con un gas presurizado, el volumen total del vaso debe calcularse mediante la siguiente expresión.

Ecuación 67

$$V_T = V * C_e * C_p$$

Donde:

V_T = es el volumen total del tanque de expansión (litros).

V = contenido total de agua en el circuito o volumen del circuito (litros).

C_e = Coeficiente de dilatación del fluido (adimensional),

C_e también llamado coeficiente de expansión, que representa el volumen de expansión del agua entre temperatura de 4 °C, a la que corresponde el volumen específico mínimo y la temperatura máxima de funcionamiento del sistema.

El C_e , se puede determinar de la siguiente manera.

Ecuación 68

$$C_e = (-1.75 + 0.034 * T + 0.0036 * T^2) * 10^{-3} = 2.51 * 10^{-3}$$

T, es la temperatura en °C, más alta del sistema hidráulico, se toma una temperatura de 30 °C.

El C_p , se puede calcular con la siguiente ecuación.

Ecuación 69

$$C_p = \frac{P_M}{(P_{Max} - P_{min})}$$

Donde:

P_{MAX} = Presión máxima de funcionamiento del circuito (bar).

P_{min} = Presión mínima en el vaso. (bar). La presión mínima en el vaso debe ser tal que se eviten fenómenos de cavitación en la aspiración de la bomba, para ello, debe de comprobarse que el NPSH disponible en el lugar de emplazamiento de la bomba sea mayor que el NPSH requerido por el fabricante de la misma.

En cualquier caso, debe tomarse un margen de seguridad, tanto mayor cuanto más elevado sea la temperatura de funcionamiento, con un mínimo de 0,2 bar para sistemas a temperaturas menores de 90°C y de 0,5 bar para sistemas a temperaturas mayores.

Se toma el valor de P_{Max} como 3 bar y P_{min} como 2 bar. De acuerdo a lo anterior se resuelve la ecuación 69.

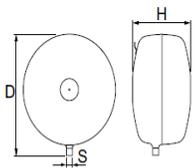
$$C_p = \frac{P_M}{(P_M - P_m)} = \frac{3}{(3 - 2)} = 3$$

Teniendo en cuenta los resultados de las ecuaciones 68 y 69, se considera como el volumen de la instalación en 3 m³ es decir 3000 litros de agua, de acuerdo a los resultados anteriores se resuelve la ecuación 67 de la siguiente forma.

$$V_T = 3000 \text{ litros} \times 2.51 \times 10^{-3} \times 3 = 22.6 \text{ litros} = 5.97 \text{ galones}$$

A continuación, se muestra las características técnicas de los tanques de expansión propuestos para este proyecto, en la figura 35 está dado su volumen en litros (l).

Figura 35: Datos técnicos tanque de expansión.



Statico SD
Diseño circular

Modelo	VN [l]	p0 [bar]	D	H	m [kg]	S	Núm Art
3 bar (PS)							
SD 8.3	8	1	314	166	3,5	R1/2	710 1000
SD 12.3	12	1	352	199	3,7	R1/2	710 1001
SD 18.3	18	1	393	222	4,1	R3/4	710 1002
SD 25.3	25	1	436	249	5	R3/4	710 1003
SD 35.3	35	1	485	280	6,4	R3/4	710 1004
SD 50.3	50	1,5	536	316	8	R3/4	710 1005
SD 80.3	80	1,5	636	346	12,7	R3/4	710 1006
10 bar (PS)							
SD 8.10	8	4	314	166**	4,0	R1/2	710 3000
SD 12.10	12	4	352	199**	5,1	R1/2	710 3001
SD 18.10	18	4	393	222**	6,5	R3/4	710 3002
SD 25.10	25	4	436	249**	8	R3/4	710 3003
SD 35.10	35	4	485	280**	9,7	R3/4	710 3004
SD 50.10	50	4	536	316**	12	R3/4	710 3005
SD 80.10	80	4	636	346**	16	R3/4	710 3006

Fuente: IMI PNUMATEX

4.15 Determinación de eliminador de aire

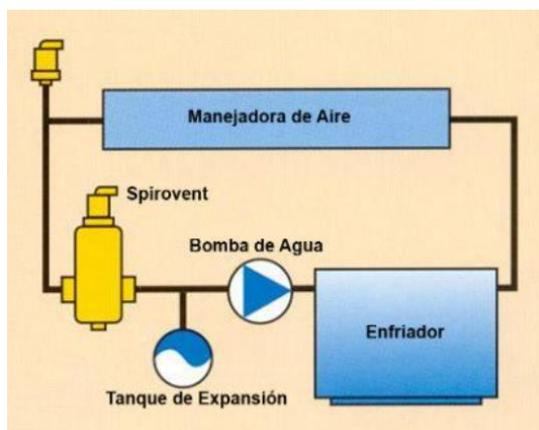
Una inadecuada operación de la estación de bombeo puede producir cantidades excesivas de aire sin disolver en la red de tuberías y esto ocasiona que el sistema funcione incorrectamente. El aire se separa del agua a bajas velocidades, por eso se recomienda siempre velocidades mínimas de 0,5 m/s para reducir este riesgo, adicional a esto se recomienda siempre colocar válvulas de desahogo después de las unidades terminales.

La corrosión y la cavitación provocadas, entre otros, por agua rica en oxígeno que originan un fuerte desgaste de partes importantes de la instalación, a su vez la presencia de aire puede deberse a un purgado deficiente.

Disponer de purgadores automáticos en los puntos más altos de la instalación, solo puede eliminar las bolsas de aire más grandes, los purgadores no suelen ser capaces de eliminar el aire que está disuelto en el agua en forma de micro burbujas. La presencia de estas micro burbujas se debe a una propiedad natural del agua que da origen a la Ley de Henry que

establece una relación entre la cantidad de aire disuelto en el agua, la presión y temperatura del agua, manteniendo una presión constante, por ejemplo, una cantidad de agua a 3 bar a 25 °C y al elevar su temperatura a 90 °C se liberan 25 litros de aire por cada m³ de agua (lifeder, 2021). En la figura 36 se muestra un diagrama básico de instalación

Figura 36: Diagrama de instalación separador de aire



Fuente: acrlatinoamerica (ACRLATINOAMERICA, 2018)

Figura 37: Diagrama de operación de un separador de aire

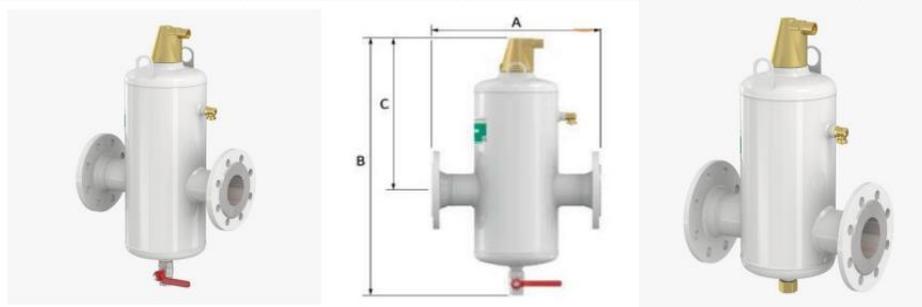


Fuente: Wilo, separadores de aire y suciedad.

El criterio de selección es el mismo que para el tanque de expansión, de acuerdo a la ecuación 67, el resultado fue 22.6 litros y se escoge de acuerdo a ficha técnica

Figura 38: Ficha técnica separador de aire y suciedad.

Modelo	REF	Conexión	Capacidad l	A mm	B mm	C mm	Peso kg
Wilo-Voda Air/Dirt 50F (PN10)	2198822	DN 50	10	350,0	560,0	333,0	15,0
Wilo-Voda Air/Dirt 65F (PN10)	2198823	DN 66	10	350,0	560,0	333,0	15,0
Wilo-Voda Air/Dirt 80F (PN10)	2198824	DN 80	33	470,0	756,0	435,0	26,0
Wilo-Voda Air/Dirt 100F (PN10)	2198825	DN 100	33	470,0	756,0	435,0	28,5



Fuente: thermobombas (thermobombas.com, 2022).

4.16 Sistema de control y variador de velocidad

Como se estableció en la figura 21, un sistema hidráulico anillo simple con caudal variable requiere de un control capaz de recibir todas las variables de presión, temperatura, caudal, y establecer un algoritmo capaz de responder a la necesidad de generación de frío, controlando el caudal mediante un variador de velocidad.

Para definir el control que manejara las estaciones de bombeo se contrata una empresa de automatización industrial experta en PLC para que brinde una solución a esta necesidad. Esta empresa se encarga de suministrar el variador de velocidad, sin embargo, seleccionar un variador de velocidad se realiza con buscando uno que pueda soportar la corriente de operación de la bomba, esto se determina mediante datos eléctricos de la bomba.

Tabla 30: Datos eléctricos bomba Ebara

MODELO	POTENCIA HP	VOLTAJE
3M/I 50-160/9.26	12,5	460
CORRIENTE A	RPM	FASES
23,5	3450	3

Fuente: autor

Los variadores de velocidad se selecciona de acuerdo a la corriente y la tensión, para este caso la corriente de 23.5 A se multiplica por un 10% y bajo esta corriente se selecciona el variador de velocidad, en el mercado existen variadores de velocidad especializados para bombeo donde los datos eléctricos y la curva de operación de la bomba pueden cargarse para así garantizar el punto óptimo de operación y garantizar que la bomba no opere por fuera de curva logrando así reducir daños eléctricos, para este proyecto se oferta un variador de velocidad marca Danfoss especializado para bombeo.

Tabla 31: Ficha técnica variador de frecuencia.

Equipos ofertados Opción 15HP Danfoss Aqua		
Referencia	Descripción	Cantidad requerida
131H2141	FC-102P11KT2E20H2XXXXXXSXXXXXAXBXXXXDX VLT®HVAC Drive 11 KW / 15 HP, 200 - 460 VAC, IP20 / Chassis, RFI Class A2 (C3), No brake chopper, No Mains Option No A Option, No B Option, Not Coated PCB	2
130B1107	VLT® Control Panel LCP 102	2

Fuente: Proveedor Refridcol.

4.17 Análisis de comparativo y Costo del Proyecto.

Se realizó un presupuesto realizando el mismo proceso de cálculo, pero con tubería de acero al carbón y se confrontó con el diseño contemplado en este proyecto y se obtuvo una ventaja competitiva con el diseño en tubería de polipropileno, ya que este diseño cuesta

un 13.7% menos que con tubería de acero al carbón consistente en un ahorro de 51 millones aproximadamente; en la tabla 32 se hace un comparativo de precios.

Tabla 32: Comparación de presupuestos en acero al carbón vs polipropileno

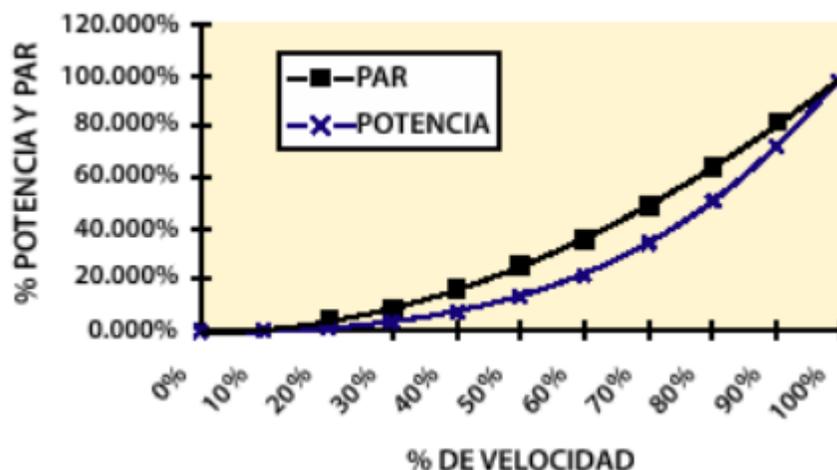
TABLA COMPARATIVA		
DESCRIPCIÓN	PROPUESTA ACERO AL CARBONO	PROPUESTA POLIPROPILENO
TUBERIA Y ACCESORIOS	\$ 59.297.006,25	\$ 50.611.208,63
TUBERIA Y ACCESORIOS DRENAJE	\$ 2.205.454,50	\$ 2.205.454,50
AISLAMIENTO	\$ 52.137.361,13	\$ 48.081.452,63
SISTEMA DE BOMBEO	\$ 260.791.790,20	\$ 243.430.246,01
MANO DE OBRA	\$ 56.164.741,81	\$ 34.432.836,18
COSTO TOTAL:	\$ 430.596.353,88	\$ 378.761.197,94

Fuente: Autor.

Esta diferencia se da debido a que diseñar un sistema de bombeo con tubería de acero al carbón daría como resultado tuberías de mayor diámetro, el coeficiente de fricción mayor hará que las bombas fueran más grandes pasando a potencias entre 20 HP y 25 HP así mismo el costo del aislamiento aumenta debido al coeficiente de transferencia mayor comparado entre la tubería de acero al carbón y la tubería de polipropileno, la diferencia en las estaciones de bombeo encontraste se presenta en el tamaño de las bombas y por ende en el variador de velocidad, el costo de la mano de obra disminuye comparado entre la tubería de acero al carbón y la tubería de polipropileno, ya que esta última se suelda por termo fusión y su conformado y soldado es más rápido y no requiere de mano de obra sobre calificada.

Adicionalmente, el cliente necesita bajar sus costos operativos en el nuevo diseño, se debe de tener en cuenta la regla de la raíz cúbica de eficiencia de los variadores de frecuencia, esta regla nos indica que al reducirse la velocidad en un 50% de un motor la energía que consume puede reducirse en un 88% aproximadamente (electricaplicada, sf).

Figura 39: Relación de potencia y velocidad en un variador de velocidad



Fuente: Electro Industria (emb, 2019)

En la figura 39 se muestra la relación entre velocidad y potencia, esta relación es una relación cúbica, es decir si se disminuye la velocidad en tan solo un 10% se disminuirá la potencia consumida al cubo de la velocidad reducida, es decir si la velocidad se reduce al 90% el resultado de la potencia consumida es 72.9% es decir la potencia bajo un 27.1%.

Las aplicaciones donde la demanda de caudal es variable como las instalaciones frigoríficas (UPME, 2018), en este caso bombear glicol, el mayor tiempo de operación no se requiere trabajar a con toda la velocidad de la bomba para satisfacer los requisitos de las cavas de maduración. Ya se ha hablado que, debido a la forma de operar, el tiempo que demora en cargarlas, la configuración del tiempo de maduración que varía de un producto a otro, la simultaneidad de carga estaría por debajo del 80% de la demanda frigorífica, el costo operativo teórico de la estación de bombeo actual se estima sin regulación de caudal, es decir a caudal constante porque este sistema no cuenta con esa opción, en la tabla 33 se costea anualmente la operación de la bomba.

Tabla 33: Costo operativo estación de bombeo actual

Costo de operación de estación de bombeo actual caudal constante				
Bomba	Consumo unitario (kW/h)	Consumo diario (kW/h)	Costo consumo (Millones de pesos)	
			Mensual	Anual
1	5,5	264	4,09	49,1
2	5,5			

Fuente: autor

A continuación, en la tabla 34 se presentan unos análisis teóricos de la propuesta del nuevo diseño de la estación de bombeo con diferentes puntos de variación de carga, como se observa si la bomba se encuentra al 100% la diferencia en consumo anual comparado con el sistema anterior es de 4.5 millones, es decir un 9.09%, y en la condición si se bajara la carga al 50% el consumo anual sería de 26.8 millones es decir una diferencia porcentual de 54.5% anual.

Tabla 34: Costo Operativo diseño propuesto de estación de bombeo

Costo de operación diseño propuesto de estación de bombeo caudal variable						
Bomba	% de variación de carga	Consumo unitario (kW/h)	Consumo diario (kW/h)	Costo consumo (Millones de pesos)		Diferencia anual con diseño anterior (millones de pesos)
				Mensual	Anual	
1	100	10	240	3,7	44,6	4,5
1	90	9	216	3,3	40,1	8,9
1	80	8	192	3,0	35,7	13,4
1	70	7	168	2,6	31,2	17,8
1	60	6	144	2,2	26,8	22,3
1	50	5	120	1,9	22,3	26,8

Fuente autor

Si se promedia la operación de la bomba anual desde el 100% y el 50% daría como resultado una operación del 75%, este valor llevándolo a un costo comparativo con el anterior diseño da una reducción monetaria de 15.6 millones.

Si se promedia la operación de la bomba anual desde el 80% y el 50% daría como resultado una operación del 65%, este valor llevándolo a un costo comparativo con el anterior diseño da una reducción monetaria de 20.1 millones. Se estima un costo por kW/h de \$516.17, el cual es el promedio Costo kW/h Anual del año 2018 (UPME.gov, 2020). Estas consideraciones serán expuestas en la propuesta del nuevo diseño al cliente, teniendo en cuenta que el anterior sistema de bombeo tenía una potencia frigorífica de 300 kW (1,024,240 BTU/h) y este diseño contempla dos estaciones de bombeo cada una de 232 kW (785,491 BTU/h) es decir en total 464 kW (1,584,643 BTU/h) es decir un aumento de capacidad cercano del 54.7% con unas bombas de menor tamaño y con tuberías en polipropileno que benefician la operación y mantenimiento aumentando la vida útil de las bombas y de los componentes del sistema.

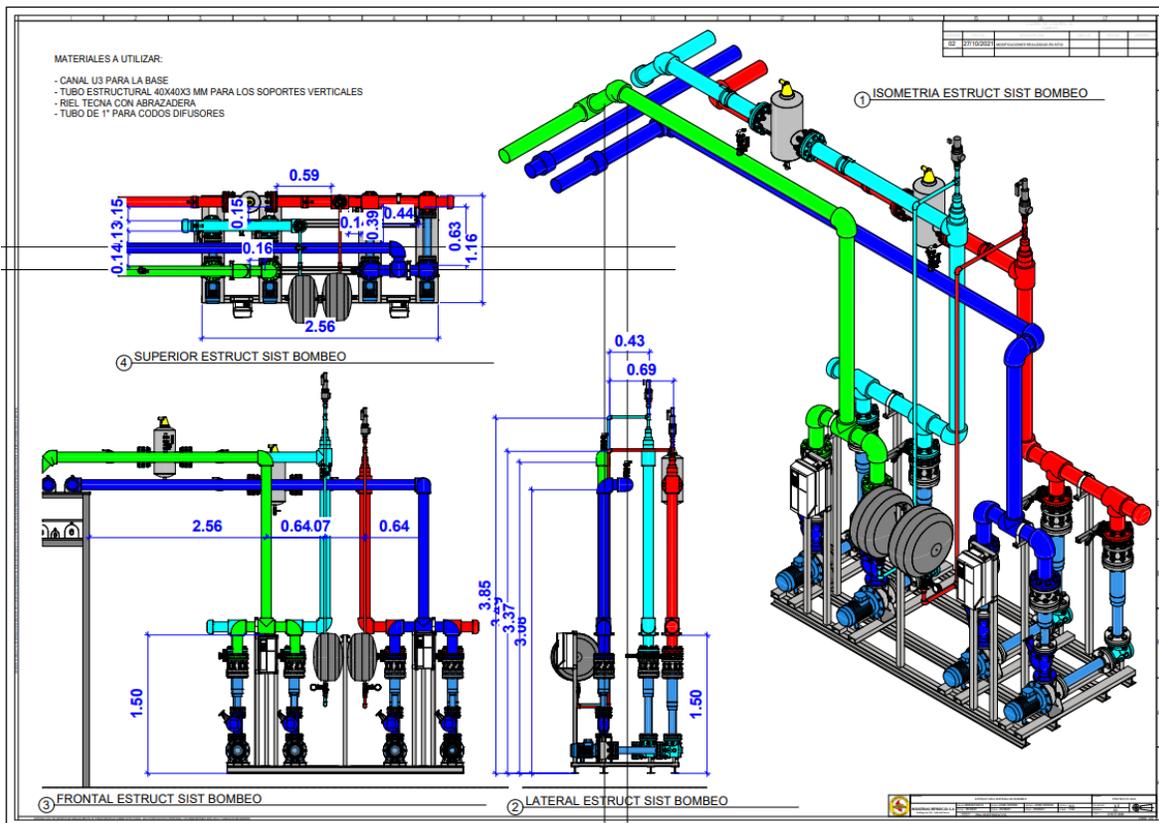
4.18 Plano diagrama de flujo nuevo diseño.

Se plantea a continuación el diagrama de flujo del diseño general de la estación de bombeo propuesta, para un mejor entendimiento la línea de descarga se pinta de color verde, la línea de succión de color cian, en el plano se plasman los caudales y el diámetro de la tubería de polipropileno calculada. En el diagrama de flujo se muestran el tanque de expansión y el separador de aire y suciedad, este diagrama hace referencia a la estación de bombeo número uno (1), más se entiende que la estación de bombeo número dos (2) tiene el mismo diagrama de flujo ya que la diferencia en distancia no es significativa una del otro.

El PLC manejará las dos (2) estaciones de bombeo de forma independiente, en la figura 40 se muestra el diagrama de flujo de la estación de bombeo número uno (1).

En la figura 41 se muestra la estación de bombeo, se han integrado en una sola estructura las dos estaciones de bombeo, en la figura se observan los separadores de aire, así mismo como los tanques de expansión, el variador de velocidad para cada estación y las bombas principales y de respaldo.

Figura 41: Plano constructivo estación de bombeo



Fuente: Autor

5. Conclusiones

- El refrigerante CO₂ se plantea como una solución técnica para las instalaciones comerciales, siendo de muy buen comportamiento termodinámico y sin una toxicidad que implique tomar costos adicionales en manejo e instalación.
- Usar en las instalaciones tuberías de polipropileno en instalaciones de bombeo mejora la eficiencia del mismo debido a su coeficiente de fricción menor comparado con otros materiales usados para tuberías de bombeo, permitiendo bombas de menor consumo eléctrico sumando a que aplicando los conceptos de ingeniería los montajes logran ser un 13.7% menos costosos comparados con los montajes tradicionales para este caso de estudio.
- Con la implementación de una estación de bombeo en cascada con CO₂ R744 y glicol se logra pasar de una potencia de 300 kW (1,024,240 BTU/h) de la instalación actual a una capacidad de 464 kW (1,584,643 BTU/h) aumentando un 54.7% la capacidad sin aumentar el tamaño de la sala de máquinas comparado con los sistemas de amoníaco y glicol.
- En el análisis de costo del proyecto se logran reducciones de consumo energético a un menor costo con la implementación de sistemas de control y caudal variable del orden entre el 25% y el 35%.
- Los sistemas de bombeo representan aproximadamente el 22% de la demanda energética de los motores eléctricos, cada vez hay una presión de los gobiernos para que adopten y se diseñen sistemas de bombeo que aprovechen mejor la energía suministrada y buscar

menores consumos energéticos permitiendo disminuir las emisiones contaminantes debido a la generación y demanda de la energía eléctrica.

- El diseño propuesto cumple con las expectativas de reducción de consumo energético, aumentado la capacidad frigorífica y alargando la vida útil de las bombas y a menores costos de mantenimiento debido a al diseño de esta estación de bombeo con caudal variable.

Referencias Bibliográficas

- ACRLATINOAMERICA. (2018). *soluciones con separadores de aire*. Obtenido de www.acrlatinoamerica.com:
<https://www.acrlatinoamerica.com/201708237599/articulos/otros-enfoques/soluciones-con-separadores-de-aire.html>
- AERMEC. (2016). *VPF FLUJO PRIMARIO VARIABLE*. Obtenido de global.aermec.com:
https://global.aermec.com/site/wp-content/uploads/TF_VPF_ES.pdf
- Alfa Laval. (2022). www.alfalaval.com.co. Obtenido de [intercambiadores-de-calor-de-placas](https://www.alfalaval.com.co/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiadores-de-calor-de-placas-soldadas/): <https://www.alfalaval.com.co/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiadores-de-calor-de-placas-soldadas/>
- ALTERTECNIA. (s.f.). *Uso de amoníaco o CO₂ en instalaciones frigoríficas: nuevas tendencias ecológicas*. Obtenido de Altertecnica 2018:
<https://altertecnica.com/amoniaco-co%E2%82%82-instalaciones-frigorificas/>
- ASHRAE. (1 de Febrero de 2017). *Documento de posición de ASHRAE sobre el Amoníaco como refrigerante*. Obtenido de [document](http://www.ashrae.org):
<https://www.ashrae.org/file%20library/about/position%20documents/ammonia-as-a-refrigerant-pd-2017.pdf>
- Biografías y Vidas.com. (2004). *Thomas Savery*. Recuperado el 27 de 03 de 2022, de Biografías y Vidas: <https://www.biografiasyvidas.com/biografia/s/savery.htm>
- bombeo. (2022). bombeo.co. Obtenido de bombeo.co/media/docs:
<https://admin.bombeo.co/media/docs/b9787d7e-994f-eb11-9460-00155d512601.pdf>
- Cengel, Y. A. (2004). *Transferencia de calor y masa*. Bogota: McGraw-Hill.
- Cengel, Y. A. (2006). *Mecánica de Fluidos*. Bogota: MacGraw-Hill.
- CHQUIMICA. (2021). *Productos Químicos*. Recuperado el 26 de 03 de 2022, de Propilenglicol.
- DANFOSS. (2022). *Amoníaco (NH₃)*. Recuperado el 23 de 03 de 2022, de Refrigerantes para reducir el GWP: [https://www.danfoss.com/es-es/about-danfoss/our-businesses/cooling/refrigerants-and-energy-efficiency/refrigerants-for-lowering-the-gwp/ammonia-nh3/#:~:text=Amon%C3%ADaco%20\(NH%E2%82%83\),-](https://www.danfoss.com/es-es/about-danfoss/our-businesses/cooling/refrigerants-and-energy-efficiency/refrigerants-for-lowering-the-gwp/ammonia-nh3/#:~:text=Amon%C3%ADaco%20(NH%E2%82%83),-)

Refrigerantes%20naturales%3A%20introducci%C3%B3n&text=EI%20amon%C3%

electricaplicada. (sf). *ahorrar-energia-variadores-frecuencia*. Obtenido de [www.electricaplicada.com: https://www.electricaplicada.com/ahorrar-energia-variadores-frecuencia/](https://www.electricaplicada.com/ahorrar-energia-variadores-frecuencia/)

emb. (2019). *ahorro de energia con variadores de frecuencia*. Obtenido de [http://www.emb.cl/:](http://www.emb.cl/)
<http://www.emb.cl/electroindustria/articulo.mvc?xid=1005&ni=ahorro-de-energia-con-variadores-de-frecuencia>

GASSERVI. (16 de 03 de 2020). *Ficha tecnica R134a*. Recuperado el 26 de 03 de 2022, de Ficha tecnica : <https://gas-servei.com/shop/docs/ficha-tecnica-r-134a-gas-servei.pdf>

GASSERVI. (19 de 03 de 2020). *Ficha tecnica R290*. Recuperado el 26 de 03 de 2022, de ficha tecnica: <https://gas-servei.com/shop/docs/ficha-tecnica-r-290-gas-servei.pdf>

Güntner. (04 de 2021). *Guntner.mx*. Obtenido de [download-mygpc:](https://www.guntner.mx/info/download-mygpc)
<https://www.guntner.mx/info/download-mygpc>

IAGUA. (2022). *Los pioneros del agua en la historia*. Recuperado el 27 de 03 de 2022, de iagua: <https://www.iagua.es/noticias/locken/17/02/08/pioneros-agua-historia>

IEA.ORG. (2022). *data-and-statistics*. Obtenido de <https://www.iea.org/data-and-statistics/data-browser?country=WORLD&fuel=Energy%20consumption&indicator=ElecConsBySector>

Industrial Leridana del Frio. (2021). *ilerfred.com*. Obtenido de <https://www.ilerfred.com/maduracion-platanos-bananas-aguacates-y-mangos/>

KSB. (2005). *Selección de Bombas Centrifugas*. Zarautz: KSB ITUR.

Ladco S.A. (2022). *www.ladco.com.ar*. Obtenido de Enfriamiento con glicol: <https://www.ladco.com.ar/enfriamiento-con-glicol/>

lifeder. (2021). *ley de henry*. Obtenido de [www.lifeder.com: https://www.lifeder.com/ley-de-henry/](https://www.lifeder.com/ley-de-henry/)

LINDE-GAS. (2021). *Refrigerantes naturales*. Recuperado el 23 de 03 de 2022, de R744 dióxido de carbono: https://www.linde-gas.es/es/products_and_supply/refrigerants/natural_refrigerants/r744_carbon_dioxide/index.html

- LINDE-GAS. (2021). *Refrigerantes naturales*. Recuperado el 24 de 03 de 2022, de R717 amoniaco: https://www.linde-gas.es/es/products_and_supply/refrigerants/natural_refrigerants/r717_ammonia/index.html
- MCNBiografias.com. (2004). *Osborne Reynolds*. Obtenido de MCNBiografias.com: <https://www.mcnbiografias.com/app-bio/do/show?key=reynolds-osborne>
- MINAMBIENTE. (11 de 11 de 2005). *Guías para manejo seguro y gestión ambiental de 25 sustancias químicas*. Obtenido de AsuntosambientalesySectorialyUrbana: https://www.minambiente.gov.co/images/AsuntosambientalesySectorialyUrbana/pdf/sustancias_qu%C3%ADmicas_y_residuos_peligrosos/guia_25_sustancias.pdf
- MINJUSTICIA. (2 de Febrero de 2020). *MANEJO DE SUSTANCIAS Y PRODUCTOS QUÍMICOS Y MANEJO DE SUSTANCIAS Y PRODUCTOS QUÍMICOS*. Obtenido de control-para-el-manejo-sustancias-quimicas: <https://www.minjusticia.gov.co/programas-co/control-para-el-manejo-sustancias-quimicas/Documents/Guia%20solicitud%20de%20CCITE%202020.pdf>
- MUNDO HVAC&R. (08 de 2013). *tendencias en sistemas hidronicos*. Recuperado el 27 de 03 de 2022, de www.mundohvacr.com.mx: <https://www.mundohvacr.com.mx/2013/08/tendencias-en-sistemas-hidronicos/>
- Refridcol S.A.S. (20 de Febrero de 2022). *Industrias Refridcol*. Obtenido de <https://refridcol.com/>
- SOTOLONGO, I. A. (27 de Abril de 2020). *Evolución en sistemas de bombeo*. Obtenido de ACR Latinoamerica: <https://www.acrlatinoamerica.com/201804278170/articulos/otros-enfoques/evolucion-en-sistemas-de-bombeo.html>
- thermobombas.com. (2022). *thermobombas s.a.s*. Obtenido de wilo separadores de aire y suciedad: <https://thermobombas.com/#!/producto/228/>
- UN.ORG. (s.f). *Sustainable development*. Recuperado el 26 de 03 de 2022, de sustainable-development-goals: <https://www.un.org/sustainabledevelopment/es/sustainable-development-goals/>.
- UNIOVI. (1994). *Sistemas de Bombeo*. Asturias: Gijon.
- UPME. (10 de 2017). *Factores de emisión del sistema interconectado nacional colombia*. Recuperado el 27 de 03 de 2022, de <https://static.legal.legis.com.co/aec50f178c624bfba8532b17e946ee6c.pdf>

UPME. (25 de 09 de 2018). *Manual de optimizacion de sistemas de bombeo*. Recuperado el 25 de 02 de 2022, de www1.upme.gov.co:

https://www1.upme.gov.co/DemandaEnergetica/EEIColombia/Manual_sistemas_bombeo.pdf

UPME.gov. (2020). *InformacionCifras*. Obtenido de

<https://www1.upme.gov.co/InformacionCifras/Paginas/precios-energia-electrica-comparacion-paises.aspx>:

<https://www1.upme.gov.co/InformacionCifras/Paginas/precios-energia-electrica-comparacion-paises.aspx>