

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**

**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**DISEÑO DE SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE UVAS DE MESA CON  
CAPACIDAD NOMINAL DE 510 kg/h**

**Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico**

**AUTOR:**

Marco Augusto Pacheco Callirgos

**ASESOR:**

Ing. Enrique José Barrantes Peña

Lima, Octubre 2022

## Informe de Similitud

Yo, Enrique José Barrantes Peña, docente de la Facultad de Ciencias e Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor de la tesis titulada:

Diseño de Sistema de Enriamiento de Uvas de Mesa con capacidad nominal de 510 kg/h

Del autor:

Marco Augusto Pacheco Callirgos,

dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 19%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 12/02/2024.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis de Suficiencia Profesional, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha: San Miguel, 12/02/2024

Apellidos y nombres del asesor: <u>Barrantes Peña, Enrique José</u>	
DNI: 07913376	Firma 
ORCID: 0000-0002-9037-3358	



## RESUMEN

En la actualidad, el sector agroindustrial en el país para la exportación de uva de mesa está creciendo; en un mercado competitivo nace la necesidad de mejorar la cadena de frío para la exportación de la uva de mesa y poder ofrecer un mejor producto de calidad. En ese sentido, se necesita fijar unas ciertas características al producto para su exportación mediante un adecuado enfriamiento. Con este propósito, se desarrolló el diseño y selección de componentes de un sistema de enfriamiento de uva de mesa con capacidad nominal de 510 kg/h. Se tomó como referencia las normas alimentaria CODEX STAN 255-2007 y NTP 0.11.12.2005 para cumplir con los requisitos finales de temperatura de la uva. Además, se consideró lo estipulado en los manuales de ASHRAE “Refrigeration 2018” y “Fundamentals 2017”; así como las directrices del Código Nacional de Electricidad y el uso de programas CAD. La propuesta es un sistema de enfriamiento rápido de tipo túnel estático de aire forzado con capacidad nominal de 510 kg/h, con una temperatura del aire del túnel de  $-15^{\circ}\text{C}$ , la temperatura de evaporación es de  $-20^{\circ}\text{C}$  y la de condensación es de  $40^{\circ}\text{C}$ . El tiempo de enfriamiento de 7,61 h, además de una capacidad de refrigeración de 31,43 kW y el uso de refrigerante R404a. Las dimensiones del sistema de enfriamiento son de 6 300 x 5 300 x 3 500 mm largo, ancho y alto respectivamente; y con costo total de USD 101 083,57.



### ***Dedicatoria***

*A mis padres que me han formado con grandes valores de humildad y trabajo duro.*

*A mis amigos y docentes de la universidad que han aportado en mi formación como profesional y persona. Finalmente, una especial mención a mi asesor Ing. Enrique Barrantes por su incondicional apoyo en el desarrollo de esta tesis y en mi formación.*

## TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN .....	1
1    CÁPITULO 1: CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO .....	2
1.1    Materia Prima.....	2
1.1.1    Descripción de la uva de mesa.....	2
1.1.2    Conservación de la uva.....	3
1.2    Tipos de enfriamiento.....	4
1.3    Sistema de refrigeración.....	6
1.3.1    Refrigerantes.....	6
1.3.2    Evaporador.....	8
1.3.3    Condensador .....	9
1.3.4    Compresor.....	11
1.3.5    Válvulas de expansión termostática.....	12
1.3.6    Aislantes .....	13
1.4    Componentes de operación del sistema de refrigeración .....	14
1.4.1    Filtros secadores .....	14
1.4.2    Visor liquido .....	15
1.4.3    Separador de aceite .....	16
1.4.4    Válvulas .....	16
1.4.5    Recipientes.....	18
1.4.6    Controles.....	19
1.5    Sistema eléctrico.....	20

1.5.1	Conductores .....	20
1.5.2	Protección mecánica .....	20
1.5.3	Protección eléctrica.....	20
2	CÁPITULO 2: DISEÑO DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN .....	22
2.1	Metodología de diseño .....	22
2.1.1	Lista de exigencias.....	22
2.1.2	Estructura de funciones.....	23
2.1.3	Concepto de solución.....	25
2.2	Sistema de térmico .....	30
2.2.1	Propiedades termodinámicas de la uva de mesa.....	31
2.2.2	Tiempo de enfriamiento.....	37
2.2.3	Cargas térmicas.....	42
2.2.4	Caída de presión en las uvas .....	49
2.2.5	Selección de refrigerante .....	52
2.2.6	Proyección del ciclo de refrigeración real .....	53
2.2.7	Selección de Componentes Principales .....	54
2.2.8	Verificación de Coeficiente convectivo.....	59
2.2.9	Determinación de Carga térmica Total.....	61
2.2.10	Selección de Componentes secundarios .....	63
2.3	Operación del sistema de refrigeración.....	67
2.4	Sistema eléctrico y de Protección.....	69

2.4.1	Determinación de sección transversal de conductores <b>¡Error! Marcador no definido.</b>	
2.4.2	Selección de equipos de protección.....	72
2.5	Diseño de la estructura soporte .....	73
2.5.1	Solicitud de carga .....	74
2.5.2	Análisis de estructural.....	76
2.6	Diseño Final .....	82
3	CÁPITULO 3: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE COMPONENTES SELECCIONADOS.....	85
3.1	Componentes principales .....	85
3.2	Componentes secundarios .....	88
3.3	Componentes de control.....	91
4	CAPÍTULO 4: COSTOS DEL PROYECTO .....	93
4.1	Costo de equipos principales.....	93
4.2	Costo de accesorios del sistema de refrigeración.....	93
4.3	Costo de tuberías y accesorios.....	94
4.4	Costo del panel aislante y estructura soporte .....	95
4.5	Costo del sistema eléctrico .....	95
4.6	Costo de instalación y fabricación.....	96
4.7	Costo total del sistema de refrigeración .....	96
	CONCLUSIONES.....	97
	BIBLIOGRAFÍA .....	99

## Lista de Figuras

Figura 1.1 Uva Red Globe .....	3
Figura 1.2 Enfriador de aire forzado modular .....	5
Figura 1.3 Enfriador de aire forzado vertical .....	6
Figura 1.4 Enfriador de aire forzado túnel horizontal .....	6
Figura 1.5 Evaporador enfriador de aire de perfil industrial .....	9
Figura 1.6 Unidad Condensadora Paquetizada de Bitzer .....	11
Figura 1.7 Mapa de capacidad refrigeración según tipo de compresor .....	12
Figura 1.8 Esquema de sección de motor hermético recíprocante .....	13
Figura 1.9 Esquema de válvula de expansión termostática .....	14
Figura 1.10 Panel de tipo Sandwich prefabricado de PUR .....	15
Figura 1.11 Presentaciones de filtros secadores de Danfoss .....	16
Figura 1.12 Visor Líquido Danfoss .....	15
Figura 1.13 Esquema de sección de separador de aceite .....	17
Figura 1.14 Válvulas solenoides Danfoss.....	18
Figura 1.15 Válvulas de retención Danfoss .....	17
Figura 1.16 Válvulas de paso. ....	19
Figura 1.17 Acumulador de succión, Parker .....	20
Figura 1.18 Tipos de presostatos (izquierda), tipos de termostatos (derecha), Danfoss .....	19
Figura 2.1 Caja negra ( <i>black box</i> ) .....	24
Figura 2.2 Estructura de funciones óptima.....	24
Figura 2.3 Esquema de conceptos de solución 1 .....	26
Figura 2.4 Esquema de conceptos de solución 2 .....	27
Figura 2.5 Esquema de conceptos de solución 3 .....	28
Figura 2.6 Esquema de conceptos de solución 4 .....	28

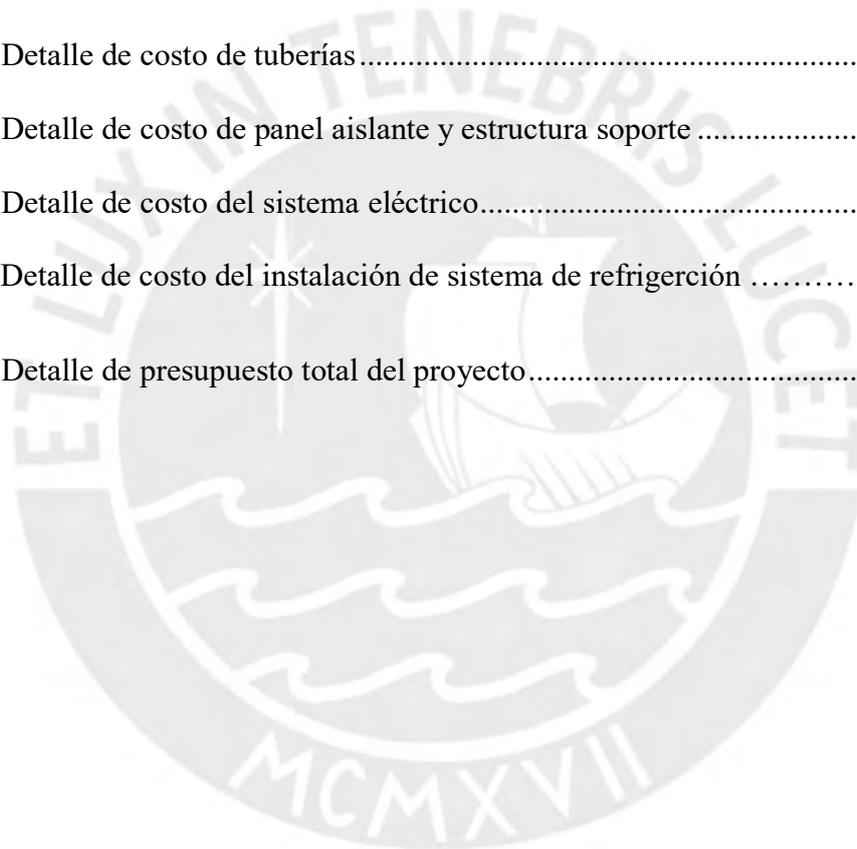
Figura 2.7 Evaluación Técnica-Económica.....	29
Figura 2.8 Concepto de solución óptimo: Túnel estático de aire forzado .....	30
Figura 2.9 Dimensiones características de la uva.....	39
Figura 2.10 Caja de cartón corrugado de 400 x 500 x120 mm .....	48
Figura 2.11 Presentaciones de bolsas de polietileno para uvas de mesa .....	49
Figura 2.12 Pallets Heavy Duty 4-way de HDPE de 1200 x 1000 x 150 mm .....	50
Figura 2.13 Arreglo romboedrico para las uvas. Vista de planta (izquierda) y Volumen de analisis (derecha).....	51
Figura 2.14 Diagrama Presión vs Entalpia para R404A.....	55
Figura 2.15 Mapa operación del Ventilador Helicoidal HCT, SODECA .....	59
Figura 2.16 Distribución del flujo de aire.....	60
Figura 2.17 Dirección de Flujo de aire en las uvas. ....	61
Figura 2.18 Esquema de principio del sistema de refrigeración.....	65
Figura 2.19 Esquema del panel de control del sistema de refrigeración. ....	70
Figura 2.20 Estructura soporte con evaporadores .....	75
Figura 2.21 Elementos de la estructura soporte.....	74
Figura 2.22 Cargas puntales en la estructura.....	75
Figura 2.23 Diagrama de fuerza axial en los elementos de la estructura .....	77
Figura 2.24 Diagramas de momento flector en los elementos de la estructura. ....	77
Figura 2.25 Deformaciones debido a la carga combinada en los elementos de la estructura ..	78
Figura 2.26 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.....	80
Figura 2.27 Elementos sometidos a las mayores deflexiones .....	81
Figura 2.28 Barra con un extremo empotrado y el otro articulado.....	83
Figura 2.29 Elementos sometidos a las mayores deflexiones .....	84
Figura 2.30 Túnel de congelación de uvas de mesa .....	85
Figura 2.31 Túnel de congelación de uvas de mesa cargado.....	85

Figura 2.32 Unidad Condensadora del Túnel de congelación.....	86
---	----

### Lista de Tablas

Tabla 1.1 Relación de temperatura y calor de respiración de la uva de mesa .....	3
Tabla 1.2 Condiciones para una adecuada conservación para la uva .....	4
Tabla 2.1 Lista de exigencias .....	24
Tabla 2.2 Condiciones de operación de túnel de aire forzado.....	31
Tabla 2.3 Composición y propiedades térmicas de la uva .....	32
Tabla 2.4 Propiedades térmicas de la uva.....	38
Tabla 2.5 Dimensiones características de la uva .....	39
Tabla 2.6 Datos y propiedades para el cálculo del tiempo de enfriamiento .....	43
Tabla 2.7 Resultados del cálculo del tiempo de enfriamiento .....	44
Tabla 2.8 Parámetros para determinar la carga por Trasmisión.....	45
Tabla 2.9 Parámetros de los materiales de empaque para la uva .....	49
Tabla 2.10 Cargas térmicas preliminares .....	50
Tabla 2.11 Parámetros para el cálculo de caída de presión .....	53
Tabla 2.12 Resultados de cálculo de caída de presión .....	54
Tabla 2.13 Ratios para la selección de refrigerante.....	54
Tabla 2.14 Resultados de selección de unidad condensadora, Bitzer .....	56
Tabla 2.15 Datos para la selección de evaporador LUVE.....	56
Tabla 2.16 Datos y Resultados del cálculo de coeficiente convectivo .....	62
Tabla 2.17 Carga térmica total de refrigeración .....	63
Tabla 2.18 Operación del sistema de refrigeración .....	67
Tabla 2.19 Cargas del sistema de refrigeración.....	71
Tabla 2.20 Resultados de cálculo de sección nominal de conductores .....	73
Tabla 2.21 Selección de equipos de protección.....	74

Tabla 2.22 Datos de la estructura soporte.....	75
Tabla 2.23 Parámetros para el análisis estructural .....	78
Tabla 2.24 Esfuerzos en las secciones de mayor carga de los elementos de la estructura soporte .....	78
Tabla 2.25 Resultados del cálculo por pandeo de la estructura soporte .....	83
Tabla 2.26 Verificación de falla por rigidez en los elementos críticos. ....	84
Tabla 4.1 Detalle de costos de equipos principales .....	95
Tabla 4.2 Detalle de costos de accesorios del sistema de refrigeración .....	95
Tabla 4.3 Detalle de costo de tuberías.....	96
Tabla 4.4 Detalle de costo de panel aislante y estructura soporte .....	97
Tabla 4.5 Detalle de costo del sistema eléctrico.....	97
Tabla 4.6 Detalle de costo del instalación de sistema de refrigeración .....	98
Tabla 4.6 Detalle de presupuesto total del proyecto.....	99



## Lista de Símbolos

$A$	$m^2$	: Área exterior del recinto
$Alto_{caja}$	$m$	: Alto de la caja de 8.2 kg de uvas
$Ancho_{caja}$	$m$	: Ancho de la caja de 8.2 kg de uvas
$A_{per}$	$mm^2$	: Área transversal del perfil
$A_{Sc}$	$m^2$	: Área de la sección transversal por donde pasara el flujo
$Biot$	-	: Número adimensional de Biot
$C_{afo}$	$kJ/kg.K$	: Calor específico por encima de $T_{fo}$
$C_{bfo}$	$kJ/kg.K$	: Calor específico por debajo de $T_{fo}$
$C_{unf,v}$	$J/m^3.K$	: Calor específico volumétrico por encima de $T_{fo}$
$C_{fro,v}$	$J/m^3.K$	: Calor específico volumétrico por debajo de $T_{fo}$
$C_{pall}$	$kJ/kg.K$	: Calor específico pallet
$C_{paq}$	$kJ/kg.K$	: Calor específico cartón corrugado
$C_{poly}$	$kJ/kg.K$	: Calor específico bolsas de polietileno
$c_c$	$kJ/kg.K$	: Calor específico de carbohidratos
$c_{ce}$	$kJ/kg.K$	: Calor específico de cenizas
$c_f$	$kJ/kg.K$	: Calor específico de grasas
$c_{fb}$	$kJ/kg.K$	: Calor específico de fibra
$c_{fro}$	$kJ/kg.K$	: Calor específico por debajo $T_{fo}$
$c_p$	$kJ/kg.K$	: Calor específico de proteína
$c_{unf}$	$kJ/kg.K$	: Calor específico por encima del $T_{fo}$
$c_{wo}$	$kJ/kg.K$	: Calor específico de agua por encima de $T_{fo}$ en la uva
$Da$	$m$	: Longitud característica
$E$	$MPa$	: Módulo de elasticidad
$Ecil$	-	: Factor de transferencia de calor para un cilindro finito de dimensión equivalente
$Fa$	$N$	: Fuerza axial
$Fc$	$N$	: Fuerza cortante
$Fco$	$N$	: Fuerza de compresión
$FD$	-	: Factor demanda de la carga,
$FP$	.	: Factor de potencia de la carga
$Fs$	-	: Factor de seguridad

$f$	-	: Coeficiente de fricción
$G$	$\text{kg/s.m}^2$	: Velocidad de masa superficial
$H_{-10^\circ\text{C}}$	$\text{kJ/kg}$	: Entalpia especifica de la uva a $-10^\circ\text{C}$
$H_{30^\circ\text{C}}$	$\text{kJ/kg}$	: Entalpia a $30^\circ\text{C}$
$H_f$	$\text{kJ/kg}$	: Calor latente de fusión
$H_{fo}$	$\text{kJ/kg}$	: Entalpia en el punto de congelamiento
$hs$	$\text{W/m}^2.\text{K}$	: Coeficiente convectivo del medio
$h_i$	$\text{W/m}^2\text{K}$	: Coeficiente convectivo interior
$h_{if}$	$\text{kJ/kg}$	: Entalpia de fusión del agua que forma cristales
$h_o$	$\text{W/m}^2\text{K}$	: Coeficiente convectivo exterior
$h_v$	$\text{W/m}^2\text{K}$	: Coeficiente convectivo verificado
$I_{admisible}$	$A$	: Intensidad de corriente admisible por el conductor
$I_{aliementador}$	$A$	: Intensidad de corriente a las condiciones establecidas
$I_{corregida}$	$A$	: Intensidad de corriente corregida
$I_{diseño}$	$A$	: Intensidad de corriente de diseño
$I_{diseño\_mayor}$	$A$	: Intensidad de corriente de diseño mayor
$I_{x,y}$	$\text{mm}^4$	: Momento de inercia
$I_{trabajo}$	$A$	: Intensidad de corriente a las condiciones establecidas
$i_{x,y}$	$\text{mm}$	: Radio de giro
$K$	-	: Factor de Johnson
$K_T$	-	: Factor de temperatura, CNE
$K_N$	-	: Factor de agrupamiento, CNE
$k$	$\text{W/m.K}$	: Conductividad del aislante de la pared
$k_{-15^\circ\text{C}}$	$\text{W/m.K}$	: Conductividad del aire a $-15^\circ\text{C}$
$k_{paral}$	$\text{W/m.K}$	: Conductividad paralela
$k_{per}$	$\text{W/m.K}$	: Conductividad perpendicular
$k_{unf}$	$\text{W/m.K}$	: Conductividad por encima de $T_{fo}$
$k_{fro}$	$\text{W/m.K}$	: Conductividad por debajo de $T_{fo}$
$k_s$	$\text{W/m.K}$	: Conductividad alimento completamente congelado @ $-40^\circ\text{C}$
$L_1$	$m$	: Longitud 1
$L_2$	$m$	: Longitud 2
$L_3$	$m$	: Longitud 3

$L_p$	$m$	: Longitud de pandeo
$Largo_{caja}$	$m$	: Largo de la caja de empaque de uva de 8.2 kg
$L_f$	$J/m^3$	: Entalpia volumétrica de fusión del agua
$L_o$	$kJ/kg$	: Calor latente del agua
$M_{f,i}$	$N.mm$	: Momento flector en dirección i
$M_t$	$N.mm$	: Momento Torsor
$mu$	$kg$	: Masa de la uva
$m_{aire}$	$kg/s$	: Flujo de masa de aire para la caja de 8.2 kg de uva
$m_{pall}$	$kg$	: Masa de un Pallet
$m_{paq}$	$kg$	: Masa de un paquete
$m_u$	$kg$	: Masa de uva por paquete
$N_{bolsas/paquete}$	-	: Cantidad de bolsas de uvas por paquete
$N_m$	-	: Número de motores con la misma potencia
$N_{pallet}$	-	: Cantidad de total pallets
$N_{paquetes}$	-	: Cantidad de total de paquetes
$N_{bolsas}$	-	: Cantidad de total de bolsas
$N_{paquetes/pallet}$	-	: Cantidad de paquetes por pallet
$Nu$	-	: Número de Nusselt.
$\eta$	-	: Eficiencia del sistema
$n_{mot}$	-	: Eficiencia del motor ( $n_{mot} = 0.9$ )
$Pa$	-	: Factor geométrico ASHRAE
$P_{3\phi}$	$W$	: Potencia trifásica nominal del equipo
$Plk$	-	: Número de adimensional Plank
$P_m$	$kW$	: Potencia nominal del motor (kW)
$\dot{Q}_{eq}$	$kW$	: Calor de transferencia de la carga de equipos del recinto
$\dot{Q}_I$	$kW$	: Calor de transferencia de la carga interna del recinto
$\dot{Q}_p$	$kW$	: Calor de transferencia de calor por el producto
$\dot{Q}_t$	$W$	: Carga por transmisión
$Q_{1,2,3}$	$kJ$	: Energía trasferida
$Ra$	-	: Factor geométrico ASHRAE
$Re$	-	: Número de Reynolds
$Res$	$m^2K/W$	: Resistencia Térmica de paredes

$St$	-	: Número adimensional de Stefan
$T_2$	$^{\circ}C$	: Temperatura referencia
$T_{Ct}$	$^{\circ}C$	: Temperatura final del centro de la uva
$T_{fo}$	$^{\circ}C$	: Temperatura inicial de congelamiento
$T_o$	$^{\circ}C$	: Temperatura objetivo
$T_{ip}$	$^{\circ}C$	: Temperatura inicial
$T_{med}$	$^{\circ}C$	: Temperatura de ambiente
$T_r$	$^{\circ}C$	: Temperatura de referencia
$T_{ref}$	$^{\circ}C$	: Temperatura entalpia cero
$t_{fun}$	horas/día	: Tiempo de funcionamiento del motor
$U$	$W/m^2K$	: Coeficiente global de transferencia de calor
$U_l$	$V$	: Voltaje en línea
$Vol_{control}$	$m^3$	: Volumen del volumen control geométrico en análisis
$Vol_{particula}$	$m^3$	: Volumen de la partícula que ocupa el volumen de control
$v_{aire}$	$m/s$	: Velocidad de aire
$v_{sup}$	$m/s$	: Velocidad superficial
$We_1$	-	: Parámetro para el factor de equivalente
$We_2$	-	: Parámetro para el factor de equivalente
$x$	$m$	: Espesor de aislante de pared
$x_b$	-	: Porcentaje de masa alrededor de solidos
$x_c$	-	: Porcentaje carbohidrato
$x_{ce}$	-	: Porcentaje ceniza
$x_f$	-	: Porcentaje grasa
$x_{fb}$	-	: Porcentaje fibra
$x_{ice}$	-	: Porcentaje de hielo
$x_p$	-	: Porcentaje de proteína
$x_s$	-	: Porcentaje de solidos contenidos
$x_{wo}$	-	: Porcentaje de agua
$x_{wr}$	-	: Porcentaje residual de agua de agua ( $x_{wr} = x_{wo} - x_{ice}$ )
$\alpha_{unf}$	$mm^2/s$	: Difusividad térmica por encima de $T_{fo}$
$\alpha_{fro}$	$mm^2/s$	: Difusividad térmica por debajo de $T_{fo}$
$\beta e_1$	-	: Ratio para formas irregulares
$\beta e_2$	-	: Ratio para formas irregulares

$\Delta H_V$	$J/m^3$	: Diferencia de entalpía volumétrica
$\Delta P$	Pa	: Caída de presión para una caja de uva de 8.2 kg
$\Delta T$	K	: Diferencia de temperatura entre el interior y exterior del recinto
$\Delta U\%$	%	: Caída de tensión
$\Delta U\%_{admisible}$	%	Caída de tensión admisible
$\varepsilon$	-	: Factor de porosidad
$\theta$	min	: Tiempo de enfriamiento para una geometría dada
$\theta_{cil}$	min	: Tiempo de enfriamiento para un cilindro finito
$\theta_s$	min	: Tiempo de enfriamiento para una superficie infinita
$\lambda$	-	: Grado de esbeltez
$\lambda_{JE}$	-	: Grado de esbeltez Johnson - Euler
$\mu_{air}$	$N \cdot s/m^2$	: Viscosidad dinámica del aire a $-15^\circ C$
$\rho_{air}$	$kg/m^3$	: Densidad del aire a $-15^\circ C$ ( $kg/m^3$ )
$\rho_{unf}$	$kg/m^3$	: Densidad de la uva por encima $T_{fo}$
$\rho_{fro}$	$kg/m^3$	: Densidad de la uva por debajo $T_{fo}$
$\rho_{poly}$	$kg/m^3$	: Densidad bolsas de polietileno
$\rho_{wr}$	$kg/m^3$	: Densidad residual del agua
$\sigma_{ADM}$	MPa	: Esfuerzo admisible
$\sigma_{eq}$	MPa	: Esfuerzo equivalente
$\sigma_{fl}$	MPa	: Esfuerzo por flexión
$\sigma_n$	MPa	: Esfuerzo por fuerza axial
$\tau_c$	MPa	: Esfuerzo cortante por torsión
$\tau_t$	MPa	: Esfuerzo cortante por fuerza cortante

## INTRODUCCIÓN

La uva fresca, también conocida como uva de mesa, es el fruto que crece en forma de racimos del árbol llamado vid. Según, el boletín informativo titulado *La Uva Peruana: Una oportunidad para el mercado mundial*, publicado por MINAGRI en el 2019; afirma que la uva se ha convertido en uno de los principales productos de agro exportación, teniendo una participación del 12% del total de las agro exportaciones (USD 7 033,4 millones). Existe una gran oportunidad de exportar la uva de mesa peruana a países como China, Estados Unidos y otros países europeos. La exportación de la uva requiere del cumplimiento de normas de sanidad y calidad como lo son CODEX 255-007 ó NTP 011.015.2005; por lo que es necesario su manejo adecuado para la conservación de la uva. En esa línea, es fundamental la cadena de frío en la calidad de la uva para el usuario final que es el consumidor; la importancia de un enfriamiento rápido post cosecha de la uva para reducir el proceso de degradación de la uva, evitar pérdidas excesivas de agua, reducir probabilidades de crecimiento de plagas, evitar ablandamiento de la uva, entre otros problemas que se detallan en un trabajo de investigación elaborado por Pacheco.M (2021). Por ello se propone el diseño de un sistema de enfriamiento para uvas de mesa de consumo en fresco con la finalidad de aportar una mejor calidad del producto enfriando la uva de manera rápida en volúmenes de exportación adecuados. En ese sentido se plantea los siguientes objetivos.

### Objetivo General

- Diseñar y seleccionar componentes de un sistema de enfriamiento para uvas de mesa con capacidad nominal de 510 kg/h

### Objetivo Específicos

- Obtener la carga térmica requerida del sistema.
- Seleccionar el método de enfriamiento adecuado según los requerimientos energéticos y características del producto.
- Seleccionar el refrigerante según criterios de eficiencia energética, seguridad y cuidado del medio ambiente.
- Seleccionar los componentes necesarios para la operación adecuada del sistema de refrigeración.
- Diseñar los componentes mecánicos complementarios.
- Elaborar los costos del sistema de enfriamiento para uvas.

## 1 CAPÍTULO 1: CARACTERÍSTICAS DEL PROYECTO

En el presente capítulo se establecen las nociones generales a considerar para el diseño de un sistema de refrigeración. En primer lugar, se realizará una breve descripción de la uva de mesa en el Perú y los parámetros importantes a considerar para una adecuada conservación de la uva. En segundo lugar, se describirá los métodos de enfriamiento que existen actualmente y que se aplican para la agroindustria. Finalmente, se detallará los componentes que conforman un sistema de refrigeración,

### 1.1 Materia Prima

#### 1.1.1 Descripción de la uva de mesa

La uva fresca, también conocida como uva de mesa, es la fruta que crece del árbol de la Vid en zonas calurosas y de baja humedad relativa. En los últimos años, el Perú ha consolidado su posición como uno de los principales países líderes en la exportación y producción de la uva de mesa. Esto se debe a que la costa peruana Ica, Chilca, Lima y Piura tienen condiciones agroclimáticas para el desarrollo de este cultivo. En el mundo, existe una amplia diversidad de uvas; *Vitis Vinífera L.* es la especie que predomina para el consumo fresco de la uva de mesa. En contraste con las uvas destinadas a la elaboración de vino, las uvas de mesa suelen destacarse por poseer bayas de mayor tamaño. En el trabajo realizado por Pacheco M. (2021) se desarrolla una amplia descripción sobre la uva de fresca en el Perú. Destaca entre las variedades de mayor demanda, tanto a nivel nacional como internacional, se encuentran la uva Red Globe, Thompson Seedless, Crimson Seedless y Flame Seedless (Pacheco M. 2021). A continuación, se muestra en la Figura 1.1 un racimo de la uva de tipo Red Globe.



Figura 1.1 Uva Red Globe

### 1.1.2 Conservación de la uva

La uva se cosecha bajo condiciones extremas en ambiente tropical de baja humedad relativa y elevadas temperaturas en la costa del Perú. Una vez cosechadas las uvas se debe de proceder a su inmediata refrigeración en cuartos acondicionados para este objetivo. La uva a pesar de tener un bajo nivel de velocidad respiración y baja sensibilidad al etileno (Valores de calor de respiración se pueden observar en la Tabla 1.1), El desprendimiento de la baya del tallo y la reducción de firmeza de la baya, es un indicador de una uva de mesa de baja calidad, esto es consecuencia de la pérdida de agua que puede sufrir la uva durante su proceso. Estos indicadores, mencionados anteriormente hacen a la uva inservible para para la comercialización exterior. Debido a esto, una vez cosechadas deben de pasar por un enfriamiento adecuado.

Tabla 1.1  
*Relación de temperatura y calor de respiración de la uva de mesa*

<b>Calor de respiración [mW / kg]</b>	<b>Temperatura</b>
22,8	10°C
14,1	14,1
5,8	0°C

*Nota:* Valores de resperación tomados de ASHRAE HANDBOOK-Refrigeration, Ch.19 “Thermal Properties of Foods” (2018)

El enfriamiento de la uva se realiza mediante aire forzado, es usual que la uva se empaque primero antes de cosecharse, evitando el manejo excesivo de la uva que conlleva a pérdida de agua. En un estudio realizado por Pacheco M. (2021) se detallan los parámetros de conservación óptima para la uva, donde se establece una temperatura de conservación de -2°C para garantizar una adecuada preservación de la uva en fresco. En cuanto al embalaje, comúnmente se emplean bolsas de polietileno con pequeños orificios que facilitan el ingreso de aire y reducen el calor de respiración de la uva de mesa. Para evitar daños por abolladuras durante el transporte al país destino se colocan capas de cartón corrugado (CCANTO,2018).

## 1.2 Tipos de enfriamiento

La necesidad de reducir la temperatura del producto después de la cosecha es fundamental, para evitar pérdidas de agua por efectos del metabolismo del organismo vivo; de esta manera, se asegura la calidad del producto para su consumo en fresco. En la industria del consumo en fresco de vegetales y frutas, los enfriadores de aire forzado son los más comunes dentro de una planta de procesos existe una gran variedad de productos que se pueden enfriar mediante el aire como las uvas o fresas. Una de las ventajas de enfriar por aire forzado es que se puede reducir la temperatura de un producto ya empacado, esto ahorra tiempo y permite enviar al producto al exterior de manera más rápida. A continuación, se hará una breve descripción de algunas formas de enfriamiento por aire forzado utilizado en la industria. Las condiciones para un adecuado enfriamiento y conservación de la uva se muestran en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2  
*Condiciones para una adecuada conservación para la uva*

<b>VARIABLES</b>	<b>UNIDADES</b>	<b>MAGNITUD</b>
Velocidad aire en cámara	m/s	0,05 a 0,1
Velocidad enfriamiento	m/s	2,0
Temperatura en cámara	°C	-0,5 a -1,0
Humedad relativa en cámara	%	90 - 95
Tiempo de vida	meses	1 a 6

*Nota:* Valores de resperación tomados de ASHRAE HANDBOOK-Refrigeration, Ch.19 “Thermal Properties of Foods”, Ch.21 “Commodity Storage Requirements” y Ch.35 “Deciduous Tree and Vine Fruit (2018)”

### ➤ **Enfriador de aire forzado modular**

Estos tipos de enfriadores modulares vienen remplazando a los enfriadores continuos, la diferencia está en que estos enfriadores modulares operan en etapas o por zonas. Como se observa en la Figura 1.2 una vez el producto cargado en la cinta transportadora la puerta se abre y el producto pasa por dos zonas; la diferencia entre etapas o zonas es el sentido del aire, ambos tienen una dirección paralela al producto, pero el sentido cambia entre zonas lo cual lo hace más eficiente. Una vez finalizado el proceso el lote sale en sentido opuesto en el que fue ingresado.



Figura 1.2 Enfriador de aire forzado modular  
 Nota. Tomado de Pagina web de "MACS COOLER"

### ➤ Enfriador de aire forzado vertical

Este tipo de tecnología aprovecha de manera eficiente el área, como se observa en la Figura 1.3 se utiliza unos racks para pallets los cuales organizan los palletes en dos columnas con dos filas cada columna. Esta tecnología permite enfriar el doble del producto por metro cuadrado si se compara con enfriamiento de un solo piso, lo cual le da un incremento de la capacidad de producto que enfría por metro cuadrado utilizado. Este sistema tiene evaporadores a los lados, para cada columna, estos equipos tienen un ventilador en la columna central que fuerza al aire al pasar por los lados laterales de los pallets regresando hacia los evaporadores (Elsanari A., Fenton D., Callahan C, 2019).



Figura 1.3 Enfriador de aire forzado vertical  
 Nota. Tomado de "Efficient Fruit and Vegetables Processing Plants Handbook", por tesla (2014)

### ➤ Enfriador por aire forzado túnel dentro de cámara

En la Figura 1.4 se muestra este tipo enfriamiento que se basa en arreglar los pallets pegados unos de los otros y dejar un espacio para la salida del aire entre la cada columna de pallets. El aire del cuarto frío ingresa por los costados de los empaques por la diferencia de presión que existe debido a la acción de un ventilador instalado en la pared. Para evitar cortocircuito del aire se usa lonas de

plástico para tapar los agujeros por donde no se quiere que pase el aire como en los agujeros de los pallets.



Figura 1.4 Enfriador de aire forzado túnel horizontal

*Nota.* Tomado de “Forced-Air Cooling System for fresh Ontario Fruits and Vegetables”, por Fraser, 2014.

### 1.3 Sistema de refrigeración

En la siguiente sección se describirán los componentes principales que integran un sistema de refrigeración como evaporador, condensador, válvula de expansión, refrigerantes y las tuberías.

#### 1.3.1 Refrigerantes

Los refrigerantes son el fluido de trabajo dentro de un ciclo de refrigeración. Estos absorben el calor del espacio refrigerado lo expulsan en otro espacio exterior (ASHRAE, 2017, Ch.29, pp.29.1), generalmente el ambiente. La selección de un refrigerante, se basa en varios aspectos como sus propiedades termodinámicas, la seguridad del uso del refrigerante, nivel de impacto ambiente, costo del refrigerante, condiciones de operación, entre otros. Generalmente se hace una comparación entre refrigerantes para un ciclo de terminado y se elige el más adecuado basándose en los aspectos anteriormente mencionados. Generalmente, se desea que un refrigerante tenga una alta conductividad y baja viscosidad, para que la fricción sea menor y exista un menor trabajo para transportar al fluido (ASHRAE, 2017, Ch.29, pp.29.1). Se puede evaluar el trabajo efectuado por el compresor, mayor relación de presión se traduce en un mayor trabajo y por lo tanto mayor consumo de potencia.

### 1.3.1.1 Impacto Ambiental

Los refrigerantes clorofluorocarburos (CFC) y los hidroclofluorocarburos (HCFC) ya han entrado en una etapa de desuso por su potencial de destrucción del Ozono (OPD). El uso de estos refrigerantes afecta al medio ambiente al liberar cloro al ambiente, se estima que para el año 2030 los HCFC quedaran completamente prohibidos como los CFC (Hundy G., Trott A., Welch T, 2008, Ch.3, pp.33). En ese sentido, se desarrolló los refrigerantes hidrofluorocarburos (HFC) y mezclas entre 2 o 3 HFC, los cuales están libres de cloro (ODP igual a 0); sin embargo, estos también tienen un impacto ambiental indirecto en el calentamiento global. El potencial de calentamiento global (GWP) es un índice que describe la capacidad de un refrigerante de atrapar la energía radiante, comparado con el CO<sub>2</sub> (ASHRAE, 2017, Ch.29, pp.29.5). La tendencia actual es fomentar el uso de refrigerantes con ODP igual a cero y bajo índice de GWP.

### 1.3.1.2 Clasificación de refrigerantes

#### ➤ Mezclas Zeotropicas

Se identifican con la serie 400, los números subsiguientes describen los componentes que conforman la mezcla y la letra al final en mayúscula, corresponde al porcentaje de que estos compuestos están presentes en la mezcla. Al ser una mezcla zeotropica el cambio de fase se da en un rango de temperaturas y no en una temperatura constante. La temperatura a la que se comienza la condensación se le denomina Punto de rocío, mientras ocurre la condensación la temperatura va cayendo (deslizamiento de temperatura) hasta la temperatura del Punto de Burbuja. Dentro del evaporador los compuestos más ligeros se evaporan primero, dejando al componente con mayor punto de ebullición, entonces la temperatura va incrementando hasta llegar al Punto de rocío del evaporador donde la última gota de líquido saturado se evapora. Un ejemplo de esta mezcla es el R407A (R32/R125/R134a (20/20/40)) (Hundy G. et al., 2008, Ch.3, pp.36-37).

#### ➤ Mezclas Azeotropicas

Se identifican con la serie 500, y a diferencia de las zeotropicas tienen un único punto de ebullición, y son tratados como un único fluido. Es decir, cambia de fase a una temperatura constante;

cabe mencionar que algunas mezclas zeotropicas con un deslizamiento de temperatura menor a 2 K se pueden considerar como mezclas cercanas a las azeotropicas. Un ejemplo de mezclas azeotropicas es el R507 (R125/R134a (50/50)). (Hundy G. et al., 2008, Ch.3, pp.36-37).

#### ➤ **Orgánicos Misceláneos**

En esta clasificación se pueden identificar la serie 600; para compuestos orgánicos como el isobutano (R600a). La serie 700 para compuestos inorgánicos donde los números subsiguientes son en base la masa molecular le compuesto añadido como el R717 (Hundy G. et al., 2008, Ch.3, pp.36).

### 1.3.2 Evaporador

El evaporador es un intercambiador de calor, cuya finalidad es extraer el calor del espacio refrigerado con la finalidad de reducir su temperatura o de mantener una temperatura constante. Esto se logra a partir de un refrigerante que enfría el aire o algún fluido líquido o gas que luego enfría la carga. Existen diversas formas de clasificarlos, en esta sección se hablará de evaporadores enfriadores de aire y enfriadores de líquido.

#### ➤ **Evaporadores enfriadores de aire**

Estos evaporadores se disponen en cuartos refrigerados, cámaras de enfriamiento forzado, aire acondicionado, entre otros. Generalmente tienen ventiladores para llevar el aire hacia el evaporador, para refrigerantes halocarbonados como los HFC los tubos por donde pasa el refrigerante es de cobre y las aletas son de aluminio; y para un refrigerante como el amoniaco se usa tubos de acero inoxidable (Hundy G. et al., 2008, Ch.7, pp.91). Existen varias configuraciones de estos evaporadores según la carga térmica; los evaporadores *reach-in* son evaporadores pequeños generalmente para media temperatura, es usual en vitrinas de conservación de alimentos o bebidas en supermercados. Los evaporadores enfriadores de aire de velocidad baja son comunes en cuartos de conservación, para mantener una temperatura generalmente baja y con alta humedad relativa, las velocidades del aire son entre 0,4 a 1,0 m/s. Por otro lado, los equipos con una velocidad de aire mayor son usados generalmente en túneles de enfriamiento de aire forzado o en grandes almacenes de alimentos

(ASHRAE, 2018, Ch.14, pp.14.1). A continuación, en la Figura 1.5 se muestra evaporadores enfriados para grandes volúmenes de aire.



*Figura 1.5* Evaporador enfriador de aire de perfil industrial  
*Nota.* Tomado de pagina web de Bohn México.

#### ➤ **Evaporadores enfriadores de líquido**

Este tipo de evaporadores puede presentarse en expansión directa o inundados. Los últimos consisten en un recipiente inundado con el refrigerante que se va evaporando para enfriar el líquido. De este tipo de evaporadores se encuentra el de carcasa y tubos; en donde generalmente el líquido a enfriar va por los tubos y el refrigerante por la carcasa. La carcasa no está totalmente inundada existe un espacio para que el refrigerante se evapore y salga. La velocidad del gas no debe exceder a 3 m/s y dentro de los tubos a 1 m/s o mayores para tener un fluido turbulento y tener una mayor transferencia de calor (Hundy G. et al., 2008, Ch.7. pp.93-94)

### **1.3.3 Condensador**

El condensador en un ciclo de refrigeración tiene la función de expulsar el calor que el refrigerante absorbió en el espacio refrigerado, más el calor que el compresor le suministra al fluido como consecuencia de elevar la presión. Existen varios tipos de condensadores según como son enfriados por aire, por agua o evaporativos. A continuación, se describe algunos tipos de condensadores más utilizados en la industria.

### ➤ **Condensador enfriado por aire**

Este tipo de condensador se emplean desde instalaciones domesticas hasta grandes almacenes de conservación. Su aplicación abarca desde unidades paquetizadas que incluyen su propio compresor hasta unidades individuales diseñadas para manejar cargas térmicas más elevadas. En la Figura 1.6 se ilustra un condensador de enfriado por aire. Este tipo de condensadores, están conformados por tubos y aletas, el material de los tubos para refrigerantes HFC suele ser de cobre con diámetros que van desde los 6 mm a 20 mm (ASHRAE, 2016, Ch.39. pp.39.8-39-9).



Figura 1.6 Unidad Condensadora Paquetizada de Bitzer  
 Nota. Tomado de pagina web de Bitzer México.

### ➤ **Condensador enfriado por agua**

En estos condensadores, el refrigerante transfiere el calor hacia el agua que recircula. La buena capacidad calorífica del agua y densidad lo hacen un buen medio para el enfriamiento del refrigerante, sin embargo, tiene un costo de operación elevado cuando es necesario emplear torres de enfriamiento para enfriar el agua a la salida del intercambiador de calor. Dentro de los condensadores enfriados por agua más utilizados están los de tipo carcasa y tubos, intercambiadores de placas, carcasa y serpentín (*Shell and coil*), entre otros (ASHRAE, 2016, Ch.39. pp.39.1-39-7).

### ➤ **Condensadores evaporativos**

Estos condensadores liberan el calor de condensación del refrigerante a un medio con un fluido que se evapora, mientras absorbe el calor del refrigerante. En comparación, con los condensadores enfriados por aire y por agua, estos requieren menos superficie de transferencia de calor para expulsar

la misma cantidad de calor. Esto hace estos tipos de condensadores los más compactos para una carga dada (ASHRAE, 2016, Ch.39. pp.39.14).

### 1.3.4 Compresor

El compresor es uno de los 4 elementos esenciales en un ciclo de refrigeración, su función es comprimir el refrigerante desde la presión de evaporación hasta la presión de condensación. Existen dos categorías de compresores dinámicos y los de desplazamiento positivo. Los primeros, incrementan la presión a través de la conversión de la energía cinética en aumento en la presión del fluido. En contraste, los compresores que comprimen el refrigerante a través de una reducción del volumen se denominan de tipo desplazamiento positivo. En la Figura 1.7, se ilustra un mapa de capacidades frigoríficas según el tipo de compresor, en este mapa se destaca los compresores reciprocantes tienen un amplio rango de capacidad frigorífica comparado con otros compresores.

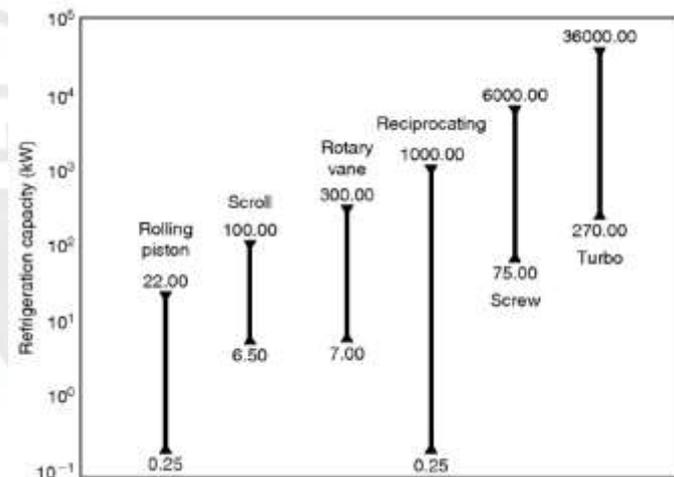


Figura 1.7 Mapa de capacidad refrigeración según tipo de compresor

Nota. Tomado de "Refrigeration and Air Conditioning", Ch. 4 "Compressors", por Hundy G. et al. (2008)

#### ➤ Compresores reciprocantes

Los compresores reciprocantes de una etapa son utilizados para rangos de temperatura de evaporación entre  $-20^{\circ}\text{C}$  a  $0^{\circ}\text{C}$ , llegando incluso hasta temperaturas de  $-35^{\circ}\text{C}$  para aplicaciones de refrigeración con ciertos refrigerantes como el amoníaco. Por otro lado, un compresor con doble etapa puede lograr temperaturas bajas de  $-30^{\circ}\text{C}$  a  $-60^{\circ}\text{C}$  (ASHRAE, 2016, Ch.38, pp.38.7). Los compresores pueden tener diversas configuraciones ya sean herméticos, semi-herméticos o abiertos para casos en los que el refrigerante sea un problema para los componentes del motor eléctrico.

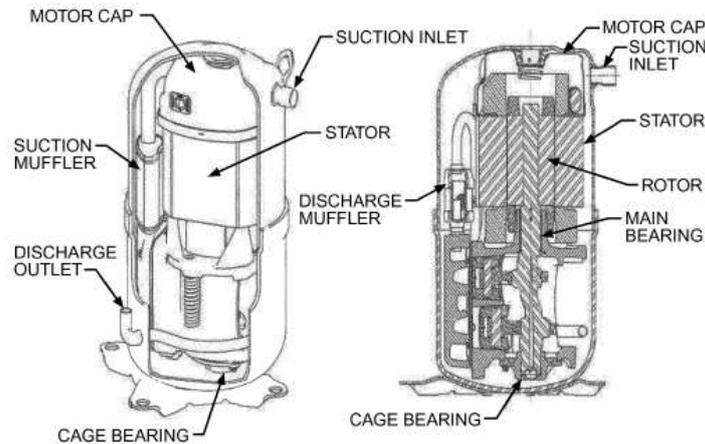


Figura 1.8 Esquema de sección de motor hermético recíprocante  
 Nota. Tomado de “ASHRAE-HVAC”, Ch. 38 “Compressors”, por ASHRAE. (2016)

### ➤ **Compresor Scroll**

El compresor Scroll comprime el gas a través de una reducción de volumen causada por las juntas en espiral: una fija y la otra gira en órbita. Actualmente, estos compresores son usados en áreas de refrigeración comercial, bombas de calor y aire acondicionado. Su buena eficiencia y bajo nivel de ruido lo han posicionado para aplicaciones de bajas cargas en el sector de refrigeración comercial. La mayoría de los compresores de tipo Scroll son herméticos, por lo que no necesita un mantenimiento periódico; sin embargo, se debe de monitorear su estado periódicamente (ASHRAE, 2016, Ch.38, pp.38.24-38.28).

### ➤ **Compresor Tornillo**

Los compresores de tipo tornillo pueden llegar hasta tener una relación de presiones de 20:1 y se puede clasificar de dos formas: mono tornillo y doble tornillo (ASHRAE, 2016, Ch.38, pp.38.14). En la mayoría de los casos el rotor macho es el conductor y el rotor hembra es el conducido. En estos compresores el mantenimiento y lubricación son esenciales, el aceite que generalmente es inyectado debe ser separado a la descarga del compresor, enfriado y filtrado antes de volver al compresor, siguiendo un ciclo de lubricación (Hundy G. et al., 2008, Ch.4, pp.55-57).

## 1.3.5 Válvulas de expansión termostática

La válvula de expansión es un dispositivo, que tiene la función de regular el flujo de refrigerante y la presión que ingresa al evaporador, teniendo como referencia al sobrecalentamiento en la línea de

succión. La medición del sobrecalentamiento se logra mediante el bulbo sensor que se posiciona a la salida de cada evaporador, este bulbo sensor contiene un líquido al interior cuya presión es proporcional al sobrecalentamiento a la salida del evaporador. Al tener un sobrecalentamiento elevado la presión del bulbo aumenta y del muelle al interior de la válvula de expansión termostática se abra; esto causa que el orificio de la válvula tenga una mayor apertura y pase un mayor flujo de refrigerante al evaporador disminuyendo el sobrecalentamiento a la salida. Con la misma lógica opera para sobrecalentamientos bajos que conllevarían a que no entre líquido en el compresor. El bulbo sensor se instala a la salida del evaporador y debe estar aislado, para evitar mediciones erróneas cuyas consecuencias serían una mala operación del evaporador. Se recomienda instalarse en una tubería horizontal y en la parte superior, pues si posiciona en la parte inferior hay posibilidad de que este censando el aceite que circula por el sistema de refrigeración (ASHRAE, 2018, Ch.11, pp.11.5-1.10). A continuación, en la Figura 1.9 se presenta un esquema de una válvula de expansión termostática.

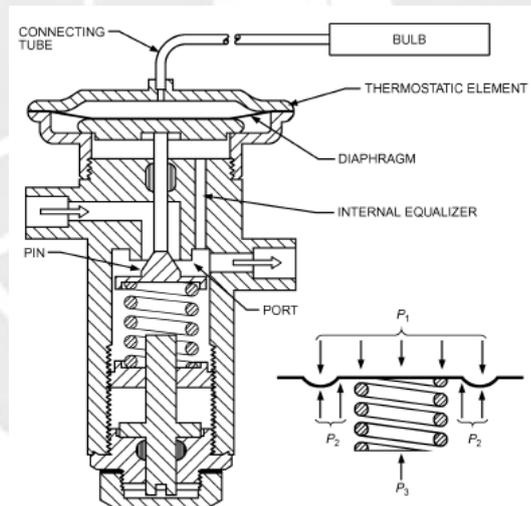


Figura 1.9 Esquema de válvula de expansión termostática.

*Nota.* Tomado de “ASHRAE-REFRIGERATION”, Ch. 11 “Refrigerant control Devices”, por ASHRAE. (2018)

### 1.3.6 Aislantes

Los paneles son componentes importantes en las almacenes de conservación, debido a que reducen la carga por transmisión del ambiente hacia el interior del recinto refrigerado, además cumplen la función hermetizar el recinto para reducir las infiltraciones de aire al interior del área refrigerada.

A continuación, se van a describir algunos tipos de paneles sándwich más usados en instalaciones de refrigeración.

➤ **Paneles de Lana de roca**

La lana de roca no es un material que promueva la llama ante incendios, lo que le hace un excelente material en instalaciones donde la resistencia contra el fuego sea un requerimiento importante.

➤ **Paneles poliisocianurato (PIR) – poliuretano (PUR)**

Los paneles de poliuretano (PUR) y poliisocianurato (PIR) este tipo de paneles tiene una conductividad térmica de 0,020 a 0,029  $\frac{W}{m.K}$ ; esta baja conductividad los hace especialmente adecuados para aplicaciones donde la temperatura del aire está por debajo de los 0°C. (ASHRAE, 2016, Ch.26, pp. 26.4-26.8).



Figura 1.10 Panal de tipo Sandwich prefabricado de PUR

*Nota.* Tomado de catálogo de producto de Paneles ACH

## 1.4 Componentes de operación del sistema de refrigeración

A continuación, se realizará una breve descripción de los accesorios complementarios en un sistema de refrigeración, los cuales aportan en una operación adecuada y segura.

### 1.4.1 Filtros secadores

La función de un filtro secador es de retener partículas de suciedad y eliminar la humedad en el sistema de refrigeración. El filtro secador, ubicado generalmente en línea de líquido, previene la formación de hielo en el orificio de las válvulas de expansión, esto gracias a su función de deshumidificador del sistema. De la misma manera, se suele colocar un filtro en la succión del compresor para protegerlo de partículas de suciedad. El cartucho interior del filtro es un material

dsecante que absorbe la humedad, entre los desecantes más usados esta el tamiz molecular y la alúmina activada (Danfoss, 2020). En la figura 1.11 se ilustra los filtros secadores.



Figura 1.11 Presentaciones de filtros secadores de Danfoss

*Nota.* Tomado de pagina web de Danfoss

#### 1.4.2 Visor líquido

El indicador de líquido es un accesorio utilizado en refrigeración e instalaciones de aire acondicionado, que consiste en una mirilla de vidrio con cuerpo de metal. La finalidad de este accesorio es monitorear la condición del refrigerante, se instala en la línea de líquido y su función es indicar si existe un exceso de humedad; el cual puede ser perjudicial para el dispositivo de expansión. El indicador tiene en su interior un papel filtro poroso con sal anhidra de cobalto, la cual cambia de color ante presencia o ausencia de humedad. El visor se debe colocar en la línea de líquido con preferencia después del filtro deshidratador, de esta manera se verifica las condiciones del filtro (Emerson, 2013, Ch. 3. pp. 26-27). A continuación, se muestra en la Figura 1.12 un visor líquido.



Figura 1.12 Visor Líquido Danfoss

*Nota.* Tomado de Pagina web de Danfoss.

### 1.4.3 Separador de aceite

La presencia del aceite en el ciclo de refrigeración se da por la necesidad de lubricación que tiene el compresor. El aceite puede afectar significativamente a la transferencia de calor condensador y al evaporador; en ese sentido, se emplea un separador de aceite en la línea de descarga con la finalidad de separar el aceite remanente antes del ingreso de refrigerante al condensador. El exceso de aceite en el evaporador, reduce la transferencia de calor, esto tiene un efecto significativo en la carga que se desea enfriar no llegando a la temperatura adecuada haciendo trabajar al equipo por más tiempo. La presencia de aceite en el condensador, reduce su capacidad al ocupar un volumen el cual debería ser utilizado por el refrigerante para condensarse. La instalación del separador de aceite debe estar entre el condensador y lo más cercano al compresor, pues el separador trabaja con mejores prestaciones cuando el refrigerante se encuentra sobrecalentado (Emerson, 2013, Ch.4, pp. 31-41). A continuación, se muestra en la Figura 1.13 un separador de aceite.

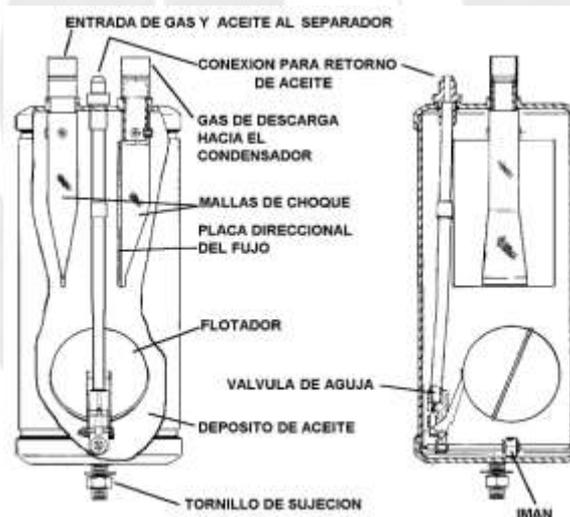


Figura 1.13 Esquema de sección de separador de aceite

*Nota.* Tomado de “Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado”, Ch.4 “Separadores de aceite”, por Emerson Climate Technologies. (2013)

### 1.4.4 Válvulas

#### ➤ Válvula solenoide

Las válvulas solenoides suelen tener una bobina, la cual al ser accionada mediante con electricidad, genera un campo magnético en la bobina, este campo atrae a un embolo que abre o cierra

la válvula. El uso de una válvula solenoide en un sistema de refrigeración es diverso como por ejemplo controlar el arranque y parada del compresor, descarga de gas caliente, control de nivel de líquido, entre otros. Se instala generalmente en la línea de líquido donde su función es evitar la inundación del compresor durante ciclos de paro cuando la válvula de expansión deje pasar fluido por un aumento de temperatura durante el ciclo de paro (Emerson, 2013, Ch.7, pp. 82-95). A continuación, en la Figura 1.14 se muestra válvulas solenoides.



Figura 1.14 Válvulas solenoides Danfoss  
 Nota. Tomado de Pagina web de Danfoss.

➤ **Válvula retención (Check)**

Estas válvulas solo permiten el flujo del fluido en un solo sentido; en otras palabras; evitan el retorno del refrigerante. Es usual instalar estas válvulas en configuraciones donde se tiene múltiples evaporadores y una sola unidad condensadora. También se suele instalar la línea de descarga del compresor después del separador de aceite y del condensador, con la finalidad de evitar el retorno de refrigerante durante los ciclos de paro.



Figura 1.15 Válvulas de retención Danfoss  
 Nota. Tomado de Pagina web de Danfoss.

### ➤ **Válvula de paso**

Son válvulas de servicio manuales no regulan el flujo, están abiertas o cerradas en su totalidad.

Existen diversas configuraciones de válvulas de paso como de bola o de diafragma.



Figura 1.16 Válvulas de paso.  
Nota. Tomado de Pagina web de Danfoss.

### 1.4.5 Recipientes

#### ➤ **Recibidor de líquido**

El recibidor de líquido, es el componente que provee de refrigerante al sistema asegurando su operación en condiciones normales ante operación a cargas elevadas. Además, es un reservorio para el 100% de refrigerante que se va usar en el sistema, cabe mencionar que la capacidad de estos recipientes es del 80% de su capacidad volumétrica. Otra función de estos recibidores, es que al recibir vapor en el recipiente este vapor lo hacen pasar nuevamente por el condensador para que vuelva en líquido y no tener problemas con la válvula de expansión (Stanfield C., Skaves D., 2013, Ch.3, pp. 157).

#### ➤ **Acumulador de succión**

El acumulador de succión es un elemento de protección para el compresor, este es un recipiente diseñado con la finalidad de evitar daños por inundación de refrigerante líquido al compresor. La instalación de estos acumuladores es cercana a los compresores en la línea de succión, para evitar los problemas mencionados anteriormente (Emerson, 2013, Ch.5, pp. 48-51).



Figura 1.17 Acumulador de succión, Parker  
 Nota. Tomado de Catalogo Accumaltors and Recivers de Parker

#### 1.4.6 Controles

##### ➤ Control de presión (presostato)

El presostato es un componente ON/OFF funciona como interruptor que abre o cierra un circuito a partir de una comparación de la lectura de la presión y el valor establecido en el presostato. En refrigeración se usan para protección del compresor y para el control de apagado o encendido de los ventiladores del condensador.

##### ➤ Control de temperatura (termostato)

Al igual que presostato el termostato es un componente ON/OFF que funciona como interruptor a partir de una comparación de la lectura de la temperatura y el valor establecido en el termostato. Este generalmente, manda una señal al controlador para abrir o cerrar la solenoide de ingreso de líquido al evaporador del sistema de refrigeración.



Figura 1.18 Tipos de presostatos (izquierda), tipos de termostatos (derecha), Danfoss  
 Nota. Tomado de Pagina web de Danfoss.

## **1.5 Sistema eléctrico**

El sistema eléctrico es fundamental para el funcionamiento de los motores de los ventiladores de los condensadores y evaporadores o para el motor del compresor. A continuación, se proporcionará los componentes para el lado de potencia y control.

### **1.5.1 Conductores**

El conductor es el elemento que permite el paso de la corriente eléctrica, el material de los conductores debe tener una buena conductividad. Es decir, baja resistencia al paso de la corriente, los materiales más comunes en el uso de conductores son el cobre, aluminio y oro. En el Perú la norma de conductores de cables asilados establece que se debe usar los calibres según el Sistema IEC para elaboración de documentos oficiales. El Sistema IEC expresa los calibres según la sección transversal del cable en  $mm^2$ .

### **1.5.2 Protección mecánica**

La protección mecánica en una instalación eléctrica es fundamental con el fin de asegurar un correcto funcionamiento y evitar riesgos ligados con la electricidad. Cada instalación debe ser analizada según la clasificación de lugares peligrosos establecidos por la norma NEC (National Electrical Code), que es la clasificación oficial que se toma en el Perú, según el Código Eléctrico Nacional del Perú. Esto con el fin de evaluar las características de la protección mecánica de los equipos eléctricos a utilizar en una instalación.

### **1.5.3 Protección eléctrica**

Toda instalación eléctrica debe garantizar la seguridad del personal que van operar el sistema eléctrico. El contacto directo o indirecto, puede causar desde leves quemaduras hasta un paro cardiaco, por lo que es crucial la instalación adecuada de equipos de seguridad y prevención de estos riesgos. En ese sentido, se describen los siguientes componentes básicos que debe tener un circuito de potencia.

➤ **Interruptor termomagnético**

Para la protección ante fallas por sobrecarga o corto circuito, se emplean los interruptores termomagnéticos estos nos aseguran una protección ante alguna falla mencionada anteriormente.

➤ **Interruptor diferencial y relé térmico**

El interruptor diferencial es un equipo seguridad que al detectar fugas de corriente mayores a 30mA manda a abrir el circuito de manera instantánea. Esto protege a las personas de posibles fugas en los equipos por falla de aislamiento o carga electrostática en las carcasas de los equipos. El relé térmico protege al motor de altas temperaturas por sobrecarga, apagando al motor para evitar su deterioro.

➤ **Conexión puesta a tierra**

La falla por el aislamiento en los conductores es común, la conexión puesta a tierra permite que alguna fuga de corriente, se disipe en la puesta a tierra, protegiendo a las personas de alguna descarga eléctrica. Esto es un requerimiento indispensable en toda instalación donde operen maquinas eléctricas y personas

## 2 CAPÍTULO 2: DISEÑO DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

En el presente capítulo se presentará el proceso de diseño y cálculos del sistema de enfriamiento para uva de mesa, donde se detallará el proceso de abstracción y conceptualización para el diseño mediante las recomendaciones de la metodología de diseño DIN VDI 2221. Además, se detallará el cálculo energético para obtener la carga térmica necesaria para esta aplicación; se presentará el sistema de control del sistema de refrigeración, se hará una justificación de la selección de los accesorios y equipos involucrados en la operación del sistema. Finalmente, se presentará el diseño final del sistema de enfriamiento de uvas de mesa según lo requerimientos térmicos y mecánicos a lo cuales estará exigido.

### 2.1 Metodología de diseño

En esta sección se procederá a aplicar la metodología de diseño basada en la norma DIN VDI 2221, para un adecuado diseño del sistema de enfriamiento para uva de mesa. Esta metodología permitirá un adecuado proceso de abstracción, conceptualización y una correcta ejecución del proyecto. A continuación, se presenta la lista de exigencias del proyecto, que son los requerimientos para el lograr el objetivo del proyecto; seguidamente se presentará la estructura de funciones, que tiene la secuencia de operaciones del sistema para lograr enfriar las uvas rápidamente. Finalmente, se plantea el concepto de solución para el diseño adecuado del sistema de enfriamiento de uvas de mesa, donde se evaluó entre 4 alternativas de solución y se eligió la mejor según un valoración técnico económica.

#### 2.1.1 Lista de exigencias

A continuación, en la Tabla 2.1 se presenta la lista de exigencia planteada para este proyecto, donde se describen las exigencias que se deben de cumplir para lograr enfriar la uva a  $-2^{\circ}\text{C}$  con un flujo de masa de 510 kg/hr .

Tabla 2.1  
Lista de exigencias

<b>Lista de exigencias</b>		Página	1 de 1
Pontificia Universidad Católica del Perú Facultad de Ciencias e Ingeniería		Edición	Rev.1
		Fecha	8/10/2022
<b>Proyecto:</b>	<b>DISEÑO DE SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE PARA UVA DE MESA CON CAPACIDAD NOMINAL DE 510 kg/h</b>		
<b>Autor:</b>	<b>Marco Augusto, Pacheco Callirgos</b>		
<b>Características</b>	<b>Deseo o Exigencia</b>	<b>Descripción</b>	
Función principal	E	Enfriar uvas de mesa ( <i>Vitis vinifera L.</i> ) hasta una temperatura de -2°C, en el formato de exportación según <b>CODEX STAN 255-2007</b> , para una capacidad de 510 kg/hr	
Materia Prima	E	Las uvas deben de cumplir los requerimientos de <b>NTP 011.012.2005 y CODEX STAN 255-2007</b> , donde se indican los parámetros de cosecha adecuados para las uvas de mesa. La materia debe estar a una temperatura ambiente de hasta 30°C al ingreso como máximo.	
Materia Prima	E	Las uvas se enfriarán en los empaques de envío para su exportación, en cajas de envío de cartón corrugado de dimensión 400x500x120 mm y en pallets de 1200x1000 m.	
Fuerzas	E	El equipo debe ser rígido, estable deberá soportar los esfuerzos y las deformaciones por la propia operación de los equipos instalados.	
Seguridad	E	El diseño garantizará que el equipo no presente un peligro para las personas y medio ambiente, con la correcta selección de componentes (refrigerantes, materiales, seguridad eléctrica, estabilidad de estructuras, y seguridad de operación).	
Energía	E	Los equipos y refrigerante serán seleccionados de acuerdo a un balance costo/beneficio teniendo en cuenta aspectos de seguridad, cuidado ambiental, eficiencia energética y disponibilidad.	
Ergonomía	E	La altura máxima del paletizado de producto deberá ser menor 1 900 mm para evitar riesgos de volcadura de producto.	
Señales	E	El equipo contará con señales de inicio, fin de proceso, paradas de emergencia; se contará de indicadores locales y remotos.	
Fabricación	E	Los componentes mecánicos del sistema deberán fabricarse en talleres mecánicos locales y los materiales serán de fácil adquisición en el medio local.	
Mantenimiento	E	El diseño estará orientado a facilitar las actividades mantenimiento de los equipos o recambios de accesorios.	
Montaje	E	El sistema debe de ser fácil montaje, que sea adaptable a plantas de procesamiento de uva o a centros de acopio de uva, las cuales se ubican en zonas cercanas a los campos de cosecha.	
Uso	E	Las condiciones de uso del equipo se deberán limitar a condiciones de altitud por debajo de 500 m.s.n.m y temperaturas de exterior no mayores a 35°C.	

### 2.1.2 Estructura de funciones

A continuación, en la Figura 2.1, se muestra el esquema de la caja negra (*black box*) la cual da inicio al proceso de abstracción, esta describe un proceso técnico aún desconocido para lograr el

diseño de un sistema de enfriamiento para uvas de mesa. En el Anexo A.1 se detalla las magnitudes de entrada (*inputs*) y las magnitudes de salida (*outputs*).



Figura 2.1 Caja negra (*black box*)

Para garantizar un adecuado proceso de abstracción en la formulación de una solución óptima para el sistema de enfriamiento; en primer lugar, se debe de identificar los inputs y los outputs del sistema. Posteriormente, se define la secuencia de operaciones desde una fase de preparación hasta la fase final del proceso. Por último, se elabora una lista de funciones necesarias para poder lograr el objetivo de enfriar las uvas a una temperatura de  $-2^{\circ}\text{C}$ . Para mayor información se encuentra en el Anexo A.1. A continuación, en la Figura 2.2 se presenta la estructura de función óptima del sistema de enfriamiento par uva de mesa.

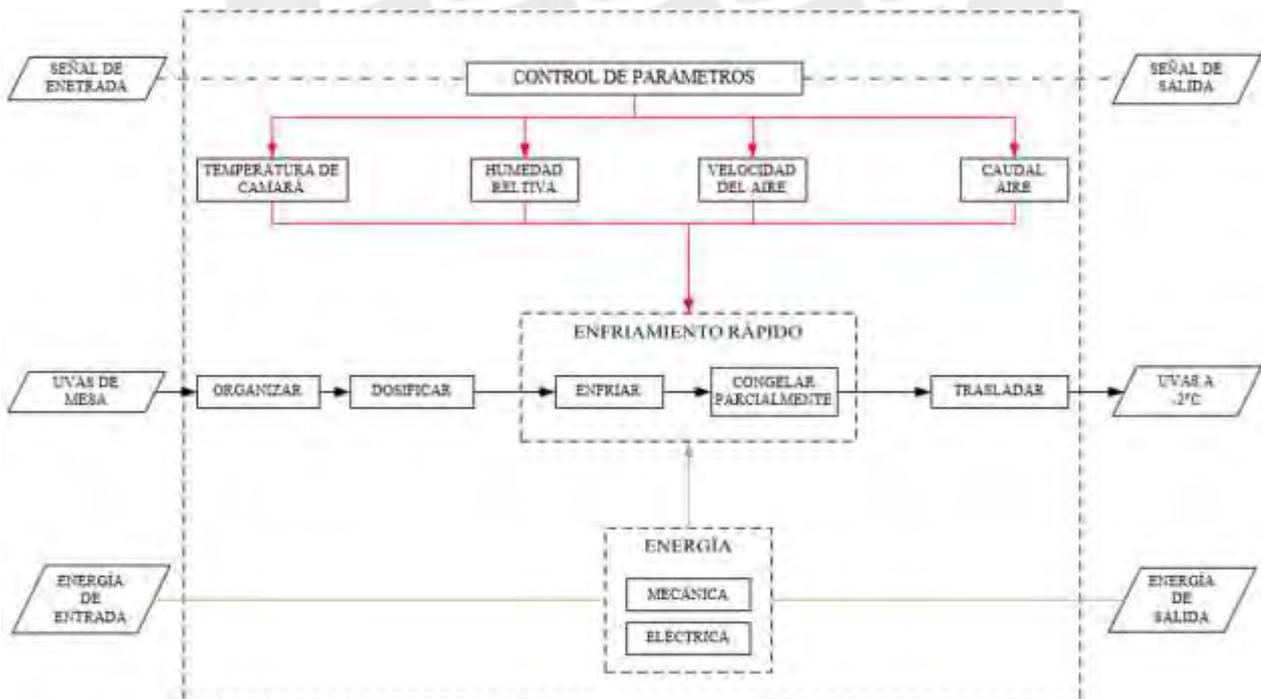


Figura 2.2 Estructura de funciones óptima

### 2.1.3 Concepto de solución

Establecida la estructura de funciones óptimas, se avanza hacia la elaboración de una matriz morfológica. Esta matriz permitirá explorar diversas alternativas de solución para el sistema de enfriamiento de uvas de mesa. A continuación, se describe las alternativas de solución del sistema de enfriamiento para las uvas. El detalle de la matriz y sus respectivas alternativas de solución se encuentra en el Anexo A.1: Metodología de diseño.

#### ➤ Concepto de solución 1

El sistema esquematizado en la Figura 2.3, será alimentado con uvas a temperatura ambiente, estas ya empacadas en cajas de cartón de 400 x 500 mm, en arreglos sobre un pallet de 1 000 x 1 200 mm en configuraciones preparadas para entrar en contenedores de 6 m de longitud donde puedan albergar hasta 6 pallets. Los evaporadores que brindan una velocidad de aire de 3 m/s se ubicarán por encima de los pallets, en cada hilera de pallets se ubicarán ventiladores auxiliares para cubrir la caída de presión del aire al pasar por los empaques de la uva. Las paredes y techos serán con paneles de aislamiento de poliuretano. Los pallets serán retirados cuando el tiempo para enfriar las uvas hasta los  $-2^{\circ}\text{C}$  haya concluido. Para ser trasladados a una cámara de conservación o directamente a los camiones de exportación.

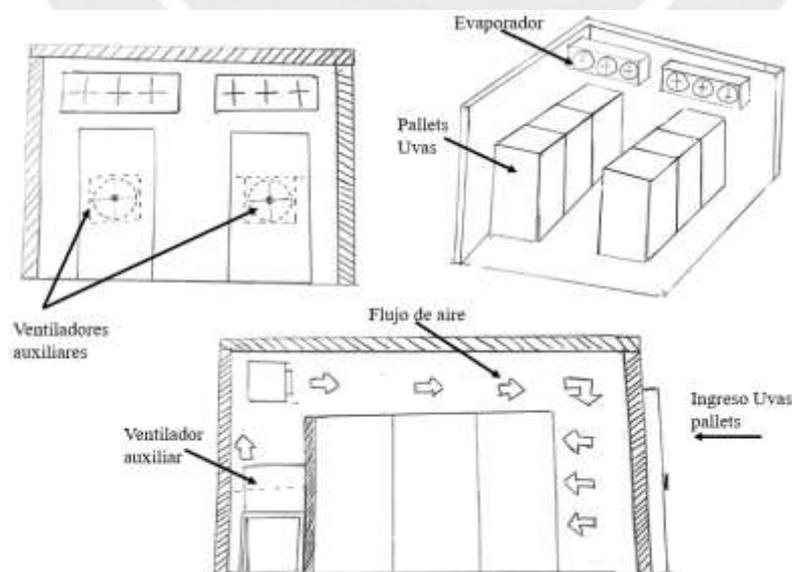


Figura 2.3 Esquema de concepto de solución 1

### ➤ Concepto de solución 2

En la Figura 2.4, se ilustra el concepto de solución 2, el cual consiste en alimentar a las uvas de mesa, sin tallos ni empaques, por medio de una faja lisa hacia el recinto refrigerado. En el cual se tendrá evaporadores de alto perfil que brinden una velocidad de aire de 6 m/s, la cual va permitir una velocidad de enfriamiento rápida. Seguidamente, tendrán que ser empacadas y almacenadas.

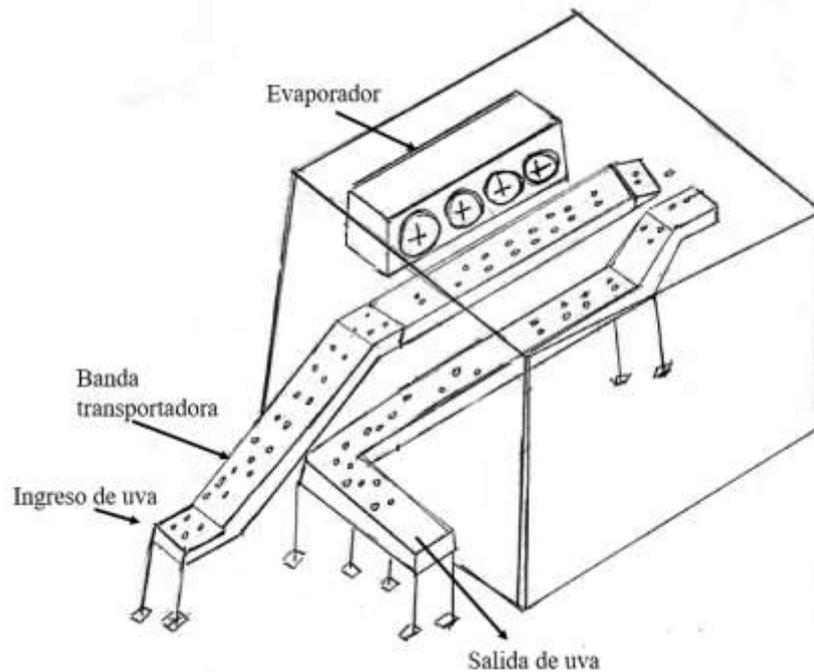


Figura 2.4 Esquema de concepto de solución 2

### ➤ Concepto de solución 3

El sistema esquematizado en la Figura 2.5, se alimenta a una faja con solo las uvas de manera individual, se le tiene que extraer el tallo, y las pepas en caso de que se trate de una variante con pepas. Se inyecta Nitrógeno a  $-195^{\circ}\text{C}$  para una congelación rápida, este es un proceso continuo, terminado el proceso de congelación pasarían al proceso de empaquetado.

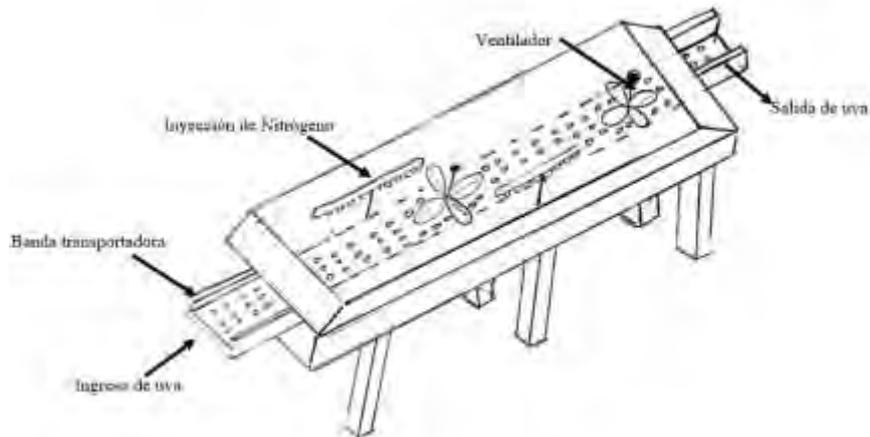


Figura 2.5 Esquema de concepto de solución 3

#### ➤ Concepto de solución 4

El sistema esquematizado en la Figura 2.6, consiste en lograr enfriar pallets armados con paquetes de uvas de mesa listos para ser almacenados en cámaras después de la etapa de enfriamiento. Estos pallets tienen una dimensión de 1 000 x 1 200 mm, los cuales ingresan al sistema por medio de una banda transportadora con rodillos. El sistema consistirá de dos etapas, la primera el aire tiene una dirección de la cara exterior a la cara interior del pallet. En la segunda etapa se invierte el sentido del flujo aire, de esta manera se tiene una temperatura similar en ambas caras de los pallets. La velocidad del aire en ambas etapas deberá de ser de 3 m/s, a la salida las uvas deberán ser almacenadas en cámaras de producto terminado listas para exportación.

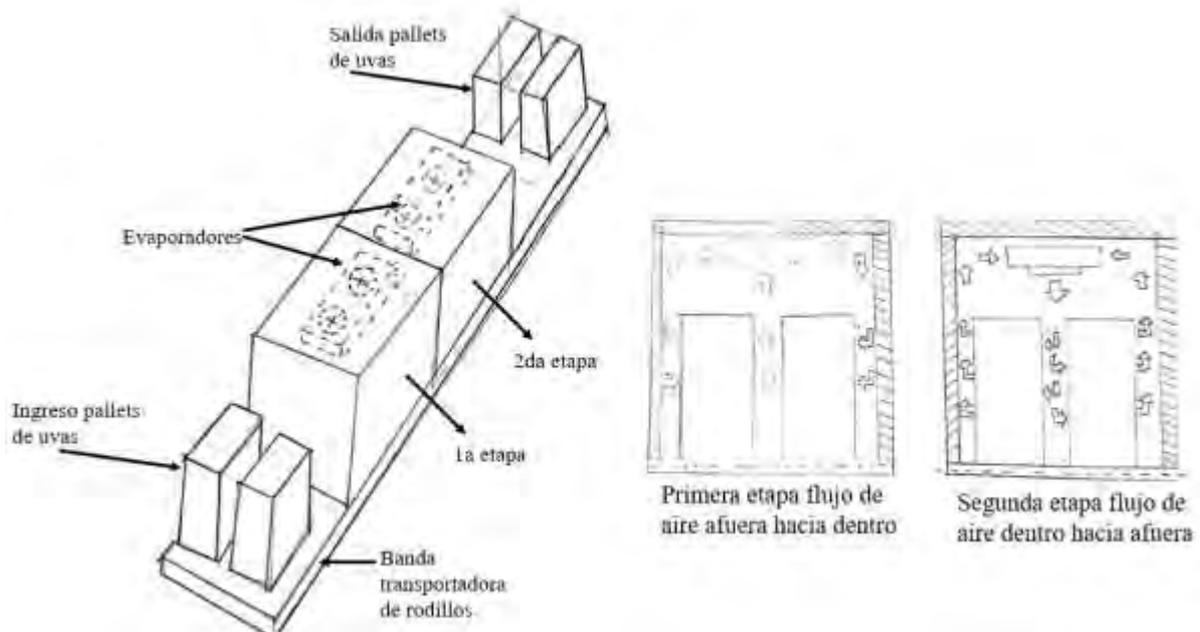


Figura 2.6 Esquema de concepto de solución 4

Para definir el concepto de solución óptimo, se evaluó cada concepto de solución bajo criterios técnicos y económicos y se elabora un cuadro de evaluación, esto se detalla en el Anexo A.1. A continuación, en la Figura 2.7, se muestra que el concepto de solución 1 es el más adecuado para el diseño del sistema de enfriamiento de uvas de mesa.



Figura 2.7 Evaluación Técnica-Económica.

### ➤ Concepto de solución óptimo

En la Figura 2.8 se muestra un esquema del concepto de solución óptimo. En este el producto entra a una temperatura de cosecha de hasta 30 °C, las uvas ya se encuentran empacadas en cajas de 400 x 500 x 120 mm con un peso de uva de 8,2 kg por caja en pallets de 1 000 x 1 200 x 120 mm donde entran 84 cajas con un peso total de uva por pallet de 688,8 kg uva, en total se tiene 6 pallets lo que da un total de 4 132,8 kg de uva. Se contará con dos evaporadores para cada fila de pallet y con dos ventiladores auxiliares para forzar el paso del aire a través de las cajas. La temperatura de evaporación será de -20°C con una temperatura del medio de -15°C. Finalmente, el montaje se hará con paneles aislantes autoportantes que tengan una resistividad térmica de 6,2 a 7,0  $m^2K/W$ .

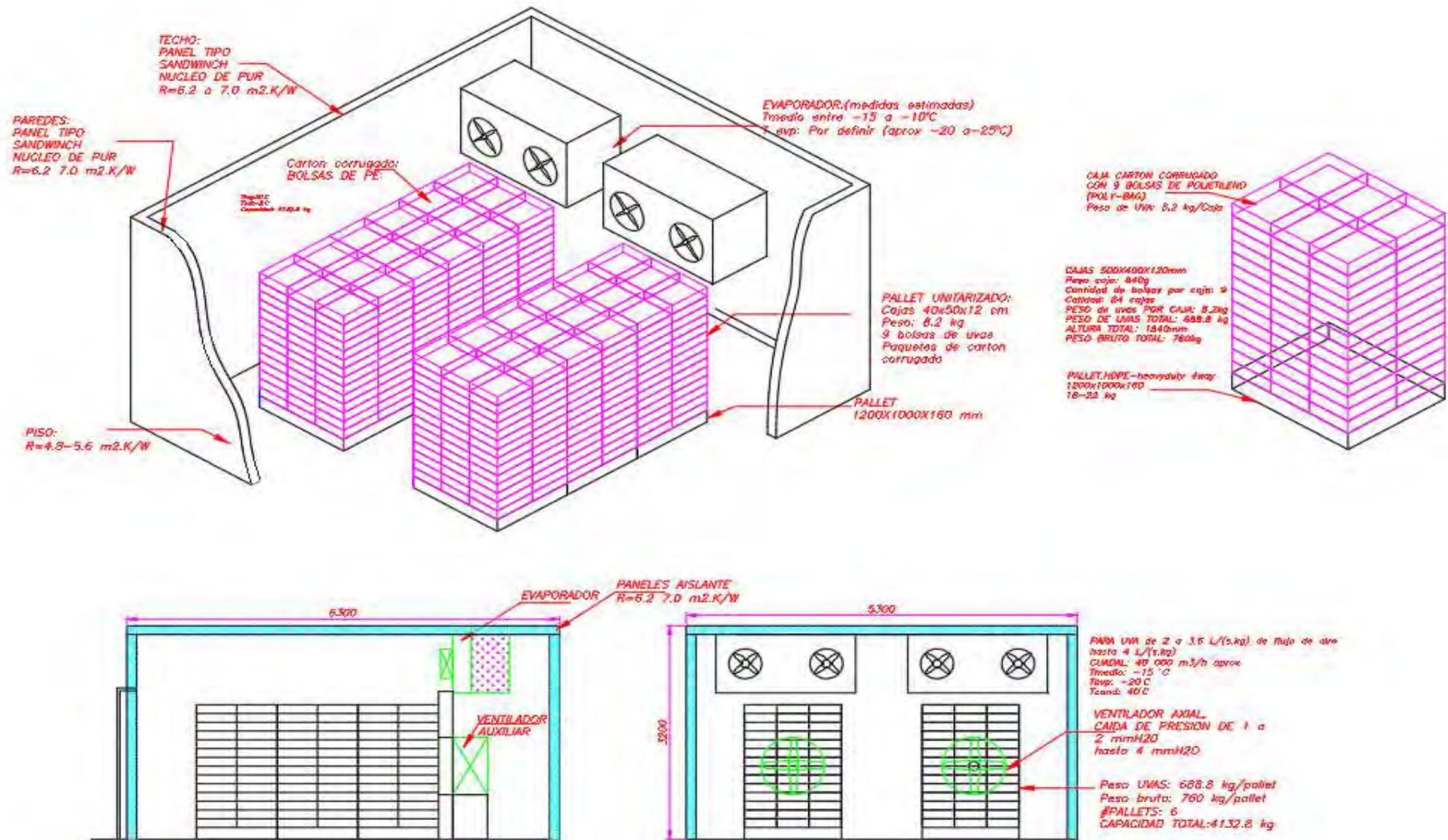


Figura 2.8 Concepto de solución óptimo: Túnel estático de aire forzado

## 2.2 Sistema de térmico

En esta sección se desarrolla el procedimiento de cálculo para las propiedades termodinámicas de la uva de mesa, tomando como referencia el capítulo 19 del manual ASHRAE Refrigeration, “*Thermal Properties of Foods*” (2018). Esto va permitir calcular el tiempo de enfriamiento de la uva tomando como referencia la temperatura de ingreso de la uva de 30°C y una temperatura final a -2°C, para el cálculo del tiempo de enfriamiento se ha seguido el procedimiento del capítulo 20 del manual ASHRAE Refrigeration, “*Cooling and Freezing Times of Foods*” (2018). Seguidamente se desarrolla el procedimiento para el cálculo de cargas térmicas presentes en el diseño, según lo expuesto en el capítulo 24 del manual de ASHRAE Refrigeration, “*Refrigerated-Facility Loads*” (2018). Finalmente, se seleccionarán el refrigerante, cálculo de caída de presión a través de las uvas y selección de los equipos principales y equipos complementarios del sistema. En la Tabla 2.2 se muestra las condiciones en la que opera el sistema de enfriamiento de uva.

Tabla 2.2  
*Condiciones de operación de túnel de aire forzado*

Parámetro	Símbolo	Valor
Temperatura de ingreso (°C)	$T_i$	30
Temperatura de salida (°C)	$T_f$	-2
Temperatura del medio (°C)	$T_m$	-15
Masa total de uva (kg)	$m$	4 132,8
Velocidad de aire (m/s)	$v_{aire}$	3,0
*Coeficiente convectivo del medio ( $W/m^2K$ )	$h$	42

\* Valor tomado de ASHRAE HANDBOOK-Refrigeration, Ch.19 “*Thermal Properties of Foods*” pp.19.26 (2018). Atlanta USA.

La velocidad de aire dentro del túnel de aire forzado será de 3 m/s dentro del rango recomendado para uvas de mesa (Pacheco, 2021). El valor de coeficiente convectivo de transferencia de calor se tomó de la Tabla 13 (pp.19.26) del manual ASHRAE Refrigeration, “*Thermal Properties of Foods*” (2018). En dicha tabla se muestra distintos coeficientes convectivos para diversos alimentos.

### 2.2.1 Propiedades termodinámicas de la uva de mesa

Para determinar el cálculo del tiempo de enfriamiento y de transferencia de calor es necesario calcular las propiedades termodinámicas, es importante distinguir que cuando se la uva se encuentre en un estado por debajo de la temperatura de inicio de congelamiento se forman cristales de hielo, congelando el agua al interior del producto. En ese sentido, se hace referencia a dos estados del producto; el primero es a una temperatura por encima de la temperatura de inicio de congelamiento y el segundo es a una temperatura por debajo de la temperatura de inicio del congelamiento. Es decir, se va determinar las propiedades térmicas para estos ambos estados. A continuación, en la Tabla 2.3 se presenta la composición en porcentaje en masa de compuestos en la uva, además de algunas propiedades térmicas de la uva.

Tabla 2.3  
*Composición de la uva y sus propiedades termodinámicas*

Ítem	Símbolo	Valor
Contenido de agua (%)	$x_{wo}$	81,30
Contenido de proteína (%)	$x_p$	0,63
Contenido de carbohidrato (%)	$x_c$	17,15
Contenido de grasa (%)	$x_f$	0,35
Contenido de fibra (%)	$x_{fb}$	1,00
Contenido de ceniza (%)	$x_{ce}$	0,57
Temperatura inicial de congelamiento (°C)	$T_{fo}$	-1,6
Calor específico por encima de $T_{fo}$ (kJ/kg.K)	$C_{afo}$	3,96
Calor específico por debajo de $T_{fo}$ (kJ/kg.K)	$C_{bfo}$	1,89
Calor latente (kJ/kg)	$H_f$	272

*Nota.* Tomado de ASHRAE HANDBOOK-Refrigeration, Ch.19 "Thermal Properties of Foods" pp.19.4, (2018). Atlanta USA.

Los datos de la uva presentados en la Tabla 2.3 va permitir determinar las propiedades térmicas de la uva, cuando la uva se encuentre a una temperatura por encima de punto inicial de congelamiento y para una temperatura por debajo de punto inicial de congelamiento ( $T_{fo} = -1,6^{\circ}C$ ). A continuación, se mostrará el procedimiento de cálculo para la determinación de las propiedades térmicas de la uva

como fracción de hielo, densidad, Calor específico, entalpía, conductividad térmica y difusividad térmica.

### 2.2.1.1 Cálculo de las propiedades Térmicas de la uva

#### ➤ Fracción de hielo

La uva está compuesta de alrededor 81,30% (Tabla 2.3) de agua en fracción de masa. Cuando se llega a una temperatura por debajo de la temperatura de inicio de congelamiento, el agua comenzará a formar cristales de hielo, estos afectan a las propiedades termodinámicas de la uva de mesa. Es por ello que determinar la fracción de hielo será fundamental, pues se trata de un calor latente de fusión que se tiene que extraer para poder congelar el agua. En la ecuación 2.1 se muestra una expresión empírica para poder determinar la fracción de hielo en función del contenido de agua y temperatura final de congelamiento y el punto inicial de congelamiento (ASHARE, 2018, Ch. 19)

$$x_{ice} = \frac{1,105 * x_{wo}}{1 + \frac{0,1738}{\ln(T_{fo} - T_o + 1)}} \quad \dots(2.1)$$

Donde:

- $x_{ice}$  : porcentaje de hielo.
- $x_{wo}$  : porcentaje de agua.
- $T_{fo}$  : Temperatura inicial de congelamiento (-1,6°C)
- $T_o$  : Temperatura objetivo (-2 °C)

#### ➤ Densidad

La densidad se tiene que determinar para un estado por encima de la temperatura inicial de congelamiento ( $\rho_{unf}$ ) y para un estado por debajo ( $\rho_{fro}$ ). Se puede observar en las ecuaciones 2.2 y 2.3 que se requiere de la densidad de cada componente que conforma la uva (Tabla 2.3), estas densidades se determinan con expresiones presentadas en el manual de ASHRAE – Refrigeration en la tabla 1 en su capítulo “*Thermal Properties of Foods*” (2018, pp. 19.1-19.2). Cabe resaltar que la expresión 2.3, para la densidad de la uva por debajo del punto inicial de congelamiento es afectada por el termino de porcentaje en masa de hielo formado a la temperatura final de congelamiento, que

se ha presentado anteriormente. La uva no tiene porosidad ( $\varepsilon$ ), por lo que el valor es de 0, un mayor detalle del cálculo se puede observar en el Anexo B.1

$$\rho_{unf} = \frac{(1 - \varepsilon)}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}} = \frac{1}{\frac{x_{wo}}{\rho_{wo}} + \frac{x_p}{\rho_p} + \frac{x_c}{\rho_c} + \frac{x_f}{\rho_f} + \frac{x_{fb}}{\rho_{fb}} + \frac{x_{ce}}{\rho_{ce}}} \quad \dots(2.2)$$

$$\rho_{fro} = \frac{(1 - \varepsilon)}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}} = \frac{1}{\frac{x_{ice}}{\rho_{ice}} + \frac{x_{wr}}{\rho_{wr}} + \frac{x_p}{\rho_p} + \frac{x_c}{\rho_c} + \frac{x_f}{\rho_f} + \frac{x_{fb}}{\rho_{fb}} + \frac{x_{ce}}{\rho_{ce}}} \quad \dots(2.3)$$

Donde:

- $\rho_{unf}$  : Densidad por encima de la temperatura inicial de congelamiento ( $kg/m^3$ )
- $\rho_{fro}$  : Densidad por debajo temperatura inicial de congelamiento ( $kg/m^3$ )
- $x_{ice}$  : Porcentaje de hielo
- $x_{wo}$  : Porcentaje de agua
- $\varepsilon$  : Porosidad ( $\varepsilon = 0$ )
- $x_{wr}$  : Porcentaje residual de agua ( $x_{wr} = x_{wo} - x_{ice}$ )
- $x_{p,c,f,fb,ce}$  : porcentaje de proteína, carbohidratos, grasas, fibra y cenizas en contenido de masa respectivamente
- $\rho_{ice}$  : Densidad de hielo ( $kg/m^3$ )
- $\rho_{wo}$  : Densidad de agua ( $kg/m^3$ )
- $\rho_{wr}$  : Densidad de residual del agua ( $kg/m^3$ )
- $\rho_{f,ce,c,fb,p}$  : Densidad de grasas, cenizas, carbohidratos, fibra y proteína ( $kg/m^3$ )

### ➤ Calor específico

Es una propiedad termodinámica de un cuerpo que depende de la temperatura, y se puede definir como la cantidad de energía necesaria para aumentar la temperatura de un cuerpo a  $1^\circ C$ . En ese sentido, se debe de definir para un estado por encima ( $c_{unf}$ ) y por debajo ( $c_{fro}$ ) de la temperatura inicial de congelamiento. Para una temperatura por debajo de punto inicial de congelamiento, se tiene que considerar el calor fusión del agua, la cual se congela en un rango de temperatura y no a temperatura constante, en ese sentido se usa la ecuación 2.5 (ASHARE, 2018, Ch. 19). Para el detalle de los cálculos del calor específico de los constituyentes y el calor específico de la uva para cada estado véase el Anexo B.1.

$$c_{unf} = \sum c_i * x_i = c_{wo} * x_{wo} + c_p * x_p + c_c * x_c + c_f * x_f + c_{fb} * x_{fb} + c_{ce} * x_{ce} \quad \dots(2.4)$$

$$c_{fro} = 1,55 + 1,26 * x_s + \frac{(x_{wo} - x_b) * L_o * T_{f0}}{T_{ref}^2} \quad \dots(2.5)$$

Donde:

- $c_{unf}$  : Calor específico por encima de la temperatura inicial de congelamiento ( $kJ/kg.K$ )  
 $c_{fro}$  : Calor específico por debajo de la temperatura inicial de congelamiento ( $kJ/kg.K$ )  
 $c_{ce,f,fb,p,wo,c}$  : Calor específico de cenizas, grasas, fibra, proteína, agua, proteína y carbohidratos ( $kJ/kg.K$ )  
 $x_{ce,f,fb,p,wo,c}$  : Porcentaje de cenizas, grasas, fibra, proteína, agua, proteína y carbohidratos.  
 $x_s$  : Porcentaje solidos contenidos ( $x_s = 1 - x_{wo}$ )  
 $x_b$  : Porcentaje de masa alrededor de solidos ( $x_b = 0,4 * x_p$ )  
 $L_o$  : Calor latente del agua ( $272 kJ/kg$ )  
 $T_{fo}$  : Temperatura inicial de congelamiento ( $-1,6^{\circ}C$ )  
 $T_{ref}$  : Temperatura entalpia cero ( $-40^{\circ}C$ )

### ➤ Entalpia

La entalpia se puede definir como la cantidad de energía de un cuerpo en un estado definido, se define como la suma de la energía interna y del producto volumen por presión. La diferencia de entalpia en cada estado permite determinar el calor a remover por efecto de cambio de temperatura. Para el estado del cuerpo por encima de la temperatura inicial de congelamiento (no congelamiento) se tiene solo calor sensible. Por otro lado, para un estado por debajo están presentes tanto el calor sensible como el calor latente de fusión del agua. La expresión 2.6 permite determinar la entalpia de la uva a la temperatura de ingreso al túnel de enfriamiento a  $30^{\circ}C$ , esta expresión solo para rangos de temperatura por encima de la temperatura inicial de congelamiento  $-1,6^{\circ}C$ , además depende de la entalpia del punto inicial de congelamiento que se determina con la expresión 2.7. Para un estado de congelación por debajo del punto inicial de congelamiento se tiene la expresión 2.8. El cálculo detallado de las entalpias se encuentra en el Anexo B.1

$$H_{30^{\circ}C} = H_{fo} + (T_{ip} - T_{fo}) * (4,19 - 2,30 * x_s - 0,628 * x_s^3) \quad \dots(2.6)$$

$$H_{fo} = (T_{fo} - T_{ref}) * \left( 1,55 + 1,26 * x_s - \frac{(x_{wo} - x_b) * L_o * T_{fo}}{T_{ref} * T_{fo}} \right) \quad \dots(2.7)$$

$$H_{-2^{\circ}C} = (T_f - T_{ref}) * \left( 1,55 + 1,26 * x_s - \frac{(x_{wo} - x_b) * L_o * T_{fo}}{T_{ref} * T_f} \right) \quad \dots(2.8)$$

Donde:

- $H_{30^{\circ}C}$  : Entalpia una temperatura de  $30^{\circ}C$  ( $kJ/kg$ )  
 $H_{fo}$  : Entalpia en el punto de congelamiento ( $kJ/kg$ )  
 $H_{-2^{\circ}C}$  : Entalpia a  $-2^{\circ}C$  ( $kJ/kg$ )  
 $T_{ip}$  : Temperatura inicial ( $^{\circ}C$ )  
 $T_{fo}$  : Temperatura inicial de congelamiento ( $^{\circ}C$ )

- $T_{ref}$  : Temperatura entalpia cero (-40°C)  
 $T_f$  : Temperatura final del producto (°C)  
 $x_s$  : Porcentaje de solidos contenidos ( $x_s = 1 - x_{wo}$ )  
 $x_b$  : Porcentaje de masa alrededor de solidos ( $x_b = 0,4 * x_p$ )  
 $x_{wo}$  : Porcentaje de agua  
 $L_o$  : Calor de latente del agua (272 kJ/kg)

### ➤ Conductividad térmica

La conductividad térmica depende fundamentalmente de la composición del producto (Tabla 2.3), temperatura y estructura. Se definen dos tipos de modelos; el modelo de conductividad paralela (ecuación 2.9) y el modelo de conductividad perpendicular (ecuación 2.11). Ambos modelos representan límites máximos y mínimos de la conductividad del producto (ASHARE, 2018, Ch. 19, pp. 19.11). Cabe resaltar que esta propiedad también se debe de determinar cuando la uva está por encima y por debajo del punto inicial congelamiento, pues la conductividad de los cristales de hielo que se forman influye de manera significativa en la conductividad del producto. Cabe mencionar que para el cálculo de conductividad se considerará una conductividad paralela por la dirección del flujo del aire con respecto a las uvas será de forma paralela. Véase el Anexo B.1 para mayores detalles del cálculo de esta propiedad.

$$k_{parll} = \sum x_i^v * k_i \quad i_{parll} = wr, ce, f, c, ice, wo, fb, p \quad \dots(2.9)$$

$$x_i^v = \frac{\frac{x_i}{\rho_i}}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}} = \frac{x_i}{\rho_i} * \rho_{unf, fro} \quad \dots(2.10)$$

$$k_{per} = \frac{1}{\sum \frac{x_i^v}{k_i}} \quad i_{per} = wr, ce, f, c, ice, wo, fb, p \quad \dots(2.11)$$

Donde:

- $k_{parll}$  : Conductividad paralela (W/m.K)  
 $k_{per}$  : Conductividad perpendicular (W/m.K)  
 $x_i^v$  : Porcentaje volumétrico  
 $\rho_i$  : Densidad de i  
 $k_i$  : Conductividad de i (W/m.K)  
 $\rho_{unf}$  : Densidad por encima de la temperatura inicial de congelamiento ( $kg/m^3$ )  
 $\rho_{fro}$  : Densidad por debajo temperatura inicial de congelamiento ( $kg/m^3$ )

### ➤ Difusividad térmica

La difusividad térmica representa la tasa de cambio y el cambio de temperatura hasta llegar al equilibrio y se determina con la ecuación de 2.12. Nótese que se hace una diferencia dependiendo del estado en que la uva se encuentra, ya sea en un estado por encima del punto de congelamiento o por debajo del punto de congelamiento. Para mayores detalles del cálculo véase Anexo B.1

$$\alpha_{unf,fro} = \frac{k}{\rho * c} * 1000 \quad \dots(2.12)$$

Donde:

- $\alpha_{unf}$  : Difusividad térmica por encima  $T_{fo}$  ( $mm^2/s$ )
- $\alpha_{fro}$  : Difusividad térmica por debajo  $T_{fo}$  ( $mm^2/s$ )
- $k$  : Conductividad térmica de la uva ( $W/m.K$ )
- $c$  : Calor específico específico de la uva ( $kJ/kg.K$ )
- $\rho$  : Densidad de la uva ( $kg/m^3$ )

### 2.2.1.2 Determinación de las propiedades termodinámicas de la uva

En la Tabla 2.4 se muestra las propiedades térmicas de la uva determinadas a través de las expresiones presentadas anteriormente, según lo expuesto en el manual de ASHRAE – Refrigeration en la Tabla 3 en su capítulo “*Thermal Properties of Foods*”. Se puede observar que, aunque solo se congela unos grados por debajo del punto inicial de congelamiento, se forma 24,15% de cristales de hielo de porcentaje de masa en la uva. Lo cual hace necesario la diferenciación entre un estado por encima del punto inicial de congelamiento y otro para una temperatura por debajo.

Tabla 2.4  
*Propiedades termodinámicas de la uva*

Propiedad termodinámica	Símbolo	Unidad	Valor	
Porcentaje de hielo	$x_{ice}$	%	24,15	
Porcentaje de agua residual	$x_{wr}$	%	57,15	
Densidad de la uva	Por encima $T_{fo}$	$\rho_{unf}$	$kg/m^3$	1 069
	Por debajo $T_{fo}$	$\rho_{fro}$	$kg/m^3$	1 045
Calor específico	Por encima $T_{fo}$	$c_{unf}$	$kJ/kg.K$	3,656
	Por debajo $T_{fo}$	$c_{fro}$	$kJ/kg.K$	2,02
Entalpia	@30°C	$H_{30°C}$	$kJ/kg$	398,5
	@-1.7°C	$H_{fo}$	$kJ/kg$	279,5
	@-2°C	$H_{-2°C}$	$kJ/kg$	245,9
Conductividad	Por encima $T_{fo}$	$k_{unf}$	$W/m.K$	0,1857

Difusividad térmica	Por debajo $T_{fo}$	$k_{fro}$	W/m.K	0,7317
	Por encima $T_{fo}$	$\alpha_{unf}$	$mm^2/s$	0,0475
	Por debajo $T_{fo}$	$\alpha_{fro}$	$mm^2/s$	0,3436

Nota: Detalles del cálculo de estas propiedades vease Anexo B.1

## 2.2.2 Tiempo de enfriamiento

Para el cálculo del tiempo de enfriamiento se va seguir lo estipulado en el manual de ASHRAE – Refrigeration (2018) en el capítulo 20 “Cooling and Freezing Times of Foods”. Donde se presentan expresiones de cálculo enfocadas en transferencia de calor convectivo como enfriamiento por aire forzado. En la siguiente sección se desarrollará el procedimiento de cálculo según la expresión de Cleand & Earle que determina el tiempo de enfriamiento para geometría de una superficie infinita. Luego se usará el factor de dimensión equivalente de transferencia de calor, que permitirá determinar el tiempo para una geometría de un cilindro finito la cual se acerca más a la geometría de una vava de uva. El cálculo del tiempo de enfriamiento de la uva permitirá determinar la carga térmica del espacio refrigerado, para después poder seleccionar los componentes y equipos del sistema de refrigeración.

### 2.2.2.1 Parámetros característicos de la uva

Es importante establecer las dimensiones características de la uva que va a permitir hallar el factor equivalente geométrico, para estimar el tiempo de enfriamiento a partir de estimar el tiempo para superficie infinita. En la Figura 2.9 se muestra las dimensiones características de la baya de la uva, además en la Tabla 2.5 se muestra un valor promedio de las tres dimensiones características en la uva Red Globe.

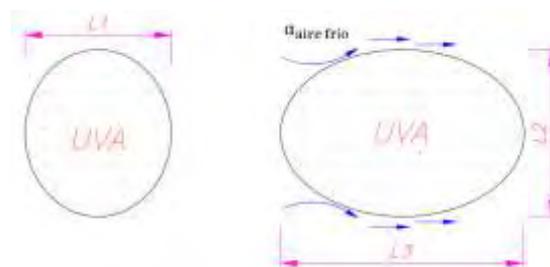


Figura 2.9 Dimensiones características de la uva

Tabla 2.5  
Dimensiones características de la uva

Longitud 1 (m)	$L_1$	0,022
Longitud 2 (m)	$L_2$	0,026
Longitud 3 (m)	$L_3$	0,024

Nota: Tomado de *Determinación de parámetros de conservación para la uva de mesa*, Pacheco 2021

### 2.2.2.2 Cálculo del tiempo de enfriamiento

#### ➤ Tiempo de Cleland & Earle para enfriamiento de una superficie infinita

La expresión de Plank nos sirve para determinar los tiempos de enfriamiento de alimentos y bebidas. Esta expresión asume que el proceso de congelación de un cuerpo se da a una temperatura constante (ASHARE, 2018, Ch. 20, pp. 20.7). Sin embargo, Cleland y Earle incorporaron la importancia de la geometría en un cuerpo para determinar el tiempo de congelación. Adicionalmente, junto con los números adimensionales (Biot, Stefan y Plank) incorporaron los efectos del pre-enfriamiento y sub-enfriamiento (ASHARE, 2018, Ch. 20, pp. 20.7). Para mayor detalle véase el Anexo B.2

$$\theta_S = \frac{\Delta H_V}{T_{fo} - T_m} \left( \frac{Pa * Da}{h} + \frac{Ra * Da^2}{k_s} \right) \left( 1 - \frac{1.65 * Ste}{k_s} * \ln \left( \frac{T_{ct} - T_{med}}{T_r - T_{med}} \right) \right) \quad \dots(2.13)$$

$$Pa = 0,5072 + 0,2018 * Plk + St(0,3224 * Plk + \frac{0,0105}{Biot} + 0,0681) \quad \dots(2.14)$$

$$Ra = 0,1684 + St(0,2740 * Plk - 0,0135) + 0,1684 \quad \dots(2.15)$$

Donde:

- $\theta_S$  : Tiempo de enfriamiento para una superficie infinita (min)
- $\Delta H_V$  : Diferencia de entalpia volumétrica ( $J/m^3$ )
- $T_{fo}$  : Temperatura inicial de congelamiento ( $-1.6^\circ C$ )
- $T_{med}$  : Temperatura del ambiente ( $-15^\circ C$ )
- $T_r$  : Temperatura referencial ( $-10^\circ C$ )
- $T_{ct}$  : Temperatura del centro de la uva ( $-2^\circ C$ )
- $k_s$  : Conductividad @ $-40^\circ C$  (W/m.K)
- $h$  : Coeficiente convectivo del medio ( $W/m^2.K$ )
- $St$  : Número adimensional de Stefan
- $Pa, Ra$  : Factores geométricos según ASHRAE (Tabla 5, p.20.8, Ch.20, ASHRAE Refrigeration,2018)
- $Da$  : Longitud característica (m)
- $Biot$  : Número adimensional de Biot
- $Plk$  : Número adimensional de Plank

➤ **Números adimensionales para Cleland y Earle**

**Número de adimensional de Biot.**

$$Biot = \frac{hs * Da}{k_s} \quad \dots(2.16)$$

Donde:

- $Biot$  : Número adimensional de Biot
- $hs$  : Coeficiente convectivo del medio ( $W/m^2.K$ ) (Tabla 2.1)
- $Da$  : Longitud característica (m)
- $k_s$  : Conductividad @-40°C ( $W/m.K$ )

El número de Biot es un criterio para definir si un sistema se puede definir como un cuerpo concentrado. Un sistema de cuerpo concentrado se define como un cuerpo donde su temperatura es uniforme sin importar su posición; es decir, la temperatura del cuerpo solo depende del tiempo y no de la posición (Cengel Y., Ghajar A., 2015, Ch .4, pp. 238). El número de Biot se puede definir como la relación entre la resistencia de conducción del cuerpo sobre la resistencia de convección de la superficie del cuerpo; mientras más pequeña sea la resistencia de conducción del cuerpo menor será el número de Biot, con lo que un sistema de cuerpo concentrado se puede modelar con número de Biot cercanos cero o iguales a cero. Mientras mayor sea el número de Biot, los gradientes de temperatura con respecto a la posición serán mayores. (Cengel Y., Ghajar A., 2015, Ch .4, pp. 240). Cleland y Earle definen la expresión 2.16 , donde la longitud característica “ $Da$ ” es dos veces la longitud más corta del centro térmico a la superficie (ASHARE, 2018, Ch. 20, pp. 20.7). Detalles del cálculo véase Anexo B.2

**Número de Plank**

$$Plk = C_{unf,v} \frac{(T_{ip} - T_{fo})}{\Delta H_V} \quad \dots(2.17)$$

Donde:

- $Plk$  : Número adimensional de Plank
- $C_{unf,v}$  : Calor específico volumétrico por encima de  $T_{fo}$  ( $J/m^3.K$ )
- $\Delta H_V$  : Diferencia de entalpia volumétrica ( $J/m^3$ )
- $T_{fo}$  : Punto inicial de congelamiento (°C)
- $T_{ip}$  : Temperatura inicial del producto (°C)

El número de Plank es el ratio entre la entalpia volumétrica de referencia  $\Delta H_{10}$  y el calor específico volumétrico  $C_{unf}^v$ . Este ratio representa el proceso de pre-enfriamiento; es decir, cuando la uva se enfría y la temperatura permanece por encima de la temperatura inicial de congelamiento, en esta etapa no se forman cristales de hielo.

### Número de Stefan

$$St = C_{fro}^v \frac{(T_{fo} - T_m)}{\Delta H_{10}} \quad \dots(2.18)$$

Donde:

$St$  : Número adimensional de Stefan

$C_{fro}^v$  : Calor específico volumétrico por debajo de  $T_{fo}$  ( $J/m^3 \cdot K$ )

$\Delta H_{10}$  : Diferencia de entalpia volumétrica entre la temperatura inicial del producto y la de referencia ( $J/m^3$ )

$T_{fo}$  : Punto inicial de congelamiento ( $^{\circ}C$ )

$T_m$  : Temperatura del medio ( $^{\circ}C$ )

El número de Stefan es el ratio entre dos energías la entalpia volumétrica de referencia  $\Delta H_{10}$  y el calor específico volumétrico  $C_{fro}^v$  el número de Stefan vendría ser la inversa del ratio de transición de fase. Este ratio viene a representar como se da el proceso del sub-enfriamiento. Es decir, cuando el producto se enfría por debajo de su punto inicial de congelamiento; el tiempo de enfriamiento decrece cuando el número de Stefan es mayor (Dieter H., Stephan K., 2011, Ch.2, pp. 182). Detalles del cálculo véase Anexo B.2

#### ➤ Factor transferencia de calor con dimensión equivalente.

El factor de dimensión equivalente permite determinar geometrías de cuerpos irregulares junto con los números adimensionales de Biot, los cuales permiten acercarse más a la geometría del cuerpo real. El valor determinado por la ecuación 2.13 representa el tiempo de enfriamiento par una plancha plana infinita de espesor característico “ $Da$ ” (ASHARE, 2018, Ch. 20, pp. 20.10). Líneas arriba de este trabajo, se mencionó que la uva de mesa iba a ser considerada como un cilindro finito por lo que el factor de dimensión equivalente de transferencia de calor para un cilindro finito ( $Ecil$ ) se determina

con los números adimensionales para geometrías irregulares  $\beta e_1, \beta e_2$  (ASHARE, 2018, Ch. 20, pp. 20.5).

$$\theta_{cil} = \frac{\theta_s}{E_{cil}} \quad \dots(2.19)$$

$$E_{cil} = 2,0 + We_2 \quad \dots(2.20)$$

Donde:

- $\theta_{cil}$  : Tiempo de enfriamiento para un cilindro finito (min)
- $\theta_s$  : Tiempo de enfriamiento para una superficie infinita (min)
- $E_{cil}$  : Factor de transferencia de calor para dimensión equivalente
- $We_2$  : Parámetro para el factor de equivalente

Siendo:

$$We_2 = \left( \frac{Biot}{Biot + 2} \right) * \frac{5}{8 * \beta e_2^3} + \left( \frac{2}{Biot + 2} \right) \left( \frac{2}{\beta e_2(\beta e_2 + 1)} \right) \quad \dots(2.21)$$

$$\beta e_1 = \frac{\text{Segunda dimension mas corta}}{\text{Dimension mas corta}} = \frac{L_3}{L_1} \quad \dots(2.22)$$

$$\beta e_2 = \frac{\text{Dimension mas larga}}{\text{Dimension mas corta}} = \frac{L_2}{L_1} \quad \dots(2.23)$$

Donde:

- $Biot$  : Número adimensional de Biot
- $\beta e_1, \beta e_2$  : Ratios para formas irregulares

### 2.2.2.3 Datos y resultados del tiempo de enfriamiento

A continuación, en la Tabla 2.6 se muestran los datos para el desarrollo del cálculo de la estimación del tiempo de enfriamiento para la uva de mesa desde una temperatura de entrada de 30°C hasta -2°C, considerando una temperatura del medio de -15°C. Las propiedades térmicas de la uva se han determinado siguiendo el manual ASHRAE – Refrigeration (2018) en el capítulo 19 “*Thermal Properties of Foods*” (véase Anexo B.1).

Tabla 2.6  
Datos y propiedades para el cálculo del tiempo de enfriamiento

Dato	Símbolo	Unidad	Valor
------	---------	--------	-------

Temperaturas	Del medio	$T_m$	°C	-15
	Inicial del producto	$T_i$	°C	30
	Final de producto	$T_c$	°C	-2
Entalpia	@30°C	$H_{30°C}$	J/kg	398 500
	@-10°C	$H_{-10°C}$	J/kg	80 020
Conductividad	@-40°C	$k_s$	W/m.K	0,9145
Calor específico	Por encima $T_{fo}$	$c_{unf}$	$kJ/kg.K$	3 656
	Por debajo $T_{fo}$	$c_{fro}$	$kJ/kg.K$	2 020
Densidad	Por encima $T_{fo}$	$\rho_{unf}$	$m^3/kg$	1 069
	Por debajo $T_{fo}$	$\rho_{fro}$	$m^3/kg$	1 045

Nota: Para detalles del cálculo vease Anexo B.1

En la Tabla 2.7 se muestra los resultados del cálculo de tiempo de enfriamiento, donde una vez que se ha estimado el tiempo para una superficie infinita a través de la expresión 2.2 de Cleland y Earle; se llegó a determinar el tiempo de enfriamiento para un cilindro finito con el uso del factor de dimensión equivalente de transferencia de calor. Finalmente, el tiempo del proceso de enfriamiento desde 30° a -2C es de 7,61 horas, para detalles del cálculo del tiempo de enfriamiento ver Anexo B.2

Tabla 2.7  
Resultados del cálculo del tiempo de enfriamiento

Dato	Símbolo	Unidad	Valor	
Calor específico				
	Por encima $T_{fo}$	$C_{fro}^v$	$J/m^3.K$	3,908
	Por debajo $T_{fo}$	$C_{unf}^v$	$J/m^3.K$	2,111
Diferencia entalpia volumétrica		$\Delta H_{10}$	$J/m^3$	1,690
Números adimensionales característicos				
	Biot	$Bi$	-	1,01
	Plank	$Pk$	-	0,7306
	Stefan	$Ste$	-	0,1996
Tiempos				
	Para una superficie infinita	$\theta_{slab}$	$min$	1 206
	Factor de transferencia de calor	$E$	-	2,642
	Para un cilindro finito	$\theta_{cil}$	$min$	456,5 (7,61 hr)

Nota: Para detalles del cálculo vease Anexo B.2

### 2.2.3 Cargas térmicas

Con el tiempo de enfriamiento ya estimado, ahora se puede determinar la carga térmica preliminar a extraer del producto y de los componentes que constituyen el espacio refrigerado. De esta manera estimar una carga preliminar que permitirá seleccionar los equipos de refrigeración y

seleccionar el refrigerante más adecuado. Una vez seleccionados los equipos de refrigeración se hará un re-cálculo de la carga térmica esta vez considerando la carga de los motores, las resistencias del *de frost*, entre otras cargas que se puedan identificar. Para el desarrollo de esta sección se seguirá lo estipulado en el manual ASHRAE – Refrigeration (2018) en el capítulo 24 “*Refrigerated Facility Loads*”; en donde se describen como determinar las diversas cargas a extraer dentro del espacio refrigerado.

### 2.2.3.1 Cálculo de las cargas térmicas

La carga térmica total de espacio refrigerado se compone básicamente de la carga por transmisión, que es calor de las superficies del espacio refrigerado con los alrededores; la carga del producto, es el calor que se trasfiere del producto al medio; la carga interna, que está relacionada generalmente con los componentes adicionales dentro del espacio refrigerado como los materiales de embalaje, carretillas, pallets, entre otros; por último, se encuentra la carga del equipo, que básicamente toma en cuenta los motores de los ventiladores y la resistencias del *de-frost* del evaporador. No se va considerar cargas por infiltración de aire, pues no se trata del diseño de un cuarto refrigerado, no habrá personas que entren al espacio refrigerado durante el proceso de enfriamiento.

#### ➤ Carga por transmisión

Estas cargas, como se ha mencionado anteriormente, están ligadas a la transmisión de calor de las superficies del espacio refrigerado (paredes, piso, techo) con sus alrededores. La expresión 2.24 permite determinar la carga por transmisión, a partir de estimar el coeficiente global de transmisión del espacio refrigerado; además de conocer la dimensión exterior del espacio la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior de espacio refrigerado. A continuación, en la Tabla 2.8 se muestran los datos geométricos del túnel de refrigeración de aire forzado. El valor del coeficiente convectivo exterior de transferencia de calor ( $h_o$ ) se basa en la suposición de aire exterior quieto, pues el túnel de enfriamiento por aire forzado se encontrará dentro de las facilidades de una planta de procesamiento y no a la intemperie.

Tabla 2.8  
Parámetros para determinar la carga por Trasmisión

Datos del Túnel		
Altura (m)	$H$	3,5
Longitud (m)	$L$	6,3
Ancho (m)	$An$	5,3
*Resistencia térmica de las paredes ( $m^2K/W$ )	$Res$	6,2

Tabla 2.8  
Parámetros para determinar la carga por Trasmisión (continuación)

Coefficiente convectivo interior ( $W/m^2K$ )	$h_i$	42
**Coefficiente convectivo exterior ( $W/m^2K$ )	$h_o$	9

\* Valor recomendado para cámaras de baja temperatura (AHSRAE, 2018, ch23, p.23.13)

\*\* Valor recomendado para aire quieto (AHSRAE, 2018, ch24, p.24.1)

Con las dimensiones del túnel definidas y la resistencia térmica de las paredes establecida para ambientes de baja temperatura (AHSRAE, 2018, ch23, p.23.13), se puede determinar la carga térmica por transmisión de calor desde el ambiente hacia el recinto refrigerado. Para un mayor detalle en el cálculo véase Anexo B.3.

$$\dot{Q}_t = U * A * \Delta T \quad \dots(2.24)$$

Donde:

- $\dot{Q}_t$  : Carga por trasmisión (W)
- $U$  : Coeficiente global de transferencia de calor ( $W/m^2K$ )
- $A$  : Área exterior del recinto ( $m^2$ )
- $\Delta T$  : Diferencia de temperatura entre el interior y exterior del recinto (K)

Siendo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + Res + \frac{1}{h_o}} \quad \dots(2.25)$$

Donde:

- $U$  : Coeficiente global de transferencia de calor ( $W/m^2K$ )
- $h_i$  : Coeficiente convectivo interior ( $W/m^2K$ )
- $h_o$  : Coeficiente convectivo exterior ( $W/m^2K$ )
- $k$  : Conductividad del aislante de la pared ( $W/m.K$ )
- $x$  : Espesor de aislante de pared (m)
- $Res$  : Resistencia Térmica de paredes ( $m^2K/W$ )

### ➤ Carga térmica del producto

La carga por producto vendría a ser la carga principal de refrigeración. En este caso, el producto es la uva de mesa, que se enfría desde una temperatura inicial de 30°C hasta una temperatura de -2°C el calor a remover del producto será el calor sensible hasta antes de la temperatura inicial de congelamiento. Sin embargo, en un estado por debajo de la temperatura inicial de congelamiento esta presente el calor latente del agua que pasa de un estado líquido a un estado sólido por el proceso de sub-enfriamiento de la uva. La masa de uva que se va enfriar en 6 pallets es de 4,132.0 kg de uvas de mesa. Para un mayor detalle del cálculo de carga térmica del producto véase el Anexo B.3

1. Energía desde una temperatura inicial hasta el punto de inicial de congelamiento

$$Q_1 = m_u * c_{unf} * (T_{ip} - T_{fo}) \quad \dots(2.26)$$

2. Energía para congelar el producto

$$Q_2 = m_u * h_{if} \quad \dots(2.27)$$

3. Energía desde la temperatura inicial de congelamiento hasta la temperatura final

$$Q_3 = m_u * c_{fro} * (T_{fo} - T_{ct}) \quad \dots(2.28)$$

Donde:

- $Q_{1,2,3}$  : Energía trasferida (kJ)
- $m_u$  : Masa de la uva (kg)
- $T_{ip}$  : Temperatura inicial (30 °C)
- $T_{fo}$  : Temperatura inicial de congelamiento (-1,6°C)
- $T_{ct}$  : Temperatura final del producto (-2°C)
- $c_{unf}$  : Calor específico por encima de la temperatura inicial de congelamiento(kJ/kg.K)
- $c_{fro}$  : Calor específico por debajo de la temperatura inicial de congelamiento(kJ/kg.K)
- $h_{if}$  : Entalpia de fusión del agua que forma cristales ( $h_{fice} = H_f * x_{ice}$  kJ/kg)

Una vez determinada la energía que se necesita extraer para el pre-enfriamiento y sub enfriamiento. Se puede determinar la carga térmica del producto con la expresión 2.29, la cual divide la suma de las energías entre el tiempo de enfriamiento para un cilindro finito que vendría a modelar la geometría de la vaya de una uva. El tiempo determinado es de 456,5 minutos (7,61 horas, ver Tabla 2.7). Detalles del cálculo ver Anexo B.3

$$\dot{Q}_p = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{60 * \theta_{cil}} \quad \dots(2.29)$$

Donde:

- $\dot{Q}_p$  : Calor de transferencia de calor por el producto (kW)  
 $\theta_{cil}$  : Tiempo de enfriamiento para un cilindro finito (min)

### ➤ Carga Interna

La carga interna se basa en todos los equipos, materiales, personas, entre otros; que se encuentran dentro del espacio refrigerado, pero no son parte del producto que se requiere refrigerar. En el caso del túnel de aire forzado se puede identificar los materiales relacionados con empaque y traslado del producto. Para la uva se usan diversos materiales para el empaque del producto y su posterior exportación al exterior. Para el empaque se usa cajas de cartón corrugado de 400 x 300 mm, 500 x 400 mm o 600 x 400 mm con alturas de 100 a 130 mm (Pacheco, 2021). Para el cálculo se considerará la presentación de caja de cartón corrugado de 500 x 400 x 120 mm como se muestra en la Figura 2.10, esta caja es una presentación de 8,2 kg (Uvas Red Globe, 2013), donde entran de 9 bolsas de polietileno (polybag) de racimos de uvas con pesos de 0,65 a 0,7 kg y un racimo adicional pequeño de 0,25 a 0,30 kg para completar el peso (FCE Export S.A.C, s.f.). dimensiones generales se encuentran Existen diversas presentaciones de bolsas de polietileno con agujeros pequeños para la uva como se muestran en la Figura 2.11, las en la Tabla 2.9. Los pallets a utilizar serán de HDPE para trabajo pesado (heavy duty) con las dimensiones de 1 200 x 1 000 x 165 mm como se muestra en la Figura 2.12. En la tabla 2.9 se muestran datos necesarios para el cálculo de la carga interna del equipo con la expresión 2.30. Para el cálculo detallado de carga interna ver Anexo A.3



Figura 2.10 Caja de cartón corrugado de 400 x 500 x 120 mm  
 Nota: Tomado de Unitarización de la carga por Uvas Red Globe (2013)



Figura 2.11 Presentaciones de bolsas de polietileno para uvas de mesa

Nota: Fig. izquierda tomado de pagina web AGRO RETAIL. Fig. centro toamdo de pagina web Alibaba. Fig. derecha tomado página web de la Empresa Del Sur Perú.

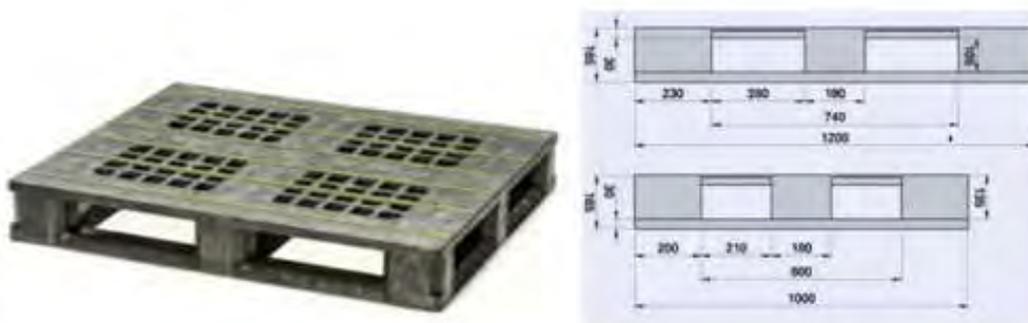


Figura 2.12 Pallets Heavy Duty 4-way de HDPE de 1200 x 1000 x 165 mm  
 Nota: Tomado de página web de Plastic2go

Tabla 2.9  
 Parámetros de los materiales de empaque para la uva

Material de empaque		
Caja de cartón corrugado	Dimensiones (largo x ancho x alto mm)	- 540 x 400 x 120

Masa de un paquete (kg)	$m_{paq}$	0,840
Calor específico cartón corrugado (kJ/kg.K)	$C_{paq}$	1,40
Bolsas de polietileno		
Dimensiones (largo x ancho x espesor mm)	-	31 x 22 x 3
Densidad bolsas de polietileno (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_{poly}$	1 280
Calor específico bolsas de polietileno (kJ/kg.K)	$C_{poly}$	1,25
Palletes HDPE - heavy duty		
Dimensiones (largo x ancho x alto mm)	-	1 200 x 1 000 x 165
Masa de un Pallet (kg)	$m_{pall}$	18
Calor específico pallet (kJ/kg.K)	$C_{pall}$	1,82
<b>Cantidades</b>		
Masa de uva por paquete (kg)	$m_u$	8,2
Cantidad de bolsas de uvas por paquete	$N_{bolsas/paque}$	9
Cantidad de paquetes por pallet	$N_{paquetes/pal}$	84
Cantidad de total pallets	$N_{pallet}$	6
Cantidad de total de paquetes	$N_{paquetes}$	504
Cantidad de total de bolsas	$N_{bolsas}$	4 536

$$\dot{Q}_I = \frac{\sum m_i * c_i * (t_i - t_f) * N_i}{60 * \theta_{cil}} \quad \dots(2.30)$$

Donde:

- $\dot{Q}_I$  : Calor de transferencia de la carga interna del recinto (kW)
- $m_i$  : Masa unitaria del producto de empaque (kg)
- $c_i$  : Calor específico del producto de empaque (kJ/kg.K)
- $t_i$  : Temperatura inicial del producto de empaque (°C)
- $t_f$  : Temperatura final del producto de empaque (°C)
- $N_i$  : Cantidad
- $\theta_{cil}$  : Tiempo de enfriamiento para un cilindro finito (min)

### 2.2.3.2 Datos y resultados de cargas térmicas

En la Tabla 2.10 se muestran los resultados del cálculo de carga térmica total. El espacio refrigerado tiene una carga térmica preliminar de 29,03 kW, con una temperatura de medio de -15°C y salida del producto a -2°C, esta carga permitirá seleccionar el refrigerante adecuado y los componentes principales del túnel de enfriamiento. Una vez seleccionados los equipos y accesorios del túnel se hará un recálculo de la carga térmica para considerar la carga por los motores eléctricos.

Tabla 2.10  
Cargas térmicas preliminares

Cargas	Símbolo	Unidad	Valor
Trasmisión	$\dot{Q}_t$	kW	0,934
Producto	$\dot{Q}_P$	kW	27,46
Interna	$\dot{Q}_I$	kW	0,6457
TOTAL	$\dot{Q}_{TOTAL}$	kW	29,03

Nota: Para detalles del cálculo vease Anexo B.3

#### 2.2.4 Caída de presión en las uvas

Con la finalidad de forzar el paso del aire por las uvas, se instalarán ventiladores auxiliares en cada línea del producto (cada línea se conforma por una fila de hasta 3 pallets). Estos ventiladores, crearán una diferencia de presión negativa para que el aire frío de la cámara pase entre las cajas de uvas y las enfríe. En ese sentido, es necesario calcular la caída de presión del paso del aire a través de las uvas, para el cálculo de este parámetro se va a considerar al arreglo de las uvas dentro de una caja como una cama de esferas empacadas (*packed beds*). Esto con la finalidad de usar las correlaciones de caída de presión formuladas; para este modelo en el caso de las uvas se va a considerar que tienen un arreglo romboédrico. A continuación, en la Figura 2.13 se muestra un esquema de este tipo de arreglo.

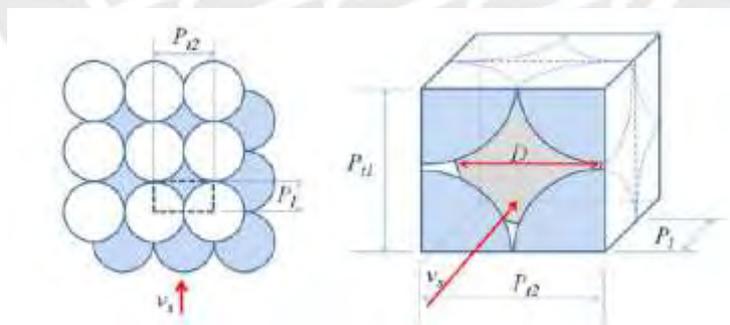


Figura 2.13 Arreglo romboédrico para las uvas. Vista de planta (izquierda) y Volumen de análisis (derecha)

\*Vs (velocidad superficial), Pt1, Pt2, Pl (dimensiones del volumen de análisis) y D (diámetro de la esfera o partícula)

Nota: Tomado de Packed bed Pressure drop depende de particle shape, size, distribution, packing arrangement and roughness por Allen K., et al. 2013

Como se mencionó anteriormente se considera que el arreglo de las uvas dentro de un empaque es del tipo romboédrico, en el cual cada baya de uva se sobrepone, en la Figura 2.13 se ilustra este tipo de arreglo. Para determinar la caída de presión del aire a través de la uva se extrae un volumen de análisis para determinar el espacio entre bayas.

### 2.2.4.1 Cálculo de caída de presión

#### ➤ Espaciamiento o nivel de porosidad del sistema

Para determinar el espaciamiento o nivel de porosidad del sistema mediante la ecuación 2.31, se necesita conocer el volumen ocupado por una partícula en este caso una esfera. Sin embargo, en secciones anteriores del presente se ha modelado la geometría de la uva como un cilindro por lo que se tendrá que determinar el diámetro equivalente de una esfera (D) que contenga el mismo volumen de la partícula. Para detalles del cálculo véase Anexo B.4.

$$\varepsilon = \frac{Vol_{control} - Vol_{particula}}{Vol_{control}} \quad \dots(2.31)$$

Donde:

- $\varepsilon$  : Espaciamiento o porcentaje de vacío.  
 $Vol_{control}$  : Volumen del volumen control geométrico en análisis ( $m^3$ )  
 $Vol_{particula}$  : Volumen de la partícula que ocupa el volumen de control ( $m^3$ )

Siendo:

$$Vol_{particula} = \frac{D^3 * \pi}{6} \quad \dots(2.32)$$

$$Vol_{control} = P_{t1} * P_{t2} * P_l \quad \dots(2.33)$$

Donde:

- $D$  : Diámetro de la esfera cuyo volumen es equivalente al volumen de la uva ( $m^3$ )  
 $P_{t1}, P_{t2}, P_l$  : Dimensiones del Volumen de control.  $P_{t1} = D/2$ ,  $P_{t2} = \sqrt{2}D$ ,  $P_l = D$

#### ➤ Caída de presión en las uvas

La caída de presión se va estimar mediante la ecuación 2.34 donde se establece el efecto de caída presión causada por cambio de energía cinética y perdidas de energía por viscosidad del fluido (Kayode A. 2007). Sin embargo, en la actualidad se usan correlaciones que se derivan de la ecuación. A continuación, se presentará las ecuaciones que se usarán para el cálculo de caída de presión.

$$\Delta P = f * Largo_{caja} * v_{sup}^2 * \frac{\rho_{air}}{D_{efect}} \quad \dots(2.34)$$

$$f = \frac{150}{Re} + 1,75 \quad \dots(2.35)$$

Donde:

$\Delta P$	: Caída de presión para una caja de uva de 8,2 kg (Pa)
$f$	: Coeficiente de fricción.
$Largo_{caja}$	: Largo de la caja de empaque de uva de 8,2 kg (m)
$v_{sup}$	: Velocidad superficial (m/s)
$\rho_{air}$	: Densidad del aire a -15°C (kg/m <sup>3</sup> )
$\varepsilon$	: Espaciamiento o porcentaje de vacío.
$D_{efect}$	: Diámetro efectivo de la partícula (m)
$Re$	: Número de Reynolds.

Para el cálculo de coeficiente de fricción ( $f$ ) se emplea la ecuación 2.35 la cual es válida para un flujo en régimen de  $1 < Re < 60\ 000$  (Allen K., et al, 2013). Para el análisis, se va considerar la caída de presión en una caja de empaque de uvas que contiene 8,2 kg de uvas considerando que por kilogramo de uva se requieren 2,63 L/s de flujo de aire (Crisosto, 2002). Esto permitirá calcular la caída de presión para una línea de producto. Finalmente, para determinar el régimen de flujo o la velocidad superficial, se determina el número de Reynolds ( $Re$ ) a partir de la velocidad de masa superficial ( $G$ ) y del nivel de porosidad o espaciamiento ( $\varepsilon$ ). Para detalles del cálculo véase Anexo B.4.

$$G = \frac{\dot{m}_{aire}}{A_{sc}} \quad \dots(2.36)$$

$$Re = G * \frac{D_{efec}}{\mu_{air} * (1 - \varepsilon)} \quad \dots(2.37)$$

Donde

$A_{sc}$	: Área de la sección transversal por donde pasara el flujo (m <sup>2</sup> )
$Re$	: Número de Reynolds
$G$	: Velocidad de masa superficial (kg/s. m <sup>2</sup> )
$\varepsilon$	: Espaciamiento o porcentaje de vacío
$Ancho_{caja}$	: Ancho de la caja de 8,2 kg de uvas (m)
$Alto_{caja}$	: Alto de la caja de 8,2 kg de uvas (m)
$\dot{m}_{aire}$	: Flujo de masa de aire para la caja de 8.2 kg de uva. (kg/s)
$\mu_{air}$	: Viscosidad dinámica del aire a -15°C (N. s/m <sup>2</sup> )
$m$	: Masa de uvas total (kg)
$D_{efec}$	: Diámetro efectivo de la partícula (m)

### 2.2.4.2 Datos y resultados de la caída de presión.

A continuación, se presenta en la Tabla 2.11 los datos necesarios para el cálculo de caída de presión por las uvas. Para detalles del cálculo véase Anexo B.4. Cabe mencionar que el caudal de aire se ha determinado considerando 2.63 L/s por kilogramo de uva (Crisosto, 2002).

Tabla 2.11  
*Parámetros para el cálculo de caída de presión*

Datos	Símbolo	Valor
Caudal de aire ( $m^3/h$ )	$Q_{aire}$	39 500
Masa de uva (kg)	$m$	4 132,8
Alto Caja (m)	$Alto_{caja}$	0,12
Ancho Caja (m)	$Ancho_{caja}$	0,40
Largo Caja (m)	$Largo_{caja}$	0,50
Temperatura del medio/cámara ( $^{\circ}C$ )	$T_m$	-15
Densidad del aire a $T_m$ ( $kg/m^3$ )	$\rho_{air}$	1,335
Viscosidad dinámica del aire a $T_m$ (N-s/ $m^2$ )	$\mu_{air}$	$1,661 \cdot 10^{-5}$
Largo característica de uva (m)	$L_{uva}$	0,026
Diámetro característico de uva (m)	$D_{uva}$	0,022

En la Tabla 2.12 se presentan los resultados del cálculo de caída de presión como resultado final se tiene que la caída de presión por línea de producto es de 0,32 in.wc como se va tener dos líneas la caída de presión del sistema será de 0,64 in.wc. Este valor se encuentra dentro del rango de caída de presión sugerido en la publicación de Fraser H. "Tunnel Forced". Donde se establece que la caída de presión para la selección de un ventilador auxiliar debe estar entre 0,6 a 1,0 in.wc.

Tabla 2.12  
*Resultados del cálculo de caída de presión*

Resultados	Símbolo	Unidad	Valor
Reynolds	$Re$	-	1 131
Velocidad de masa superficial	$G$	kg/s. $m^2$	0,6
Coefficiente de fricción	$f$	-	1,883
Caída de presión del sistema	$\Delta P_t$	Pa (in.wc)	157,64 (0,64)

Nota: Para detalles de cálculo véase Anexo B.4

### 2.2.5 Selección de refrigerante

Se plantearán una serie de criterios para la selección adecuada del refrigerante. Estos criterios y ratios indicarán la mejor selección para un refrigerante. Las condiciones serán las de un ciclo ideal

de refrigeración con temperatura de evaporación  $-20^{\circ}\text{C}$  y temperatura de condensación a  $40^{\circ}\text{C}$ , carga térmica 29,03 kW (8,25 Toneladas de refrigeración.). Donde del estado (4) a (1) en el evaporador, compresión de (1) a (2), de (2) a (3) en el condensador y finalmente de (3) a (1) pasa por la válvula de expansión. A continuación, se presenta la Tabla 2.13 con valores y ratios para selección de del refrigerante.

Tabla 2.13  
*Ratios para la selección de refrigerante*

	Flujo	P1	P2/P1	T2	Flujo masa por Tn uva	Ø Tubería líquido y succión	ODP/GWP	COP
	kg/hr	bar	-	$^{\circ}\text{C}$	kg/hr/Ton	pulgadas	-	-
R-22	658,44	2,45	6,26	91,8	170,67	5/8 - 2 1/8	0.05/1500	2,32
R-134a	735,84	1,33	7,63	62,6	178,04	5/8 - 3 1/8	0/1300	2,29
R-404A	963,00	3,03	6,04	58,4	233,01	3/4 - 2 1/8	0/3200	2,05

Nota: Elaboración propia.

El R22 es un refrigerante con mejores prestaciones comparado con el R134a y R404A; sin embargo, al tener un indicador ODP mayor a 0 representa el un peligro por contruibuir a la destrucción de la capa de ozono, por lo cual ya se esta dejando de producir en muchos paises (Bitzer, 2020). El R134a tiene un presión de succión baja lo cual puede favorecer al ingreso de humedad al sistema de refrigeración, además que requiere un compresor más grande al tener un mayor relación de compresión. Por ultimo, el R404A, tiene una presión de succión alta, lo cual evita que humedad del ambiente entre al sistema, tiene un menor relación de compresión y la temperatura de descarga es la menor comparado con los otros refrigerantes, lo que se traduce una mayor vida para el compresor. De esta maenera, se decide que se trabajara con el refrigerante R404A.

### 2.2.7 Proyección del ciclo de refrigeración real

Con la finalidad de tener una proyeccion más adecuada del sistema de refrigeración con el re refrigerante R404A. Se presenta en la Figura 2.14 un diagrama Presión vs Entalpia con la proyeccion de sistema de refrigeración planteado. Donde el estado (4) viene a ser la salida de la valvula de

expansión y la entrada al evaporador a (-20°C), luego el estado (1a) viene a ser la salida del evaporador donde gana un sobrecalentamiento de hasta 10°C entrando al compresor a -10°C en el estado (1) vapor sobrecalentado, con la finalidad de evitar que ingrese liquido al compresor y se mezcle con el aceite. Seguidamente, el compresor lleva al refrigerante hasta la presión del condensador correspondiente a la temperatura de condensación de 40°C en el estado (2). Finalmente a la salida del condensador en (3a) se gana un subenfriamiento de 3°C entrando a la valvula de expansión a 37°C, esto con la finalidad de evitar flash gas en la línea de liquido.

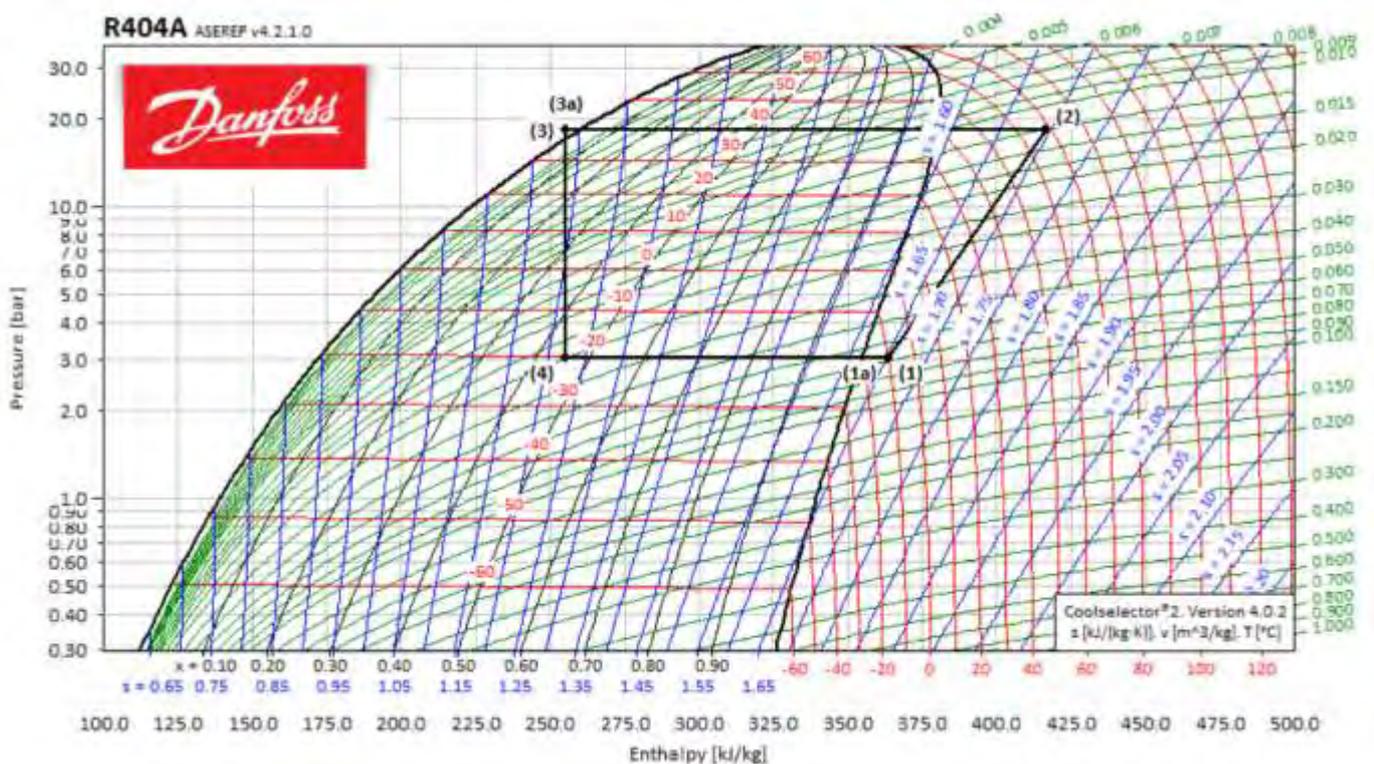


Figura 2.14 Diagrama Presión vs Entalpia para R404A

Nota: Tomado de software de Danfoss Coolselector 2.0.

## 2.2.8 Selección de Componentes Principales

En esta sección se realizará la selección de los componentes esenciales que van a conformar el sistema de refrigeración para una carga preliminar de 29,0 kW que con un factor de seguridad de 10% (AHSRAE, 2018, ch24, p.24.8) se obtiene una carga de selección de 31,9 kW. Después de la selección, se revisará las especificaciones técnicas de los equipos con la finalidad de realizar un recálculo de la carga térmica con el consumo de motores y de resistencias eléctricas.

### ➤ Unidad condensadora

La proyección de la carga se mantiene dentro de un rango de refrigeración comercial, por lo que se tomará como consideración el uso de una de unidad condensadora y compresor semi hermético como un equipo paquetizado. En ese sentido, se revisó distintas alternativas en el mercado y para este caso se usará el software de selección del fabricante Bitzer. A continuación, en la Tabla 2.15 se presenta los datos ingresados al software de Bitzer y los resultados emitidos por el programa.

Tabla 2.2  
*Resultados de selección de unidad condensadora, Bitzer*

<b>Datos Ingresados</b>			
Potencia Frigorífica	29 kW		
Serie	Estandar		
Refrigerante	R404A		
Temp. de referencia	Temp. Rocío		
Temp. de evaporación	-20.0 °C		
Superheat	10 °C		
Alimentación	60 Hz		
<b>Resultados</b>			
Unidad modelo	LH135E/4HE-18Y- 40P	LH135E/4GE-23Y- 40P	LH135E/6JE-25Y- 40P
Potencia Frigorífica	28,2 kW	31,4 kW	33,0 kW
Potencia Evaporador	28,2 kW	31,4 kW	33,0 kW
Potencia Absorbida	17.11 kW	20.5 kW	21,4 kW
Flujo másico	998 kg/h	1 149 kg/h	1 226 kg/h
Subcooling	3 K	3 K	3 K
Gama de tensiones	440 -480 V	440 -480 V	440 -480 V

*Nota:* La selección se realizado con el software del fabricante Bitzer disponible.

Se selecciona la unidad LH315E/4GE-23Y-40P con 31,4 kW de potencia de refrigeración, pues no se encuentra por debajo 29,0 kW, cumpliendo con la carga térmica; y no se encuentra por encima de este valor, que causara un sobredimensionamiento del equipo. Además, está cercano al factor de seguridad de sobredimensionamiento. Esta unidad cuenta con un compresor reciprocante semi hermético de modelo 4GE-23Y-40P de la misma marca del fabricante Bitzer. Esta unidad paquetizada opera con una red de 60 Hz, trifásica de 440 – 480 V, finalmente se indica que tiene un subenfriamiento en la línea de líquido de 3°C, lo cual se traduce en que a la entrada de la válvula de expansión tendrá una temperatura de líquido de 37°C. Para mayor detalle de las características de este condensador véase el Capítulo 3 del presente.

### ➤ Evaporador enfriador de aire

El evaporador a seleccionar deberá ser de alto perfil, pues se necesita velocidades de aire cercanas a 3 m/s y altos caudales de aire. Los evaporadores de alto perfil se usan en grandes cámaras de refrigeración para productos perecibles o en cámaras de congelación, estos suelen tener ventiladores de diámetros mayores que los evaporadores de perfil bajo o medio con el fin de mover mayor caudal de aire. La uva se considera un fruto con baja tasa de respiración (AHSRAE, 2018, ch.21, p.21.5), según recomendaciones se tiene que para perecibles con baja tasa de respiración se tiene un flujo de aire entre 0,5 a 1,5 L/s por kilogramo de producto (Fraser H, s.f.). Sin embargo, la uva al estar empaquetada con bolsas de polietileno y embalaje para el transporte se requieren flujos de aire mayores para compensar la resistencia de estos materiales contra el aire. En ese sentido, en un estudio realizado por Crisosto (2002), para uvas empaquetadas dentro de cajas de cartón corrugado se recomienda un flujo de aire de por lo menos 2,6 L/s por kilogramo de producto. El sistema de enfriamiento por aire forzado tiene una capacidad de 4 132,8 kg de uvas considerando que se necesitaran 2,6 L/s por kilogramo de producto se tiene un flujo total de aire de por lo menos 38 675 m<sup>3</sup>/h. Finalmente, para la selección de los evaporadores se tendrá que considerar la capacidad del condensador seleccionado que es de 31,4 kW por lo que la carga de los dos evaporadores debería ser por lo menos igual o mayor a 15,7 kW. En ese sentido, se seleccionará dos evaporadores de alto perfil del fabricante LUVE-GROUP, con la finalidad de tener una mejor distribución de aire y repartir de manera equitativa el caudal de aire necesario. A continuación, se presenta en la Tabla 2.15 los datos ingresados y los criterios para la selección del evaporador.

Tabla 2.15  
*Datos para la selección de evaporador LUVE.*

<b>Datos Ingresados</b>			
Cantidad de evaporadores	02		
Humedad relativa	Por lo menos de 85%		
Refrigerante	R404A		
Temperatura de camara	-15 °C		
Temperatura de condesación	40,0 °C		
DT1 (T.camara - T.evporación)	8 K		
Alimentación	400-480V/60 Hz/3		
Potencia de refrigeración Total	32 kW		
<b>Resultados</b>			
Unidad modelo	FC50HC 1906 E10	FC50HC 1912 E10	FC50HC 1908 E10
Cantidad	02	02	02
Potencia Evaporador	16 kW	16 kW	16 kW

Caudal	19 750 m <sup>3</sup> /h.	17 260 m <sup>3</sup> /h.	19 030 m <sup>3</sup> /h.
Nº/ Diámetro (mm) Ventiladores	02 / 500	03 / 500	02 / 500
Temperatura evaporación	-20°C	- 19,2°C	- 22°C
Espaciamiento aletas	10 mm	10 mm	10 mm

*Nota:* Datos de unidades tomados de programa de selección de LUVE

A partir de los datos mostrados en la Tabla 2.15 se selecciona 02 evaporadores FC50HC 1906 E10, pues este modelo cumple con flujo de caudal de aire requerido para la cámara, la potencia de refrigeración suma 32 kW y la temperatura de evaporación viene a ser -20°C; Con estas condiciones se va lograr una humedad relativa entre 85 a 90% por la diferencia de temperatura entre la cámara y el evaporador. Cabe mencionar que, el tipo de ventiladores a solicitar para ese caudal son ventiladores con motor EC. Los cuales permiten llegar a una velocidad de 1800 RPM según catálogo. Para mayor detalle de las características de este evaporador véase el Capítulo 3 del presente.

#### ➤ Ventilador auxiliar

La finalidad de usar un ventilador auxiliar, es la de forzar el paso del aire por las uvas y de esta manera enfriarlas de manera adecuada. En la sección 2.1.4 se realizó un cálculo de la caída de presión del paso del aire a través de las uvas. En ese sentido por cada línea de producto que contiene 3 pallets de uva se tiene una caída de presión de 0,32 in.wc. Con la finalidad de asegurar una adecuada distribución del aire a través de las uvas. Se seleccionará 02 ventiladores auxiliares uno para cada línea de producto; en ese sentido, se buscará unos ventiladores que puedan dar un flujo de por lo menos 19 750 m<sup>3</sup>/h. de aire y ofrezcan una caída de presión de 0,32 in.wc. o más. Para la selección de los ventiladores auxiliares se consultará el catálogo de ventiladores helicoidales SODECA. Las características de los ventiladores tubo axiales permite brindar un adecuado caudal de aire con una con caídas de presión requeridas para este sistema. A continuación, en la Figura 2.15, se muestra la curva del ventilador seleccionado.

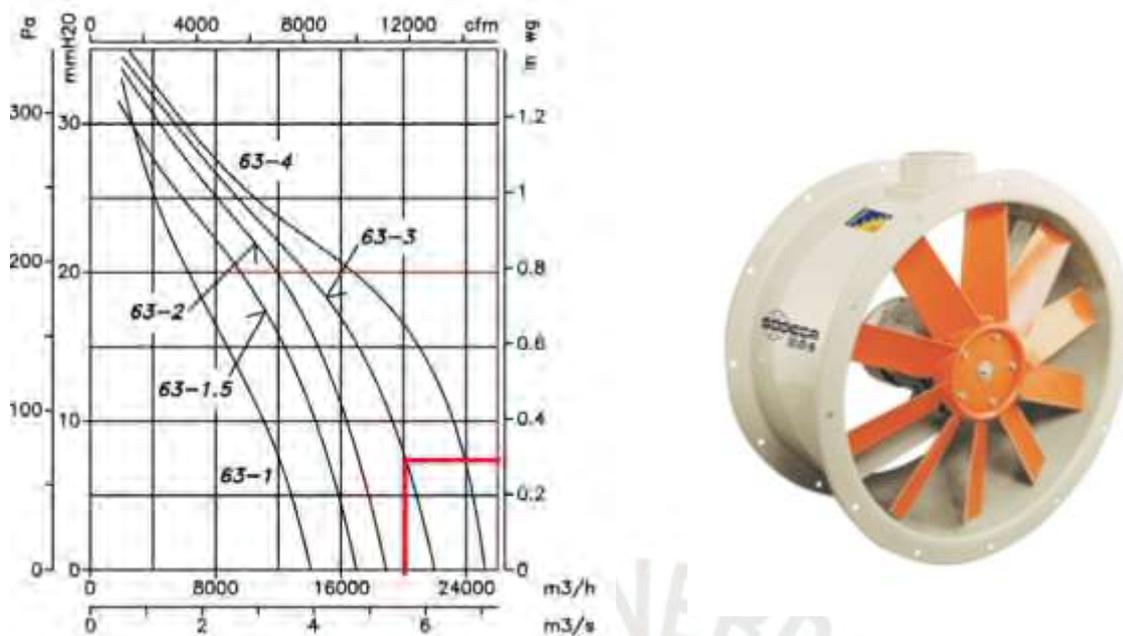


Figura 2.15 Mapa operación del Ventilador Helicoidal HCT, SODECA

Nota: Tomado de Catalogo HCH/HCT, SODECA.

De la Figura 2.15, se observa que el modelo más adecuado para esta aplicación es un ventilador de helicoidal tubular modelo HCT-63-4T-3-AL-60hz, pues para una caída de presión de 0,32 in.wc resulta un caudal de aire de 20 000 m<sup>3</sup>/h . Este ventilador tiene una potencia de 2,2 kW y un diámetro de 730 mm. Para mayor detalle de las características de este ventilador véase el Capítulo 3 del presente.

#### ➤ Válvula de expansión

La válvula de expansión termostática es el componente que permite regular la presión en el evaporador. Reduciendo desde la presión de condensación hasta la presión del evaporador. Para este componente se seleccionará una válvula termostática con igualador externo del fabricante Danfoss. Cada evaporador dispone de su válvula de expansión por lo que la carga térmica de selección de la válvula será de 16 kW, además la temperatura de condensación es de 40 °C y considerando un subenfriamiento de 3°C se selecciona 02 válvulas de expansión termostática TGE – 10 con tamaño de orificio 16 e igualador externo de presión, cuyo código de producto es 067N6301.

#### ➤ Válvula solenoide

La válvula solenoide instalada en la línea de líquido va tener la función de controlar el sistema. Esta va ir conectada a un sensor de temperatura ubicado en la cámara de congelación. El sensor de



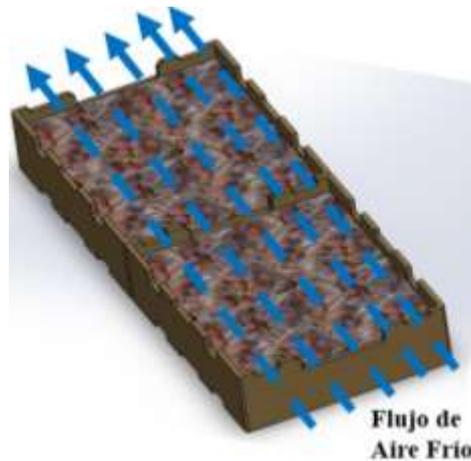


Figura 2.17 Dirección de Flujo de aire en las uvas.

La correlación de Nusselt presentada en la ecuación 2.38 permitirá estimar el coeficiente convectivo y compararlo con el asumido inicialmente. Esta correlación es válida para cilindros finitos de secciones circulares dentro del rango de 4 000 a 40 000 de número de Reynolds y para convección forzada externa ya sea gas o líquido. (Cengel, et al., 2015, Ch.7 pp. 443). Cabe mencionar, que se tiene que considerar el nivel de espaciamiento que se determinó en el cálculo de caída de presión del paso del aire por las uvas. A continuación, en la Tabla 2.16 se presenta los datos necesarios para el estimar el coeficiente convectivo y los resultados del cálculo. Para mayor detalle del cálculo véase Anexo B.5.

$$Nu = 0,193 * Re^{0,618} * Pr^{0,333} \quad \dots(2.38)$$

$$Nu = \frac{h_v * D}{k_{-15^{\circ}C}} \quad \dots(2.39)$$

Donde:

- $Nu$  : Número de Nusselt.
- $h_v$  : Coeficiente convectivo verificado ( $W/m^2K$ )
- $D$  : Longitud característica (m)
- $k_{-15^{\circ}C}$  : Conductividad del aire a  $-15^{\circ}C$  ( $W/mK$ )

Siendo:

$$Re = G * \frac{D}{\mu_{air} * (1 - \varepsilon)} \quad \dots(2.40)$$

$$G = \frac{\dot{m}_a}{A_{tras}} \quad \dots(2.41)$$

Donde

$A_{tras}$	: Área de la sección transversal por donde pasara el flujo ( $m^2$ )
$Re$	: Número de Reynolds
$G$	: Velocidad de masa superficial ( $kg/s.m^2$ )
$\varepsilon$	: Espaciamiento o porcentaje de vacío
$\dot{m}_a$	: Flujo de masa de aire para una fila de pallets. ( $kg/s$ )
$\mu_{air}$	: Viscosidad dinámica del aire a $-15^\circ C$ ( $N.s/m^2$ )
$D$	: Longitud característica ( $m$ )

Tabla 2.16  
*Datos y Resultados del cálculo de coeficiente convectivo*

Datos	Símbolo	Valor
Caudal de aire ( $m^3/h$ )	$Q_{aire}$	39 500
Masa de uva (kg)	$m$	4 132,8
Alto sección transversal (m)	$Alto_{tras}$	1,689
Ancho sección transversal (m)	$Ancho_{tras}$	1,2
Temperatura del medio/cámara ( $^\circ C$ )	$T_m$	-15
Densidad del aire a $T_m$ ( $kg/m^3$ )	$\rho_{air}$	1,335
Conductividad del aire a $T_m$ ( $W/m K$ )	$k$	0,0232
Viscosidad dinámica del aire a $T_m$ ( $N-s/m^2$ )	$\mu_{air}$	$1,661 \cdot 10^{-5}$
Espaciamiento o porcentaje de vacío	$\varepsilon$	0,2595
Diámetro característico de uva (m)	$D$	0,022
Resultados	Símbolo	Valor
Número de Reynolds	$Re$	6 679
Número de Prant	$Pr$	0,7134
<b>Coeficiente convectivo verificado (<math>W/m^2 K</math>)</b>	<b><math>h_v</math></b>	<b>41.7</b>

Nota: Para detalles del cálculo véase Anexo B.5

El coeficiente convectivo verificado tiene un valor de  $41,7 W/m^2 K$ , el cual es igual al asumido en un inicio. Cabe mencionar que el valor que se asumió en un inicio fue parte de la recomendación del manual de ASHRAE – Refrigeration Ch. 19.

### 2.2.10 Determinación de Carga térmica Total

En las secciones anteriores se determinó las cargas preliminares, como se puede observar en la Tabla 2.10. Estas cargas se determinaron en base a las condiciones de tener un coeficiente convectivo del aire frío de  $42 W/m^2 K$ . Este valor se ha verificado en el apartado anterior obtenido un coeficiente

de  $41,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Por lo que los cálculos de propiedades térmicas de la uva, estimación del tiempo de enfriamiento y cálculo de cargas preliminares: por producto, transmisión e internas se mantienen. En ese sentido, solo falta determinar el calor debido a las cargas de los equipos, funcionamiento de los ventiladores de evaporadores y de los ventiladores auxiliares.

### ➤ Carga equipos internos

Esta carga, considera las cargas térmicas de los propios equipos en funcionamiento dentro del espacio refrigerado. Estos equipos son básicamente motores de ventiladores, de bombas o luces. La ecuación 2.42 considera una eficiencia del motor, el tiempo de funcionamiento en el día, la potencia del nominal del motor y la cantidad de motores con la misma potencia existe dentro del espacio refrigerado. A continuación, se muestra en la Tabla 2.17 las cargas de los motores dentro del espacio refrigerado y el tiempo de funcionamiento de cada motor que se va a considerar el mismo que el tiempo de enfriamiento: 7.61 hr. Además, se muestra los resultados finales de la carga térmica total.

$$\sum \dot{Q}_{eq,i} = \sum N_{m,i} * P_{m,i} * \frac{t_{fun}}{n_{mot}} \quad \dots(2.42)$$

Donde:

- $\dot{Q}_{eq}$  : Calor de transferencia de la carga de los equipos (kW)
- $N_m$  : Número de motores con la misma potencia.
- $P_m$  : Potencia nominal del motor (kW)
- $t_{fun}$  : Tiempo de funcionamiento del motor (horas/día)
- $n_{mot}$  : Eficiencia del motor

Tabla 2.17

#### Carga térmica total de refrigeración

Descripción Carga	Cantidad	Potencia (kW)
Ventiladores Evaporadores	4	0,7
Ventiladores Auxiliares	2	2,2

Tabla 2.17

#### Carga térmica total de refrigeración (continuación)

Carga	Símbolo	Valor (kW)
Trasmisión	$\dot{Q}_t$	0,9233
Interna	$\dot{Q}_I$	0,6457
Producto	$\dot{Q}_P$	27,46
Equipos	$\dot{Q}_{eq}$	2,40
<b>Total</b>	$\dot{Q}_{TOTAL}$	<b>31.43 kW</b>

Nota: Elaboración Propia

La carga de refrigeración para enfriar uvas de mesa desde una temperatura de 30°C a -2°C es de **31,43 kW**, el cual cumple con el margen adicional de 10%.

### **2.2.11 Selección de Componentes secundarios**

A continuación, se presenta el esquema de principio de funcionamiento en la Figura 2.18 donde se logra apreciar las válvulas y componentes usados en el sistema de refrigeración para un adecuado funcionamiento del sistema. En esta sección, se describe la selección de los componentes secundarios del sistema de refrigeración para el túnel de enfriamiento de la uva. Para la selección de estos componentes se consultó el catálogo correspondiente, y se usó como referencia los documentos de “Automatización de instalaciones de refrigeración comerciales”; por la empresa Danfoss, la cual es especialista en válvulas y controles de refrigeración y El “Manual técnico de refrigeración y aire acondicionado” por Emerson; la cual es otra empresa especialista en controles, compresores y accesorios para refrigeración. Cabe mencionar que algunos accesorios ya como el recibidor líquido y sus válvulas de servicio ya vienen ensambladas dentro de la unidad condensadora seleccionada anteriormente (**Bitzer - LH315E/4GE-23Y-40P**). Los demás elementos como válvulas, visor líquido, filtros y elementos de protección y control de temperatura del sistema de refrigeración se describen a continuación.

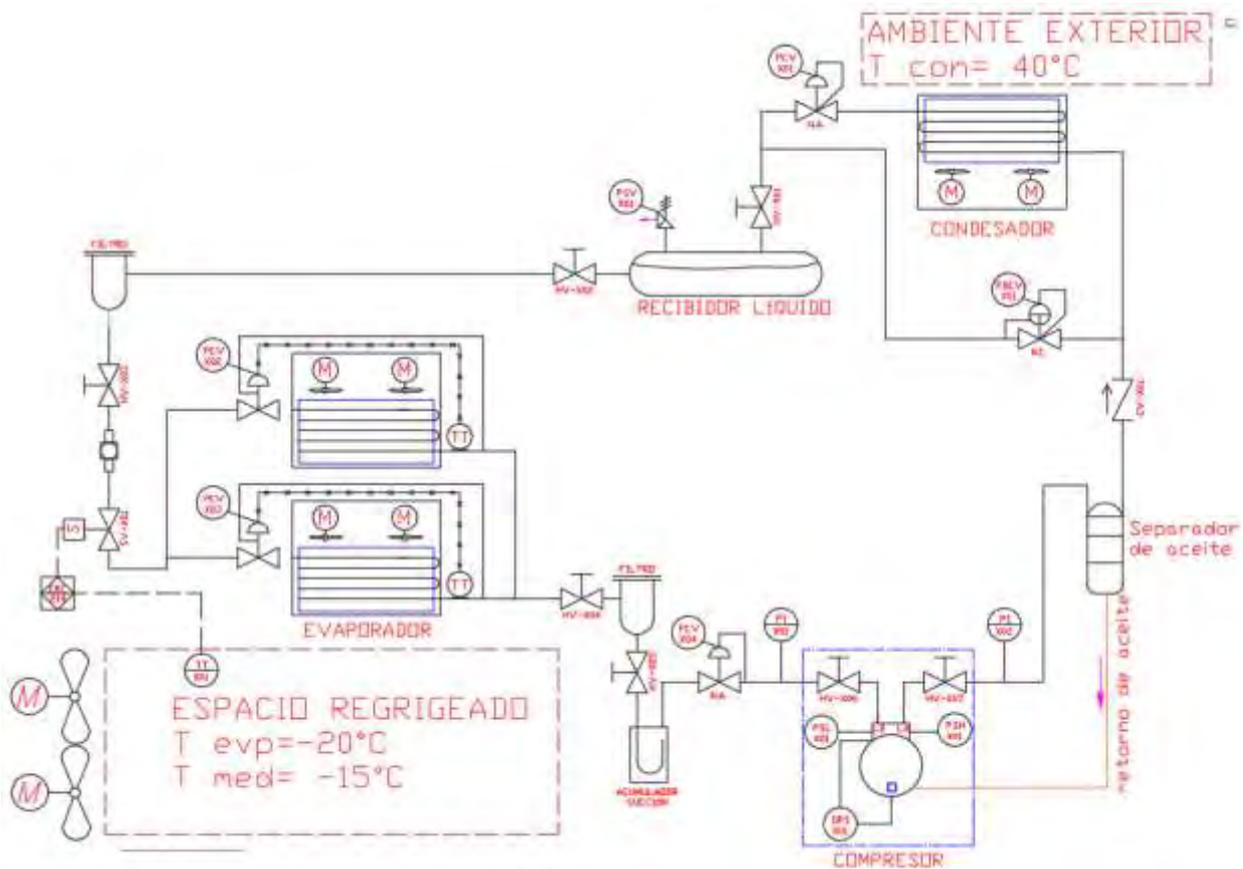


Figura 2.18 Esquema de principio del sistema de refrigeración.

Nota: Elaboración Propia. (Véase PL-02-A3-2021)

### ➤ Mirilla de líquido

La mirilla de líquido, nos dará un indicador de la cantidad de humedad que existe en el sistema y se instala en la línea de líquido después del del filtro de líquido. y para su selección se necesita conocer el diámetro de la tubería de líquido, que en este caso es de  $\varnothing 7/8''$  y la máxima presión del sistema que es 18 bar. En ese sentido, se selecciona el visor líquido SGN 22s con código 014-0186 del fabricante Danfoss con un diámetro de  $\varnothing 7/8''$  y con una máxima presión de operación de 35 bar.

### ➤ Válvulas shutt off

Al igual que el visor liquido solo se requiere conocer para su selección el diámetro de tubería, refrigerante y presión de trabajo. Se seleccionará 01 válvula de bola modelo GBC 22s de  $\varnothing 7/8''$  con una máxima presión de operación de 45 bar con código 009L7055 y para la línea de succión 02 válvulas de bola modelo GBC 54s de  $\varnothing 2 1/8''$  con una máxima presión de operación de 45 bar con código 009L7059 del fabricante Danfoss.

➤ **Válvula retención**

Se usará una válvula retención en la salida del separador de aceite con la finalidad que no retorne gas caliente al compresor. Para su selección se necesita saber el diámetro de la tubería, la posición de la válvula ya sea de ángulo o de una dirección. En este caso, el separador de aceite tiene a la salida un diámetro de  $\varnothing 1 \frac{1}{8}$ " el cual coincide con la entrada al condensador. En ese sentido se selecciona una válvula de retención NRV 28s con código 020-1021 del fabricante Danfoss.

➤ **Válvula reguladora de presión succión**

Esta válvula se selecciona conociendo la carga de refrigeración, refrigerante, presiones de evaporación y condensación y diámetro de tubería. En ese sentido, Utilizando el software de selección CoolSelector 2.0 de Danfoss seleccionamos la válvula ICS 50-54SD con código con un  $\varnothing 2 \frac{1}{8}$ ".

➤ **Válvula reguladora de presión condensador**

La válvula reguladora de presión en condensador se selecciona conociendo el diámetro de tubería de líquido, potencia de refrigeración, la presión de trabajo y refrigerante. Se Utilizando el software de selección CoolSelector 2.0 de Danfoss se selecciona la válvula de regulación de presión mecánica KVR 22 con código 034L0094, además se selecciona una válvula de regulación de presión en el receptor líquido NRD con código 020B1132 del fabricante Danfoss.

➤ **Filtros desecantes para sistema de refrigeración**

Seleccionado el refrigerante R404a para esta aplicación y la carga de refrigeración 31,43 kW del sistema se logra seleccionar el filtro con el programa Coolselector de Danfoss. En la línea de líquido se selecciona un filtro intercambiable modelo DCR 0487s con código 023U7251 cuyo núcleo es 48-DM y código 023U1319; y para línea de succión se selecciona un filtro intercambiable modelo DCR 04817s con código 023U7257 y cuyo núcleo es 48-DA y código 023U5380.

➤ **Acumulador de succión**

El acumulador sección se seleccionará del catálogo del fabricante de Henry Technologys, para esto se necesita conocer la carga de refrigeración, tipo de refrigerante, cantidad de refrigerante en el sistema y que como mínimo debe tener capacidad de almacenar el 30% de la carga de refrigerante en el sistema. En ese sentido, se selecciona modelo S-7065 del fabricante Henry Technologys.

➤ **Tanque separador de aceite**

Para la selección de este componente se requiere el flujo volumétrico desplazado por el compresor, este se instala después de la descarga del compresor. Para esta aplicación se selecciona el separador de aceite modelo S-5688 de fabricante Henry Technologys.

➤ **Control de temperatura electrónico**

El control de temperatura electrónico ERC 214 del fabricante de Danfoss encargará de mantener la temperatura de la cámara. Este controlador se conecta con la válvula solenoide en la línea de líquido, cerrando la válvula solenoide cuando la cámara se encuentra a la temperatura adecuada de -15°C, apagando el compresor por baja presión en el lado de succión. Cuando la temperatura vuelve a incrementar manda a abrir la válvula solenoide arrancando el compresor por el aumento de presión en lado de la succión. Además, tiene otras funciones como el control el deshielo, y encendido y apagado de los ventiladores de los evaporadores.

➤ **Presostatos**

Se utilizarán 3 presostatos para para protección de la compresión. El primero será un presostato del lado de baja que protegerá al compresor para bajos niveles de presión en la succión; el elemento a seleccionar será un KP1 con código 060-114166. Segundo se tendrá un presostato de alta para proteger al compresor de altas temperaturas de descargas, el presostato será un KP5 con código 060-114166; finalmente se tiene un presostato diferencial de aceite, que ante fallas en las presiones del aceite el modelo será un MP55 con código 060B205466 de Danfoss.

### 2.3 Operación del sistema de refrigeración

Para el desarrollo de esta sección se ha consultado manuales de control de sistemas de refrigeración tanto como el Manual de Automatización de instalaciones de refrigeración comerciales (2004) y *Industrial Refrigeration Ammonia & CO<sub>2</sub> Applications* (2014) ambos del fabricante Danfoss. El tipo de control que se va utilizar para esta aplicación va ser un sistema de control *Pump Down*, este sistema se controla mediante la válvula solenoide en la línea de líquido. Esta válvula solenoide en la línea de líquido está conectada al sensor de temperatura del ERC 214 en la salida del aire del evaporador de tal manera que cuando se llegue a la temperatura de la cámara -15°C el controlador ERC 214 manda a cerrar la válvula solenoide, cerrando el paso flujo de refrigerante al evaporador; mientras que el compresor seguirá funcionando, retirando el refrigerante remanente en el evaporador, hasta que presión en el lado de succión baje y el compresor se apague por el presostato de baja presión. Cuando la cámara comience a elevar su temperatura se abre la válvula solenoide, esto causa que la presión en el la línea de succión comience aumentar y el compresor arranca por el aumento de presión en la succión con presostato de baja. A continuación, se presenta la siguiente Tabla 2.18 donde se detalla la función del elemento en el sistema de control.

Tabla 2.18  
*Operación del sistema de refrigeración*

Ítem	Identificación	Función
Válvula de expansión termostática TGE 10-16	PCV-X03, PCV -X02	Reducir la presión de la presión de condensación (19 bar) a la presión de evaporación (3,1 bar).
Válvula solenoide EVR 18	SV-X01	Controla el encendido y el apagado del compresor. Cuando la temperatura la temperatura de la cámara se encuentra a -15°C, recibe la señal eléctrica del controlador de temperatura ERC 214 cerrando la válvula, y el compresor se apaga por el presostato de baja presión. Cuando vuelve aumentar a temperatura de la cámara, la válvula abre arrancando el compresor.
Válvula reguladora de presión de succión – ICS 50-54SD	PCV-X04	Mantiene la presión aguas abajo en una condición estable para el compresor, cerrando cuando es alta aguas debajo de la válvula, De esta manera se protege al

		compresor de presiones de succión elevadas. Cierra hasta que la presión de succión disminuya a un valor estable y vuelve abrir.
--	--	---

Tabla 2.18

*Operación del sistema de refrigeración (continuación)*

Presostato del lado de baja presión KP1	PSL-X01	El presostato actúa como un interruptor para apagar al compresor ante presiones de succión bajas, además se usa como parte del sistema pump down para apagar al compresor cuando el túnel se encuentre en la temperatura adecuada.
Presostato del lado de alta presión KP5	PSH-X01	El presostato actúa como un interruptor para apagar al compresor ante presiones de descarga altas, para evitar que se dañe las bobinas del motor por elevadas temperaturas de descarga.
Presostato Diferencial de aceite MP55	DPS-X01	El presostato actúa como un interruptor para apagar al compresor ante presiones de retorno de aceite insuficientes.
Válvula reguladora de presión de condensación KVR 22	PCV-X01	Mantiene la presión de condensación en un valor estable, antes variaciones de la temperatura del ambiente, cerrando cuando la presión de condensación es baja, de esta manera aumenta la presión aguas arriba de la válvula volviendo abrir.
Válvula reguladora de presión del recibidor líquido KVR 22	PDCV-X01	Aumenta la presión en el recibidor líquido cuando la válvula KVR 22 cierra por baja presión está aumenta la presión en recibidor líquido.
Controlador de Temperatura Danfoss ERC 214	ERC 214	Controlador de temperatura posee cuatro salidas de relé y cuatro entradas 2 análogas, 1 análoga/digital y 1 digital. Las entradas estas repartidas en control de por válvula solenoide, control de deshielo, control ventilador y control de iluminación/alarma. La función de este controlador es la de monitorear la temperatura de la cámara de congelación, abriendo o cerrando la válvula solenoide midiendo la temperatura de la cámara a través de una sonda. Además, tiene la capacidad de controlar por tiempo el encendido o apagado de las resistencias para el deshielo de los evaporadores.

Nota: Véase planos PL-02 y PL-10

Para apreciar como interactúan estos dispositivos se puede ver el diagrama unifilar del equipo PL-09. Donde se encuentra indicado el funcionamiento de los equipos de protección. En la Figura 2.19 se muestra el panel de control del equipo, donde el botón S1 inicia el proceso de enfriamiento y el botón S2 sirve como parada de emergencia. Se puede observar a la izquierda la temperatura de la cámara en el display del termostato electrónico ERC 214; por otro lado, a la derecha se indica el tiempo que falta para que finalice el proceso. Finalmente, en la parte inferior se indican las luces piloto que indican el estado de funcionamiento del sistema de refrigeración.

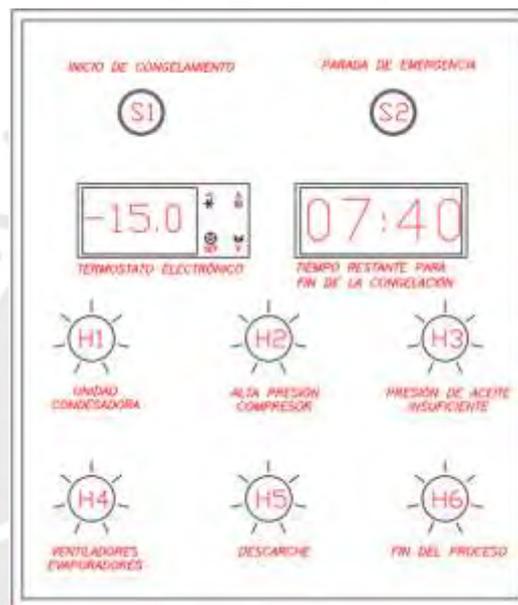


Figura 2.19 Esquema del panel de control del sistema de refrigeración.

## 2.4 Sistema eléctrico y de Protección

Para un adecuado dimensionamiento del sistema eléctrico se van a determinar las secciones nominales de los conductores eléctricos y seleccionar los elementos de maniobra y protección según el Código Nacional de Electricidad (2006). El método de cálculo de los conductores del CNE se basa en la norma internacional IEC (*International Electrotechnical Commission*) 60364-5-52. Además, se va a considerar un suministro trifásico con neutro de 460 V.

### 2.4.1 Determinación de sección transversal de conductores

Con la potencia y voltaje de los componentes del sistema de enfriamiento de uvas, se puede determinar secciones transversales de los conductores. En la Tabla 2.19, se resume la potencia, cantidad y tipo de carga de cada usuario. Cabe mencionar que se está considerando un factor de potencia de 0.8 para cargas inductivas y de 1 para cargas resistivas.

Tabla 2.19  
Cargas del sistema de refrigeración

Descripción Carga	Cantidad	Tipo	Potencia (kW)	F. P	Voltaje (V)
Ventiladores Evaporadores	4	3 $\phi$	0,7	0,8	460 - Estrella
Banco Resistencias Evaporadores	2	3 $\phi$	7,84	1	400-Estrella
Ventiladores Condensador	2	1 $\phi$	0,34	0,8	230
Ventiladores Auxiliares	2	3 $\phi$	2,2	0,8	460
Compresor	1	3 $\phi$	19,6	0,8	460
Banco de Resistencias Compresor	1	1 $\phi$	0,14	1	230

Nota: Valores sacados de los catálogos de los equipos.

#### ➤ Cálculo de capacidad de corriente

Según el Código Nacional de Electricidad, (2006) la corriente de trabajo se calcula con la ecuación 2.43. Seguido a esto se debe de determinar la corriente de diseño, la cual debe de ser afectada por factores de agrupamiento y de temperatura, estos factores dependen de la temperatura ambiente, y la cantidad de conductores agrupados en una terna (CNE, 2006). Finalmente, es afectada por un factor de seguridad de 1,25.

$$I_{trabajo} = \frac{P_{3\phi} * (FD)}{\sqrt{3} * U_l * (FP) * \eta} \quad \dots(2.43)$$

$$I_{diseño} = \frac{I_{trabajo} * 1,25}{K_T * K_N} \quad \dots(2.44)$$

$$I_{corregida} = \frac{I_{diseño}}{K_T * K_N} \quad \dots(2.45)$$

Donde se tiene que cumplir:

$$I_{admisible} > I_{corregida}$$

Donde

- $I_{trabajo}$  : Intensidad de corriente a las condiciones establecidas (A)
- $I_{diseño}$  : Intensidad de corriente de diseño (A)
- $I_{corregida}$  : Intensidad de corriente corregida(A)
- $I_{admisible}$  : Intensidad de corriente admisible por el conductor (A)
- $P_{3\phi}$  : Potencia trifásica nominal del equipo (W)

$FD$	: Factor demanda de la carga, $FD=1$
$U_l$	: Voltaje en línea (V)
$FP$	: Factor de potencia de la carga
$\eta$	: Eficiencia del sistema
$K_T$	: Factor de temperatura, CNE
$K_N$	: Factor de agrupamiento, CNE

Para el conductor principal del tablero de máquina hacia el tablero de control se utiliza la ecuación 2.46, donde se suma todas las corrientes de todas las cargas y se aumenta un 25% de la mayor corriente de las cargas. Finalmente, se tiene que verificar, con la ecuación 2.47, que la caída de tensión en el alimentador no tiene que ser mayor a 2%, según lo establecido por el Código Nacional de Electricidad (2006).

$$I_{\text{alimentador}} = \sum I_{\text{diseño}} + 0,25 * I_{\text{diseño\_mayor}} \quad \dots (2.46)$$

$$\Delta U\% = \frac{0,0392 * I_{\text{corregida}} * L * FP}{A * U_l} \quad \dots (2.47)$$

Donde se tiene que cumplir:

$$\Delta U\% < \Delta U\%_{\text{admisible}}$$

Donde

$I_{\text{alimentador}}$	: Intensidad de corriente a las condiciones establecidas (A)
$I_{\text{diseño}}$	: Intensidad de corriente de diseño (A)
$I_{\text{diseño\_mayor}}$	: Intensidad de corriente de diseño mayor (A)
$\Delta U\%$	: Caída de tensión (%)
$\Delta U\%_{\text{admisible}}$	: Caída de tensión admisible, (2%)
$I_{\text{corregida}}$	: Intensidad de corriente corregida (A)
$A$	: Sección nominal del conductor alimentador ( $mm^2$ )
$FP$	: Factor de potencia de la carga
$U_l$	: Voltaje en línea (V)

El Código Nacional de Electricidad (2006) define que la sección transversal mínima recomendada para circuitos de fuerza es de  $2.5 \text{ mm}^2$ . El factor de temperatura depende del tipo aislamiento que tendrá el conductor, para este caso se utilizará un aislamiento de PVC al no tener una condición por encima de los  $90^\circ\text{C}$  en temperatura. Además, se considera un método de instalación con cables múltiples dentro de un tubo Conduit, este método de instalación es el A2 según El Código Nacional de Electricidad (2006).

A continuación, en la Tabla 2.20, se muestran los resultados obtenidos de los cálculos para cada carga del sistema de enfriamiento de uvas. En donde se ha seleccionado un área transversal de conductor por cada carga para determinar la corriente admisible por el conductor, consiguientemente se determina la corriente corregida con los valores de factores de correcciones extraídos del Código Nacional de Electricidad (2006). Como se puede observar, la corriente admisible de cada área transversal de los conductores seleccionados es mayor que la carga corregida de trabajo. Además, se determina la caída de tensión total del sistema es de 0,21% la cual no supera la caída de tensión máxima de 2% establecida por el Código Nacional de Electricidad (2006). Para mayor detalle del cálculo de sección de conductores véase Anexo B.6.

Tabla 2.20  
*Resultados de cálculo de sección nominal de conductores*

Carga	Tipo	Potencia (kW)	FP	$I_{diseño}$ (A)	$K_t$	$K_n$	$I_{corregida}$ (A)	$I_{admisible}$ (A)	PVC mm <sup>2</sup>
Ventilador Evaporadores	3φ	0,7	0,8	1,6	1,10	0,70	2,1	17,50	2,5
Banco Resistencias Evaporadores	3φ	7,84	1	14,1	1,10	0,70	18,37	23,00	4,0
Ventilador Condensador	1φ	0,34	0,8	2,7	1,10	0,80	3,09	17,50	2,5
Ventiladores Auxiliar	3φ	2,2	0,8	5,1	1,10	0,80	5,77	17,50	2,5
Compresor	3φ	19,6	0,8	45,2	1,10	0,80	51,39	52,00	16,0
Banco de Resistencias Compresor	1φ	0,14	1	0,8	1,10	0,80	0,86	17,50	2,5
<b>Corriente del conductor principal</b>							97,12	99,00	50,0
<b>Caída de Tensión</b>							0,21%		

#### 2.4.2 Selección de equipos de protección

La selección de los accesorios de protección de los equipos, se realiza con la corriente corregida de cada equipo según la Tabla 2.20. Para motores trifásicos y monofásicos se empleará una protección termomagnética que proteja ante sobre cargas y corto circuitos. Por otro lado, para las resistencias se colocará un protector térmico. Finalmente, se selecciona un seccionador principal de todo el circuito para aislar todo el sistema de refrigeración de la red eléctrica en caso sea necesario. En la Tabla 2.21 se muestra los resultados de la selección de los accesorios de protección y maniobra.

Tabla 2.21  
*Selección de equipos de protección*

Carga	$I_{correctada}$	Tipo Protección	Marca	Código	Cantidad
Ventilador Evaporadores	2,1 A	Magneto Térmico	SCHNEIDER	GV2ME08	4
Banco Resistencias Evaporadores	18,37 A	Térmica	ABB	MS132-16	2
Ventilador condensador	3,09 A	Magneto Térmico	SCHNEIDER	GV2RT14	2
Ventiladores Auxiliar	5,77 A	Magneto Térmico	SCHNEIDER	GV2ME10	2
Compresor	51,39 A	Magneto Térmico	SCHNEIDER	GV3P40	1
Banco de Resistencias Compresor	0,86 A	Térmica	ABB	MS132-063	1
Conductor principal	97,12 A	Seccionador	ABB	630T63	1

## 2.5 Diseño de la estructura soporte

El túnel de enfriamiento forzado tiene dos evaporadores elevados por encima del nivel de los pallets de uva. En ese sentido, se ha diseñado una estructura soporte para estos evaporadores, las únicas cargas de esta estructura son el peso de los dos evaporadores y el peso del refrigerante. En la Figura 2.20, se muestra una vista isométrica de la estructura soporte y los dos evaporadores. La estructura está diseñada con un perfil cuadrado de acero ASTM A500, galvanizado en caliente según la norma ASTM A123:2017, el recubrimiento superficial y el grado de acabado superficial se especificó según las normas ISO 12944 y ISO 8501 respectivamente. El proceso de soldadura de los perfiles será por arco eléctrico (SMAW) según la norma NTP 341.202:2019 Soldadura en seguridad en Procesos NTP.

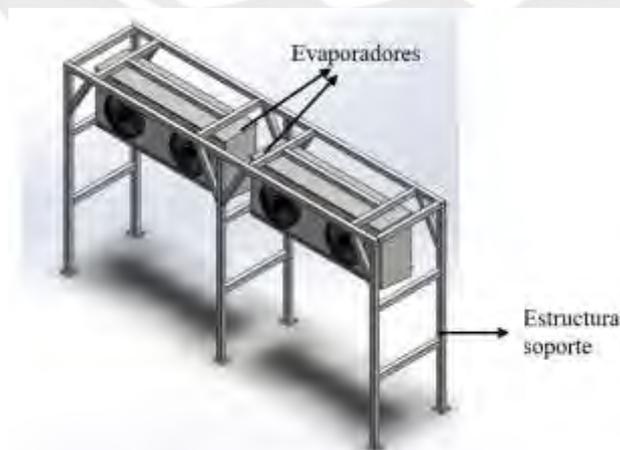


Figura 2.20 Estructura soporte con evaporadores

En la Figura 2.21 se muestra las dimensiones de la estructura 2 900 x 4 970 x 1 150 mm (alto x largo x ancho), además se enumeran sus elementos (vigas y columnas). La estructura está diseñada con perfiles cuadrados cuyas características se encuentran en la Tabla 2.22

Tabla 2.22  
*Datos de la estructura soporte*

Perfil (mm)	Cuadrado	80 x 80 x 5
Material	ASTM	A500
Resistencia a la tracción (MPa)	$\sigma_b$	400
Límite de fluencia (MPa)	$\sigma_f$	315

Nota: Datos del material tomados de ASTM A500-2021



Figura 2.21 Elementos de la estructura soporte

### 2.5.1 Solicitud de carga

Como se mencionó en la sección anterior la estructura soporta cargas muertas del propio peso de los evaporadores y de la carga del refrigerante; cada evaporador tiene un peso de 155 kg y la carga de refrigerante total es de 29 kg dando un total de 339 kg. El total de esta carga se distribuye de manera simétrica en 8 puntos de la estructura como se muestra en la Figura 2.22. Para el cálculo de la estructura se seguirá las recomendaciones de la norma NTP E.090 “Estructuras Metálicas” la cual se basa en recomendaciones por AISC (American Institute of Steel Construction). El método de cálculo por LRDF (Load Resistance Factor Design) se menciona que las cargas muertas de peso se deben incrementar un 40%, en ese sentido la carga total de diseño sería de 475 kg, esto se traduce en una fuerza de 582 N en cada punto de carga. Para el Análisis estructural se utilizará el software “SolidWorks Simulation” el cual permite determinar las cargas internas en cada elemento, deformaciones y esfuerzos combinados en la estructura, Como condiciones para el análisis se está

considerando apoyos empotrados en la base de la estructura, estos apoyos están anclados al suelo del recinto, también se está considerando el propio peso de la estructura, A continuación, se mostrará los resultados del análisis estructural realizado.

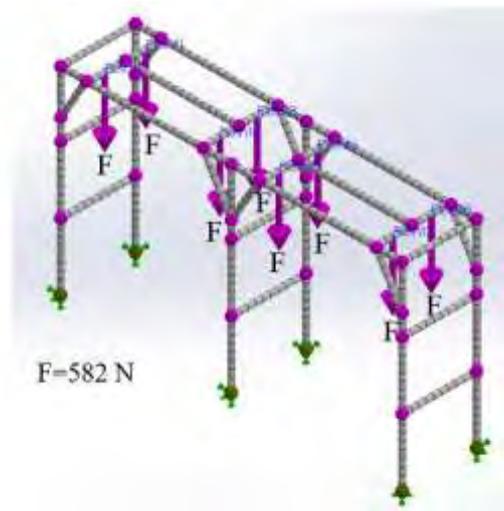


Figura 2.22 Cargas puntuales en la estructura

➤ **Fuerza Axial**

Se puede observar en la Figura 2.23, los diagramas de fuerza axial las columnas más esforzadas son las 9 y 10 donde estas soportan una carga axial de compresión de  $2\,509\text{ N}$ . Se tendrá que verificar la estabilidad de estas columnas para el diseño.

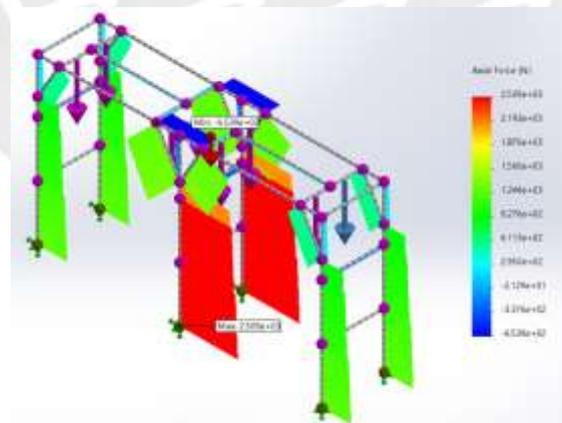


Figura 2.23 Diagrama de fuerza axial en los elementos de la estructura

➤ **Momento Flector**

A continuación, en la Figura 2.24 se muestra los diagramas de momento flectores de los elementos, en la dirección 1 y 2, cabe mencionar que la dirección de cada elemento va depender de

del eje en que se encuentra su dirección longitudinal. Este diagrama servirá para determinar las secciones críticas y el análisis por resistencia de la estructura.

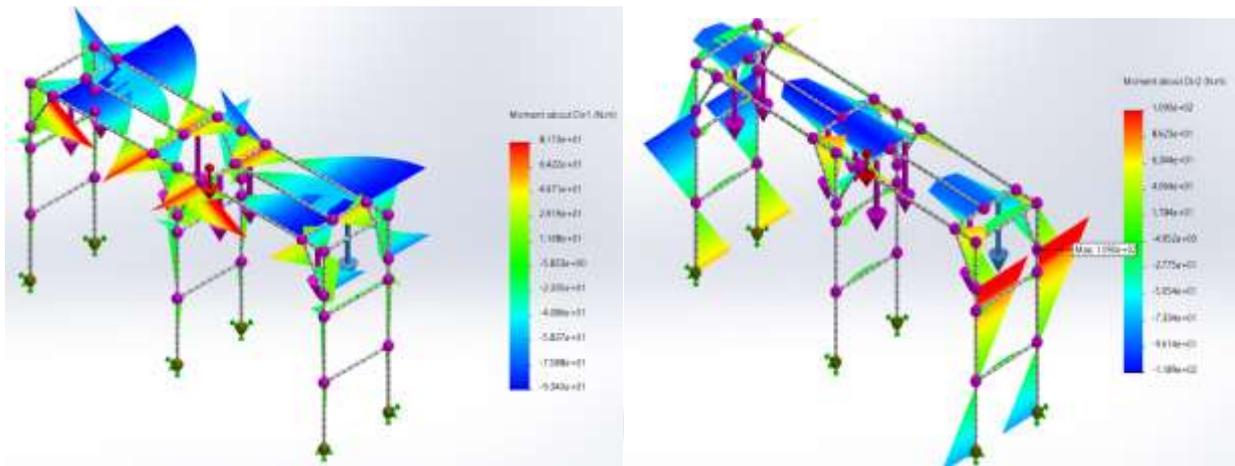


Figura 2.24 Diagramas de momento flector en los elementos de la estructura.

### ➤ Deformación

La máxima deformación que se tiene debido a la carga de los evaporadores es de 0,155 mm y se da en los elementos 11, 12, 13, 14, 16, 20, 21 y 22 (ver Figura 2.25); se tendrá que analizar estos elementos si fallan por rigidez.

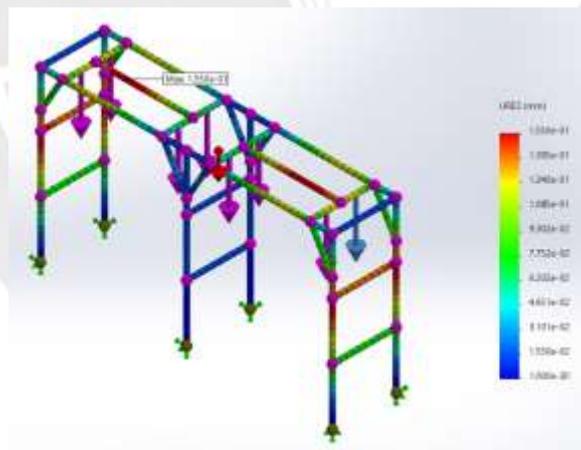


Figura 2.25 Deformaciones debido a la carga combinada en los elementos de la estructura

## 2.5.2 Análisis de estructural

En esta sección se desarrollará el análisis de las secciones críticas de la estructura, se procederá a verificar la resistencia, estabilidad y rigidez, para asegurarnos que el sistema no falle (Rodríguez, 2008). A continuación, en la Tabla 2.23 se muestra los datos generales para el cálculo.

Tabla 2.3  
Parámetros para el análisis estructural

Datos	Símbolo	Valor
Dimensión Perfil cuadrado (mm)	$L_{x,y}$	80
Espesor del perfil (mm)	$e_p$	5
Resistencia a la fluencia (MPa)	$\sigma_f$	315
Área trasversal del perfil (mm <sup>2</sup> )	$A_{per}$	1500
Momento de inercia (mm <sup>4</sup> )	$I_{x,y}$	1 412 500
Momento de inercia polar (mm <sup>4</sup> )	$J$	2 109 375
Radio de giro (mm)	$i_{x,y}$	30,7
Factor de seguridad	$FS$	2,5
Esfuerzo admisible (MPa)	$\sigma_{ADM}$	126

### ➤ Verificación por resistencia

Para la verificación de falla por resistencia se usará la teoría de falla de Von Mises o de “Energía máxima de distorsión”. Que para un estado plano de esfuerzos se tiene las siguientes ecuaciones.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_{fl} + \sigma_n)^2 + 3 * (\tau_t^2 + \tau_c^2)} \quad \dots(2.48)$$

$$\sigma_n = \frac{Fa}{A_{per}} \quad \dots(2.49)$$

$$\sigma_{fl,i} = \frac{M_{f,i} * C}{I_i} \quad \dots(2.50)$$

$$\tau_c = \frac{Fc}{A_{per}} \quad \dots(2.51)$$

$$\tau_t = \frac{M_t * C}{J} \quad \dots(2.52)$$

Donde:

- $\sigma_{eq}$  : Esfuerzo equivalente (MPa)
- $\sigma_{fl}$  : Esfuerzo por flexión (MPa)
- $\sigma_n$  : Esfuerzo por fuerza axial (MPa)
- $\tau_t$  : Esfuerzo cortante por torsión (MPa)
- $\tau_c$  : Esfuerzo cortante por fuerza cortante (MPa)
- $I_i$  : Inercia en la dirección i (mm<sup>4</sup>)
- $M_{f,i}$  : Momento flector en dirección i (N.mm)
- $C$  : Distancia desde el eje neutro al punto (mm)
- $M_t$  : Momento torsor (N.mm)
- $A_{per}$  : Área trasversal (mm<sup>2</sup>)
- $Fa$  : Fuerza axial (N)
- $Fc$  : Fuerza cortante (N)
- $J$  : Inercia Polar (mm<sup>4</sup>)

$i_{x,y}$  : Radio de giro (mm)

En la Tabla 2.24, se muestra las secciones críticas de los elementos de la estructura soporte de los evaporadores, los esfuerzos que se muestran son los normales, de flexión en ambas direcciones, esfuerzos cortantes de torsión y el esfuerzo equivalente de Von Mises el cual se compara con el esfuerzo admisible establecido.

Tabla 2.24  
*Esfuerzos en las secciones de mayor carga de los elementos de la estructura soporte*

Elemento	$\sigma_n$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{fl,1}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{fl,2}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\tau_t$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{eq}$ (N/mm <sup>2</sup> )	$\sigma_{ADM}$ (N/mm <sup>2</sup> )
1	-0,024	2,837	0,011	0,046	2,872	126
2	-0,024	2,827	-0,012	-0,044	2,863	126
3	-0,044	-0,001	-0,183	-0,001	0,228	126
4	-0,039	-0,264	-2,905	-0,521	3,209	126
5	-0,090	0,178	-3,618	-0,358	3,886	126
6	-0,089	-0,176	-3,535	0,370	3,800	126
7	-0,039	0,263	-2,902	0,521	3,204	126
8	-0,045	0,001	-0,182	0,001	0,228	126

Tabla 2.24 *Esfuerzos en las secciones de mayor carga de los elementos de la estructura soporte (cont.)*

9	-1,499	-0,783	0,020	-0,006	2,302	126
10	-1,487	0,778	-0,020	-0,010	2,285	126
11	-0,627	-0,483	3,312	0,142	4,422	126
12	-0,627	0,483	-3,312	0,142	4,422	126
13	-0,627	-0,482	-3,319	-0,140	4,429	126
14	-0,627	0,482	3,318	-0,140	4,427	126
15	-0,010	-0,030	0,236	-0,001	0,275	126
16	0,089	-0,140	0,461	-0,0001	0,691	126
17	-0,020	-0,002	0,210	-0,003	0,232	126
18	0,187	-0,013	0,608	0,001	0,808	126
19	-0,010	0,030	0,236	0,001	0,275	126
20	0,089	0,140	0,462	0,000	0,691	126
21	-0,067	1,316	0,001	-0,001	1,384	126
22	-0,066	1,321	-0,001	0,001	1,389	126
23	-0,383	-2,330	1,569	-0,238	4,282	126
24	-0,382	2,333	1,572	0,239	4,287	126
25	-0,899	1,561	2,508	0,404	4,968	126
26	-0,889	1,575	-2,515	-0,407	4,979	126
27	-0,382	-1,571	2,331	0,239	4,284	126
28	-0,895	-2,487	-1,577	-0,406	4,959	126
29	-0,383	-1,569	-2,328	-0,238	4,280	126
30	-0,892	2,476	-1,559	0,402	4,927	126

Nota: la designación de los elementos corresponde a la Figura 2.22

Analizando el elemento 04 con la finalidad de verificar el cálculo realizado por la simulación. Se muestra el DCL (diagrama de cuerpo libre) en la Figura 2.26, este elemento soporta en dos puntos parte del peso del evaporador. En este caso al tratarse de un elemento con dos apoyos empotrados se convierte en una viga hiperestática. Para resolver esto se utilizará el Método de superposición. (Hibbeler, 2017, ch.12, p.644). En el Anexo B.8 se encuentra el detalle del cálculo de las reacciones.

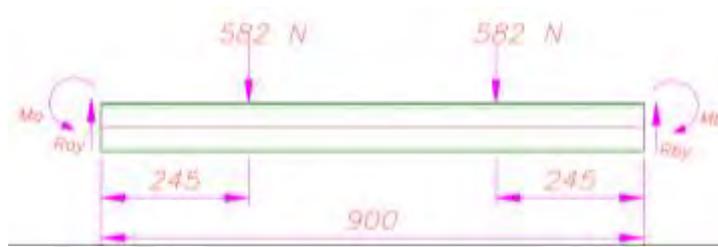


Figura 2.26 Diagrama de cuerpo libre de elemento 4 de la estructura de soporte del evaporador.

En la Figura 2.27 se muestra el diagrama de fuerza cortante y momento flector del elemento 4 de la estructura donde se observa que las secciones más críticas se encuentran en los empotramientos. En ese sentido, se procederá a analizar estas secciones, se procederá a determinar el esfuerzo cortante con la ecuación 2.53 y el esfuerzo de flexión con la ecuación 2.54, al ser un estado plano de esfuerzos se determina el esfuerzo equivalente con la ecuación 2.55. El esfuerzo equivalente ( $\sigma_{eq}$ ) en el empotramiento es de 3,02 MPa que es menor que el esfuerzo admisible ( $\sigma_{ADM} = 126$ ). Por lo que el elemento no falla.

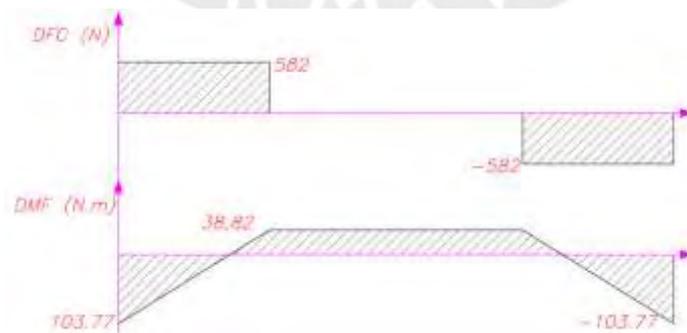


Figura 2.27 Diagrama fuerza cortante y momento flector del elemento 4

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{582}{1500} = 0,388 \text{ MPa} \quad \dots(2.53)$$

$$\sigma_{fl} = \frac{M_f * C}{I_x} = \frac{103,77 * 10^3 * 40}{1\ 412\ 500} = 2,94\ MPa \quad \dots(2.54)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau_c^2} = \sqrt{2,95^2 + 3 * 0,388^2} = 3,02\ MPa \quad \dots(2.55)$$

$$\sigma_{eq} < \sigma_{ADM} = 3,02\ MPa < 126\ MPa \quad \dots(2.56)$$

### ➤ Verificación por estabilidad

Para las columnas 11, 12, 13 y 14, se tiene que verificar si fallan por pérdida de estabilidad, en este caso se van a analizar el pandeo en estas columnas sometidas a una fuerza de compresión. En ese sentido, se utilizará el método de Johnson, el cual se encuentra normalizado por la AISC (American Institute of Steel and Construction). A continuación, se muestran las expresiones para el cálculo por pandeo según el método Johnson (Rodríguez, 2008). El método Johnson consiste en dos rangos de falla por pandeo, el primero según Johnson y el segundo según Euler. Una vez que se define la curva, se determina el esfuerzo admisible y se compara con el esfuerzo normal de compresión.

Falla por pandeo según Johnson:

$$\sigma_{ADM} = \frac{\sigma_f - K * \lambda^2}{FS}; \lambda < \lambda_{JE} \quad \dots(2.57)$$

Falla por pandeo según Euler:

$$\sigma_{ADM} = \frac{\pi^2 * E}{FS * \lambda^2}; \lambda \geq \lambda_{JE} \quad \dots(2.58)$$

Se tiene que cumplir:

$$\frac{F_{CO}}{A_{per}} \leq \sigma_{ADM} \quad \dots(2.59)$$

Donde:

$$K = \frac{\sigma_f^2}{4 * \pi^2 * E} \quad \dots(2.60)$$

$$\lambda_{JE} = \sqrt{\frac{2 * \pi^2 * E}{\sigma_f}} \quad \dots(2.61)$$

$$\lambda = \frac{L_p}{i} \quad \dots(2.62)$$

Donde:

$\sigma_{ADM}$  : Esfuerzo admisible (MPa)

$\sigma_f$	: Esfuerzo de fluencia (MPa)
$K$	: Factor de Johnson
$\lambda$	: Grado de esbeltez
$FS$	: Factor de Seguridad (FS=10)
$\lambda_{JE}$	: Grado de esbeltez Johnson - Euler
$E$	: Módulo de elasticidad (MPa)
$L_p$	: Longitud de pandeo (mm) ( $L_p = 0,7 * L$ )
$i$	: Radio de giro (mm)
$F_{CO}$	: Fuerza de compresión (N)
$A_{per}$	: Área transversal del perfil (mm <sup>2</sup> )

En este caso se va considerar que las columnas tienen un lado empotrado y el otro articulado como se puede observar en la Figura 2.28, este tipo de sistema tiene una longitud efectiva de pandeo del 70% de la longitud real del elemento. Además, se va usar, un factor de seguridad de pandeo de 10 para estar en un rango de seguridad elevado.

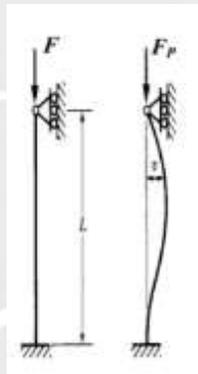


Figura 2.28 Barra con un extremo empotrado y el otro articulado.

Nota: Tomado de Resistencia de materiales 2 por Rodriguez, 2008

En la Tabla 2.25 se muestran los resultados de cálculo de pandeo como se observa, ningún elemento falla por pandeo. En conclusión, la estructura no falla por estabilidad.

Tabla 2.25  
Resultados del cálculo por pandeo de la estructura soporte

Columna	Fc (N)	Fc/A (MPa)	L (mm)	$L_p$ (mm)	$\lambda$	$\lambda_{JE}$	Curva	$\sigma_{ADM}$ (MPa)
9	2509	1,673	2820	1974	64,30	114,71	Johnson	24,55
10	2509	1,673	2820	1974	64,30	114,71	Johnson	24,55
11	1560	1,040	2820	1974	64,30	114,71	Johnson	24,55
12	1560	1,040	2820	1974	64,30	114,71	Johnson	24,55
13	1560	1,040	2820	1974	64,30	114,71	Johnson	24,55
14	1560	1,040	2820	1974	64,30	114,71	Johnson	24,55

Nota: La designación de las columnas se puede observar en la 2.16

### ➤ Verificación por rigidez

Finalmente, se tiene que verificar que el sistema no falla por rigidez, con que las deflexiones en los elementos de la estructura no sean mayores a los límites permitidos. En ese sentido La norma NTP E.090 establece un rango que los elementos no deben tener flechas mayores de  $L/300$  a  $L/500$  de su longitud. A continuación, en la Figura 2.29 se muestran los elementos a analizar, donde la deflexión mayor es de 0,155 mm en los elementos 21 y 22. En la siguiente Tabla 2.26, se muestran los resultados de la verificación por rigidez, donde ningún elemento falla por rigidez, por lo que los perfiles estructurales seleccionados se mantienen

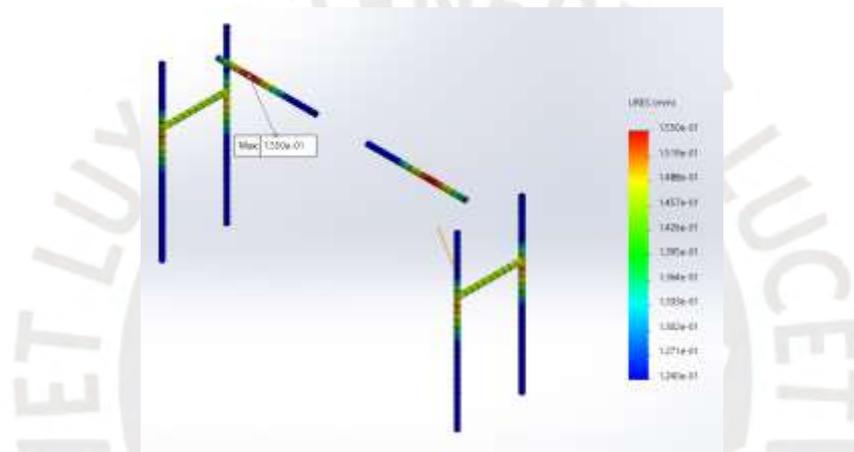


Figura 2.29 Elementos sometidos a las mayores deflexiones

Tabla 2.26  
Verificación de falla por rigidez en los elementos críticos.

Elemento	Longitud (mm)	Deflexión (mm)	Límite (mm)	Estado
21, 22	1 549	0,155	3,098	ok
20, 16	990	0,1457	1,98	ok
14,13,12,11	2 820	0,155	5,64	ok

Se ha verificado los tres tipos de fallas en un elemento estructura: resistencia, estabilidad y rigidez, dando como resultado que el diseño y los perfiles seleccionados no fallan. En ese sentido, se mantiene la selección del perfil y el diseño de la estructura.

## 2.6 Diseño Final

Finalmente, se presenta en las Figuras 2.30 y 2.31 el modelado del Túnel de enfriamiento para las uvas con una capacidad real de 543,16 kg/hr con una capacidad de refrigeración de 31,43 kW, con

dos evaporadores de 16 kW cada uno y dos ventiladores auxiliares tubulares helicoidales que manejan una caída de presión de 0,32 in. wc y un caudal de aire de  $39\,500\text{ m}^3/\text{hr}$  de aire y con un COP de 2,64. El Túnel maneja una temperatura de  $-15^\circ\text{C}$  y el proceso de enfriamiento dura 7 horas y 40 minutos con una masa total de 4132, 8 kg de uva por lote, desde la temperatura de post-cosecha de  $30^\circ\text{C}$  hasta  $-2^\circ\text{C}$ . Las dimensiones generales del Túnel son de 6 300 x 5 300 x 3 500 mm (largo x ancho x alto).

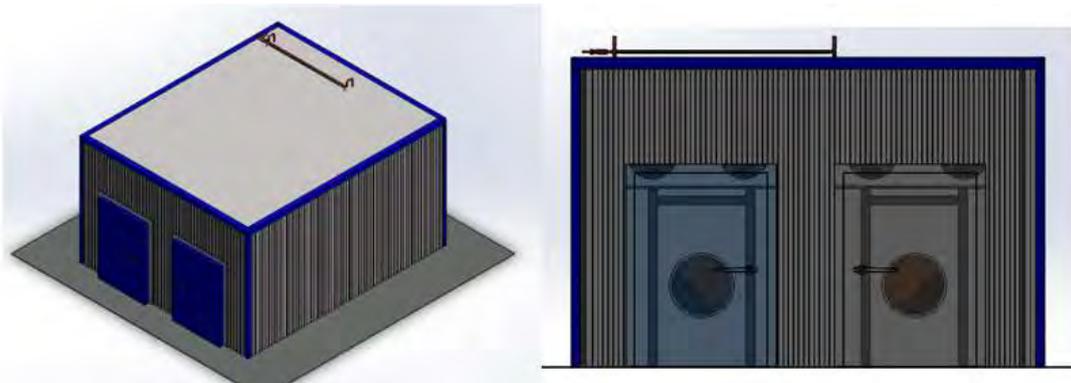


Figura 2.30 Túnel de congelación de uvas de mesa

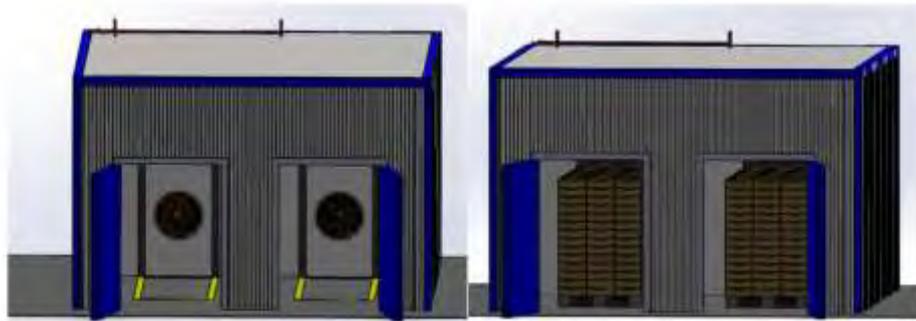


Figura 2.31 Túnel de congelación de uvas de mesa cargado

En la Figura 2.32 se muestra el ensamble de la unidad condensadora según el diagrama de principio mostrado en la Figura 2.18, la unidad condensadora opera con una temperatura de condensación de  $40^\circ\text{C}$  (18 bar), cuenta con un compresor semi-hermético recíprocante del fabricante Bitzer. Las tuberías son de cobre de Tipo L según ASTM B88, la línea de succión que regresa de los evaporadores hacia el compresor es de  $\varnothing 2\ 1/8''$ , luego la descarga del compresor se da con una tubería de  $\varnothing 1\ 1/8''$  hacia el condensador. Finalmente, de la línea de líquido (después del condensador) hacia los evaporadores maneja un diámetro de  $\varnothing 7/8''$ . Estos diámetros se han determinado en base a las

recomendaciones del *ASHRAE Refrigeration - Cap.1 :Halocarbons Refrigeraton Systems* considerando que la caída de presión no deben de generar una caída de temperatura por debajo  $1^{\circ}\text{C}$ , con las velocidades de adecuadas de entre 8 a 12 m/s en la línea de succión para lograr arrastrar el aceite hacia el compresor y en la línea de líquido con velocidades entre 0,5 a 1,5 m/s para evitar golpe de ariete en los accesorios y elementos del sistema de refrigeración (detalle de dimensionamiento de tuberías véase Anexo B.7). Finalmente, la unidad condensadora esta al nivel de piso, la distancia máxima entre el túnel la unidad condensadora no debe de ser mayor a 20 m para evitar una reducción de carga de enfriamiento por la caída de presión en la tubería.

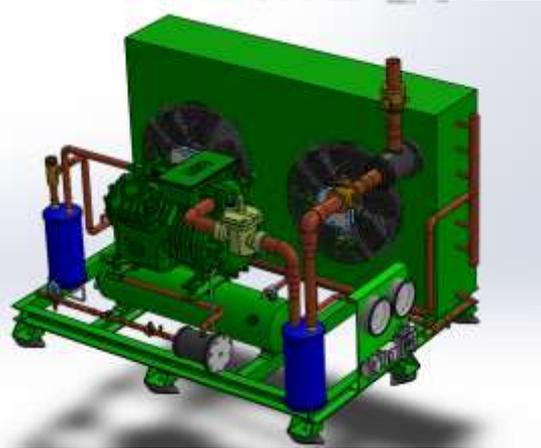


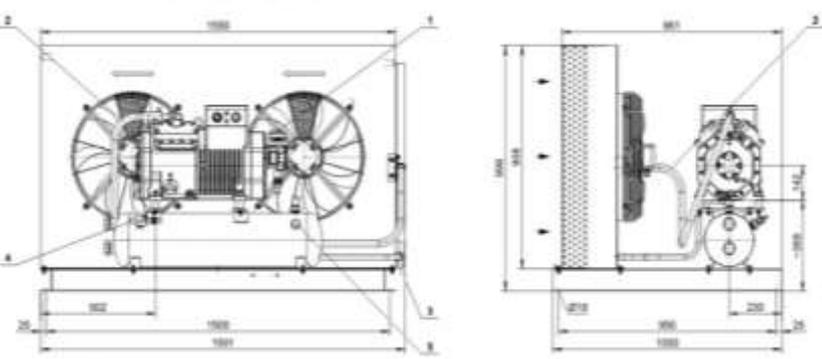
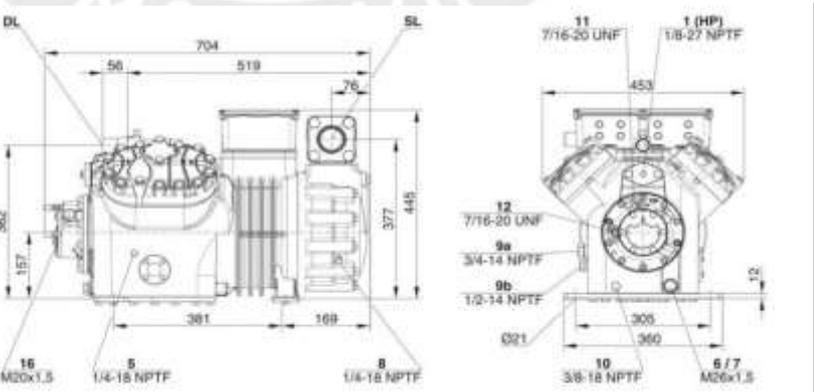
Figura 2.32 Unidad Condensadora del Túnel de congelación

### 3 CAPÍTULO 3: ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE COMPONENTES

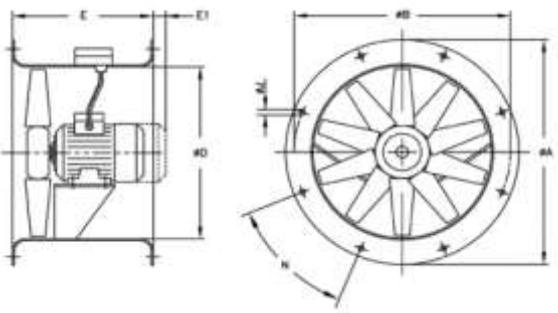
#### SELECCIONADOS

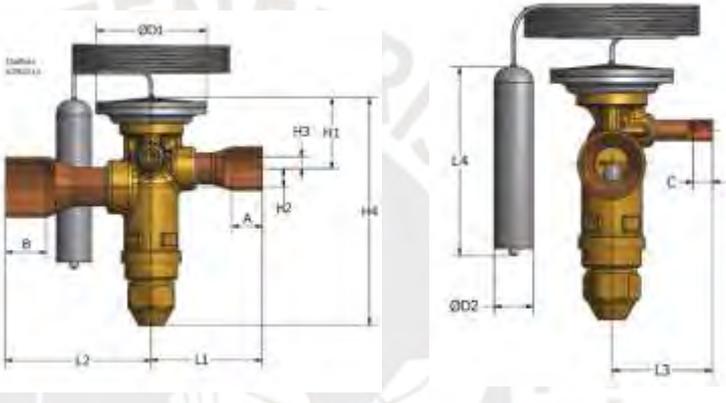
En el presente capítulo se muestra las especificaciones técnicas de los equipos y componentes seleccionados para el sistema de enfriamiento de uva de mesa.

#### 3.1 Componentes principales

Unidad condensadora Equipada con compresor semi hermético					
Fabricante	Bitzer				
Modelo	LH135E/4GE-23Y-40P				
Cantidad	1				
Potencia de refrigeración	31,4 kW				
Potencia absorbida	20,5 kW				
Nº ventiladores	2				
Potencia un ventilador	0.35 kW				
Caudal de Aire	10 400 m <sup>3</sup> /h	Separador aceite	(opcional)	Presostato alta y baja	(opcional)
RED	440-480V/60Hz	Check	(opcional)	Recipiente líquido	F302H
Compresor	4PES	Conexión aspiración	2 1/8"	Conexión líquido	7/8"
Peso	345 kg				
Compresor	Reciprocante Semi-hermético				
Fabricante	Bitzer				
Modelo	4GE-23Y-40P				
Cantidad	1				
Z/S/D	4/75/55				
Potencia de refrigeración	31,4 kW				
Protección mecánica	IP54				
Nº ventiladores	2				
Resistencia carter	140 W (opcional)				
Presion del aciete	MP54 (opcional)				

RED	440-480V/60Hz	Valvula servicio aceite	(opcional)	Control nivel aceite	(opcional)
Max.P B/A	19/32 bar	Conexión succión	2 1/8"	Conexión descarga	1 1/8"
Peso	192 kg				
Evaporador de alto perfil					
Fabricante	LUVE-CONTARDO				
Modelo	F50HC 1906 E10				
Cantidad	2				
Potencia de refrigeración	16,0 kW				
Caudal de Aire	19 570 m3/h				
Nº ventiladores	2				
Potencia ventiladores	0,37 kW				
Decibeles	62 dB				
Red	440V/60Hz/3	B	675 mm	C	-
De-frost	E1 7,8 kW	A	2 085 mm	H	875 mm
Protección Mecánica	IP54	Conexión entrada	1 1/8"	Conexión descarga	2 1/8"
Peso	155 kg	Espaciamiento	10 mm	Drain	1/4 "
Recibidor líquido					
Fabricante	Bitzer				
Modelo	F302 H				
Cantidad	1				
Volumen	30 L				
Refrigerante	R404A				
Carga máxima	28,8 kg				
Nº Visor de liquido	2				
Válvula alivio de presión	Si				
Conexión manómetro	Si	A	945 mm	C	293 mm
Conexión Ingreso	7/8"	D	216 mm	B	200 mm

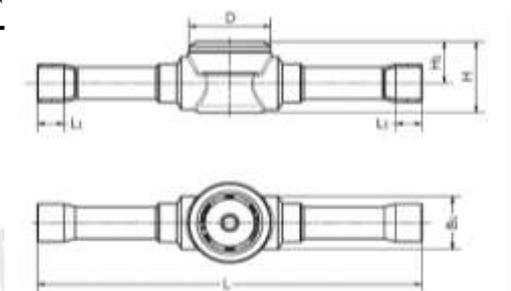
Ventilador Auxiliar - Tubo Axial					
Fabricante	Sodeca				
Modelo	HCT-63-3				
Cantidad	2				
Potencia	2,2 kW				
Caudal de Aire	20 000 m <sup>3</sup> /h				
Caída de presión	0.3 in.wc				
Protección Mecánica	IP54				
Decibeles	74 dB	Dimensiones			
Red	440V/60Hz/3	E	430 mm	B	690 mm
Peso	57 kg	D	640 mm	A	730 mm

Válvula de Expansión termostática con igualador externo-soldable					
Fabricante	Danfoss				
Modelo de válvula	TGE 10				
Cantidad	2				
Refrigerante	R404A				
Temperatura condensación	40°C				
Temperatura evaporación	- 20°C				
Carga de refrigeración	19,55 kW				
Nº Orificio	12.5	Dimensiones Principales			
Código de válvula	067N6154	Longitud de tubo capilar	1.5 m	H4	93 mm
MOP	15	L2/L1	45,5/45,5 mm	D1	45 mm
Conexión entrada	5/8"	Conexión salida	5/8"	Conexión igualadora	1/4"
Peso	0,37 kg				

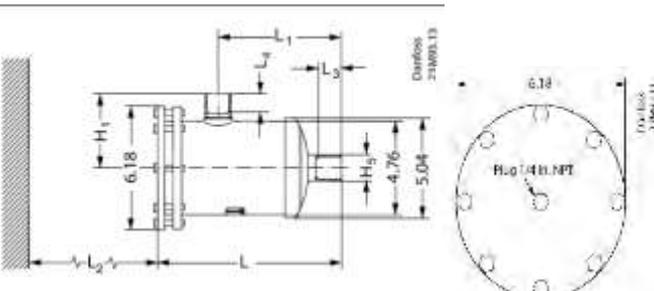
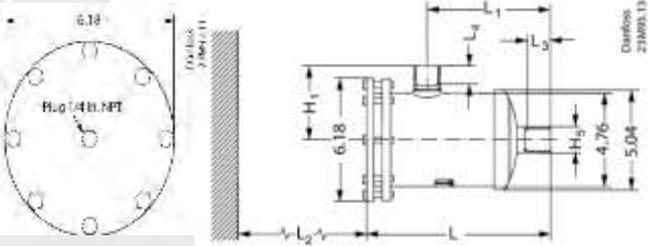
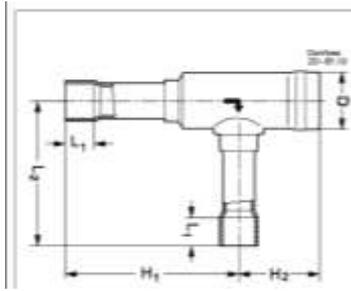
Válvula de Solenoide en línea de líquido-soldable					
Fabricante	Danfoss				

Bobina	c.a. 38 w	H1	19 mm	H2	89 mm
Codigo	032L7117	Conexión salida	7/8"	Conexión entrada	7/8"
Peso	0,7 kg	Red	220v/60 Hz		

### 3.2 Componentes secundarios

Visor líquido línea de líquido-Soldable ODF					
Fabricante	Danfoss				
Modelo de válvula	SGN 22s				
Cantidad	1				
Refrigerante	R404A				
Estado dry	< 25 ppm				
Estado wet	>100 ppm				
Indicador	Verde/dry Amarillo/wet				
Dimensiones Principales					
Código de válvula	014-0186	D	37 mm	B1	28 mm
Conexión entrada	7/8"	H	36 mm	L	173 mm
Conexión salida	7/8"				

Valvula Bola shutt off	
Fabricante	Danfoss
Modelo de válvula	GBC
Refrigerante	R404A
Línea de líquido	
Modelo	GBC 22s
Código	009L7055
Cantidad	2
Conexión	7/8"
Línea de Succión	
Modelo	GBC 54s
Código	009L7059
Cantidad	2
Conexión	2 1/8"

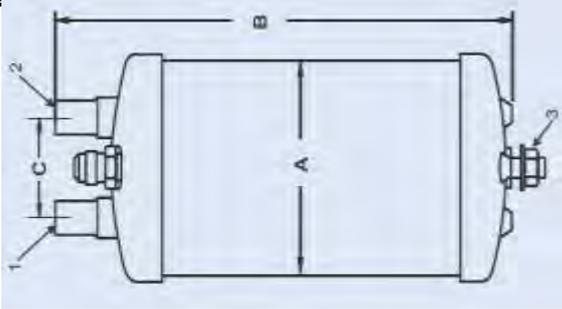
Filtro Deshidratador Intercambiable Línea líquido Soldado ODF -Cobre					
Fabricante	Danfoss				
Modelo Filtro	DCR 0487s				
Refrigerante	R404A				
Pmax trabajo	46 barg				
Capacidad secada	86 kg				
Código	023U7251				
Cantidad	1				
Conexión ingreso	7/8"	Dimensiones Principales	L2	6,69 in	
Conexión salida	7/8"	L	10,22 in	H5	0,98 in
Peso	5,2 kg	H1	4,44 in	L4	0,67 in
Núcleo	48-DM	L3	0,67 in	L1	7,06 in
Código	023U1319				
Filtro Deshidratador Intercambiable Línea succión Soldado ODF - Cobre					
Fabricante	Danfoss				
Modelo Filtro	DCR 04817s				
Refrigerante	R404A				
Pmax trabajo	46 barg				
Caída de presión	3,05 psig				
Código	023U7257				
Cantidad	1				
Conexión ingreso	2 1/8"	Dimensiones Principales	L2	6,69 in	
Conexión salida	2 1/8"	L	10,54 in	H5	2,28 in
Peso	5,2 kg	H1	4,91 in	L4	1,34 in
Núcleo	48-DA	L3	1,34 in	L1	7,38 in
Código	023U5380				
Valvula Retención de ángulo soldada ODF					
Fabricante	Danfoss				
Modelo de válvula	NRV 28s				
Cantidad	1				
Refrigerante	R404A				
caída de presión	0.04 bar				
Max.Presión	46 bar				
Código de válvula	020-1021				
Conexión entrada	1 1/8"	H1	141 mm	H2	67 mm

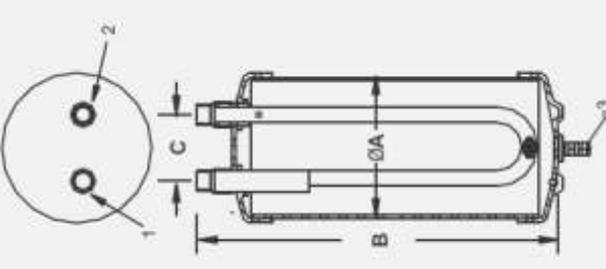
Conexión salida	1 1/8"	D	49 mm	12	123 mm
-----------------	--------	---	-------	----	--------

Valvula reguladora de presion en el condensador Soldada ODF					
Fabricante	Danfoss				
Modelo de válvula	KVR 22				
Cantidad	1				
Refrigerante	R404A				
Diferencia de presión	0.8 bar				
Offset	1.5 bar				
Código de válvula	034L0094				
Conexión entrada	7/8"	H1	179 mm	B1	64 mm
Conexión salida	7/8"	D	30 mm	H2	99 mm

Válvula reguladora de presión en el receptor líquido Soldada ODF					
Fabricante	Danfoss				
Modelo de válvula	NRD				
Cantidad	1				
Refrigerante	R404A				
Diferencia de presión	3 bar				
Offset	1,5 bar				
Código de válvula	020B1132				
Conexión entrada	1/2"	L	131 mm	D	22 mm
Conexión salida	1/2"	L1	10 mm		

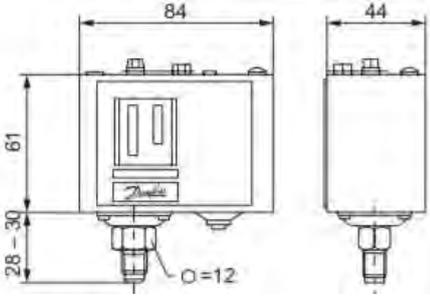
Válvula reguladora de presión succión					
Fabricante	Danfoss				
Modelo de válvula	ICS 50-54SD				
Cantidad	1				
Refrigerante	R404A				
Tipo	Pilotado servo accionada				
Nº Pilotos	1				
Código	027H5023				
Conexión entrada	2 1/8 in.	L	216 mm	H1	59 mm
Conexión salida	2 1/8 in.	H2	181 mm	H3	120 mm
Masa	9,2 kg				

Separador de aceite para la línea de descarga de gas			
Fabricante	Henry Technologies		
Codigo	S-5688		
Cantidad	1		
Refrigerante	R404A		
Conexión entrada/salida	1 1/8"		
A	6 in		
B	15,38 in		
C	3 in	3: 3/8 in - 16	Conexión para retorno de aceite
Peso	7,26 kg	1: Ingreso	2: Salida

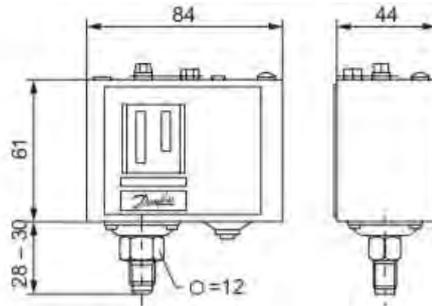
Acumulador de succión Línea de succión del compresor			
Fabricante	Henry Technologies		
Codigo	S-7065		
Cantidad	1		
Refrigerante	R404A		
Conexión entrada/salida	1 5/8"		
Capacidad	8 kg		
A	6 in		
B	24,75 in	Conexión para retorno de liquido	3: 3/8 in - 16
C	3 in	Peso	13,5 kg
		1: Ingreso	2: Salida

### 3.3 Componentes de control

Presostato de baja presión en la línea de succión del compresor-Roscado	
Fabricante	Danfoss
Modelo	KP1
Cantidad	1
Lado	Baja Presión
Refrigerante	R404A
Rearme	Auto.
Conexión	1/4"
Dif. Presión	0,7 a 4,0 bar
Rango. Reg.	-0,2 a -7,5 bar
Código	060-114166



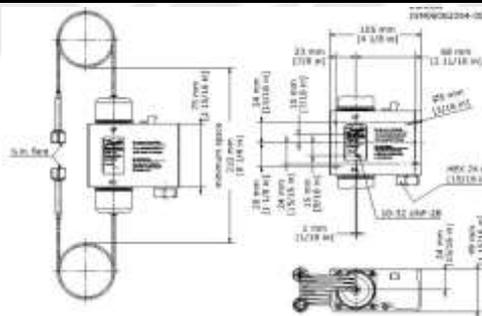
Presostato de alta presión en la línea de descarga del compresor-Roscado	
Fabricante	Danfoss
Modelo	KP5
Cantidad	1
Lado	Alta Presión
Refrigerante	R404A
Rearme	Auto.
Conexión	1/4"
Dif. Presión	8 a 32 bar
Rango. Reg.	1,8 a -6,0 bar
Codigo	060-114166



Termostato electrónico en el espacio refrigerado	
Fabricante	Danfoss
Modelo	ERC 214
Cantidad	1
Aplicación	Baja Temperatura
Salidas relé	4
Entradas	4
Deshielo	Eléctrico
Red	220V/60hz
Protección	IP65



Presostato diferencial de aceite en el compresor.	
Fabricante	Danfoss
Modelo	MP55
Cantidad	1
Refrigerante	R404A
Relay time	45 seg
Protección	IP 20
Codigo	060B205466
Peso	0,8 kg
Rango	4,5 a 0,3 barg



## 4 CAPÍTULO 4: COSTOS DEL PROYECTO

En este capítulo se presenta el costo total del proyecto; para esto es necesario realizar un metrado de materiales, accesorios y equipos. Además, se estima el costo de fabricación, instalación y de ingeniería del presente proyecto. A continuación, se mostrará el detalle del costeo desarrollado.

### 4.1 Costo de equipos principales

Para la cotización de los equipos se contactó con representantes locales. En esta sección se está considerando el costo total del producto sin IGV. Cabe mencionar que se está definiendo como equipos principales a los evaporadores, los ventiladores auxiliares, unidad condensadora, válvula solenoide y válvula termostática de expansión, el detalle se puede observar en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1  
*Detalle de costos de equipos principales*

Descripción del producto	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Costo Referencial
EVAPORADOR LUVE CONTARDO F50HC 1906 E10	u.	2	USD 4 200,00	USD 8 400,00
U. CONDENSADORA BITZER LH135E/4GE-23Y-40P	u.	1	USD 22 330,00	USD 22 330,00
VENTILADOR AUXILIAR SODECA HCT-63-3	u.	2	USD 1 050,00	USD 2 100,00
V. EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA TGE 10-16	u.	2	USD 170,24	USD 340,48
V. SOLENOIDE LÍQUIDO EVR 18	u.	1	USD 166,00	USD 166,00
<b>Total, sin IGV</b>				<b>USD 33 336, 48</b>

### 4.2 Costo de accesorios del sistema de refrigeración

Esta sección comprende diversos accesorios de operación y de seguridad para la correcta operación del sistema de refrigeración y del túnel de aire forzado. El cual está compuesto por válvulas, presostatos, termostatos, filtros, entre otros; en la Tabla 4.2 se muestra el costo de estos elementos sin IGV.

Tabla 4.2  
*Detalle de costos de accesorios del sistema de refrigeración*

Descripción del producto	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Costo Referencial
VISOR LÍQUIDO SGN 22s Ø 7/8"	u,	1	USD 32,00	USD 32,00
V, BOLA GBC 22s Ø 7/8"	u,	1	USD 73,40	USD 73,40
V, BOLA GBC 22s Ø 2 1/8"	u,	2	USD 154,80	USD 309,60
V, REG, DE PRESIÓN CONDENSADOR KVR/NRD 22 Ø 7/8"/Ø 1/2	u,	1	USD 327,00	USD 327,00

Tabla 4.3  
Detalle de costos de accesorios del sistema de refrigeración (continuación)

V, SOLENOIDE DE SUCCIÓN ICS 50-54SD Ø 2 1/8"	u,	1	USD 1 698,00	USD 1 698,00
V, RETENCIÓN DE ASPIRACIÓN NRV 28S Ø 1 1/8"	u,	1	USD 55,00	USD 55,00
FILTRO DESHIDRATADOR DE SUCCIÓN DCR 04817s Ø 2 1/8"	u,	1	USD 213,80	USD 213,80
FILTRO DESHIDRATADOR DE LÍQUIDO DCR 04817s Ø 7/8"	u,	1	USD 88,00	USD 88,00
SEPARADOR DE ACEITE S-5688 Ø 1 1/8	u,	1	USD 235,00	USD 235,00
ACUMULADOR DE SUCCIÓN S-7065	u,	1	USD 175,00	USD 175,00
PRESOSTATO DE BAJA KP1	u,	1	USD 46,70	USD 46,70
PRESOSTATO DE ALTA KP5	u,	1	USD 53,10	USD 53,10
PRESOSTATO DIFERENCIAL DE ACEITE MP55	u,	1	USD 255,90	USD 255,90
TERMOSTATO ELECTRONICO ERC214	u,	1	USD 80,00	USD 80,00
			<b>Total, sin IGV</b>	<b>USD 3 642,50</b>

### 4.3 Costo de tuberías y accesorios

El detalle del costo sin IGV se muestra en la Tabla 4.3, para este proyecto se contempló el uso de tuberías de cobre tipo L norma ASTM B88, se realizó un metrado de tuberías y accesorios con el plano recorrido de tuberías con identificación PL-04-A2-2021.

Tabla 4.4  
Detalle de costo de tuberías

Descripción del producto	Unidad	Cantidad	Precio Unt,	Precio Tot,
TUBERIA DE COBRE TIPO L Ø 5/8"	6 m	4	USD 46,00	USD 1,104,00
TUBERIA DE COBRE TIPO L Ø 7/8"	6 m	5	USD 73,49	USD 2 204,70
TUBERIA DE COBRE TIPO L Ø 1 5/8"	6 m	2	USD 108,23	USD 1 298,76
TUBERIA DE COBRE TIPO L Ø 2 1/8"	6 m	5	USD 344,70	USD 10 341,00
CODOS RADIO LARGO 90 DE COBRE 5/8"	u,	3	USD 25,00	USD 75,00
CODOS RADIO LARGO 90° DE COBRE 7/8"	u,	8	USD 35,00	USD 280,00
TEE DE COBRE 90° 5/8"	u,	1	USD 25,00	USD 25,00
CODOS RADIO LARGO DE COBRE 1 5/8"	u,	5	USD 50,00	USD 250,00
CODOS RADIO LARGO 90° DE COBRE 2 1/8"	u,	7	USD 65,00	USD 455,00
REDUCCIÓN DE COBRE Ø 7/8" a Ø 5/8" a	u,	2	USD 60,00	USD 120,00
REDUCCIÓN DE COBRE Ø 2 1/8" a Ø 1 5/8"	u,	2	USD 80,00	USD 160,00
AISLANTE ARMAFLEX e=1" DE 1 5/8"	2 m	6	USD 5,00	USD 30,00
AISLANTE ARMAFLEX e=1" DE 2 1/8"	2 m	15	USD 10,00	USD 150,00
BOTELLAS DE GAS REFRIGERANTE R404 A DE 10,9 kg	und	3	USD 120,00	USD 360,00
			<b>Total, sin IGV</b>	<b>USD 16 853,46</b>

#### 4.4 Costo del panel aislante y estructura soporte

El presente proyecto usará paneles de PUR autoportantes, el área total que se va necesitar será de 116 m<sup>2</sup>, considerando 5,0 USD/m<sup>2</sup> como costo de montaje de los paneles y el 20% del costo de los paneles en accesorios como remates y esquineros. Para el caso de las estructuras soportes para los evaporadores y ventiladores axiales se usará perfiles cuadrados 80 x 80 x 5 (ASTM A500) y perfiles tipo C 65 x 65 x 5 (ASTM A36).

Tabla 4.5  
*Detalle de costo de panel aislante y estructura soporte*

Descripción del producto	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Costo Referencial
PANEL AISALANTE PUR, e=120 mm	m <sup>2</sup>	116	USD 46,00	USD 5 336,00
ACCESORIOS (REMATES y ESQUINEROS)	lote	1	USD 1 067,20	USD 1 067,20
MONTAJE DE PANELES	m <sup>2</sup>	116	USD 5,00	USD 580
PUERTA PIVOTANTE e=120 mm	u,	2	USD 750,00	USD 1 500,00
PERFIL CUADRADO 80x80x5 mm	6 m	5	USD 165,80	USD 829,00
PERFIL C 65x50x5 mm	6 m	2	USD 120,00	USD 240,00
<b>Total, sin IGV</b>				<b>USD 9 552,20</b>

#### 4.5 Costo del sistema eléctrico

A continuación, en la Tabla 4.5 se detallan elementos como conductores los eléctricos, guardamotors termomagnéticos y relés para la conexión del tablero.

Tabla 4.6  
*Detalle de costo del sistema eléctrico*

Descripción del producto	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Costo Referencial
CONDUCTOR ELÉCTRICO PVC 2,5 mm <sup>2</sup>	100 m	1	USD 46,00	USD 46,00
CONDUCTOR ELÉCTRICO PVC 4,0 mm <sup>2</sup>	100 m	1	USD 51,00	USD 51,00
CONDUCTOR ELÉCTRICO PVC 16,0 mm <sup>2</sup>	100 m	1	USD 191,00	USD 191,00
CONDUCTOR ELÉCTRICO PVC 50,0 mm <sup>2</sup>	100 m	1	USD 350,00	USD 350,00
GUARDAMOTOR SCHNEIDER GV2ME08	u,	4	USD 60,00	USD 240,00
GUARDAMOTOR SCHNEIDER GV2RT14	u,	2	USD 70,00	USD 140,00
GUARDAMOTOR SCHNEIDER GV2ME10	u,	2	USD 75,00	USD 150,00
GUARDAMOTOR SCHNEIDER GV3P40	u,	1	USD 120,00	USD 120,00
RELÉ TÉRMICO ABB MS132-063	u,	1	USD 50,00	USD 50,00
SECCIONADOR ABB 630T63	u,	1	USD 150,00	USD 150,00
TUBERIA CONDUIT 3/4"	3 m	7	USD 8,00	USD 56,00
TABLERO ADOSADO	u,	1	USD 1 200,00	USD 1 200,00
<b>Total, sin IGV</b>				<b>USD 4 020,00</b>

#### 4.6 Costo de instalación y fabricación

A continuación, en la Tabla 4.6 se presenta el detalle del costo de instalación del sistema de refrigeración y fabricación de las estructuras soportes para los ventiladores auxiliares y los evaporadores.

Tabla 4.6  
*Detalle de costo de instalación de sistema de refrigeración*

Descripción del proceso	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Precio total
<b>INSTALACIÓN TUBERÍAS DE COBRE</b>				
COSTO DE TENDIDO DE TUBERÍA COBRE	m	96	USD 12,00	USD 1 152,00
COSTO DE HORA DE SOLDADURA DE TUBERÍA	Hora	40	USD 18,00	USD 720,00
COSTO DE HORA DE INSTALACIÓN AISLAMIENTO ARMAFLEX	m	42	USD 10,00	USD 420,00
<b>COSTO INSTALACIÓN DE TUBERÍAS COBRE SIN IGV</b>				<b>USD 2,292,00</b>
<b>MONTAJE DE EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN</b>				
COSTO MONTAJE DE EVAPORADORES	u,	2	USD 300,00	USD 600,00
COSTO MONTAJE DE UNIDAD CONDENSADORA	u,	1	USD 150,00	USD 150,00
<b>COSTO MONTAJE DE EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN SIN IGV</b>				<b>USD 750,00</b>
<b>INSTALACIÓN ELÉCTRICA</b>				
COSTO DE TENDIDO DE TUBERÍA CONDUIT	m	21	USD 10,00	USD 210,00
COSTO DE TENDIDO DE CABLES	m	84	USD 14,00	USD 1 176,00
<b>COSTO MONTAJE DE INSTALACIÓN ELÉCTRICA SIN IGV</b>				<b>USD 1,386,00</b>
<b>FABRICACIÓN DE ESTRUCTURAS SOPORTE</b>				
COSTO DE ARENADO DE ESTRUCTURA DE EVAPORADORES	kg	324	USD 4,00	USD 1,296,00
COSTO DE ARENADO DE ESTRUCTURA DE VENTILADORES	kg	52	USD 4,00	USD 208,00
COSTO DE PINTADO DE ESTRUCTURA DE EVAPORADORES	kg	324	USD 2,00	USD 648,00
COSTO DE PINTADO DE ESTRUCTURA DE VENTILADORES	kg	52	USD 2,00	USD 104,00
COSTO HORA POR PROCESO DE CORTE	Hora	48	USD 4,00	USD 192,00
COSTO HORA POR PROCESO DE SOLDADURA	Hora	72	USD 14,00	USD 1 008,00
<b>COSTO FABRICACIÓN DE ESTRUCTURA SOPORTE SIN IGV</b>				<b>USD 3 456,00</b>
<b>COSTO TOTAL POR INSTALACIÓN DE SISTEMA DE REFRIGERACIÓN</b>				<b>USD 7 884,00</b>

#### 4.7 Costo total del sistema de refrigeración

Finalmente, en la Tabla 4.7 se presenta un resumen de todos los costos presentados anteriormente y se añaden costos de ingeniería considerando que el costo por hora para elaboración de ingeniería es de USD 35,00 la cual tiene un periodo de 180 horas. La puesta en marcha será

ejecutada por el diseñador del sistema el cual tiene un costo por hora de USD 30,00 y un operador que tiene un costo por hora de USD 15,00, se estima que la puesta en marcha y monitoreo del sistema de refrigeración se realizará en 10 días considerado una jornada de 8 horas. EL costo total del proyecto es de USD 101 083.67.

Tabla 4.7  
*Detalle del costo total del proyecto*

Descripción del producto	Costo Referencial
COSTO DE EQUIPOS PRINCIPALES	USD 33 336,48
COSTO DE ACCESORIOS DEL SISTEMA REFRIGERACIÓN	USD 3 642,50
COSTO DE TUBERIAS Y ACCESORIOS	USD 16 853,46
COSTO PANEL AISLANTE Y ESTRUCTURA SOPORTE	USD 10 027,20
COSTO DEL SISTEMA ELECTRICO	USD 4 020,00
COSTO DE INSTALACIÓN DE SISTEM DE REFRIGERACIÓN	USD 7 884,00
COSTO DE INGENIRÍA DE DISEÑO	USD 6 300,00
COSTO PUESTA EN MARCHA	USD 3 600,00
	<b>Total, sin IGV</b> USD 85 663,64
	<b>IGV</b> USD 15 319,46
	<b>TOTAL</b> USD 101 083,57

## CONCLUSIONES

1. El presente proyecto tuvo como resultado el diseño de un sistema de enfriamiento por aire forzado para la uva de mesa del Perú con una capacidad de 543,16 kg/h; la cual cumple con la

capacidad nominal inicialmente planteada de 510 kg/hr. Las dimensiones de este sistema de tipo túnel estático de aire forzado son de 6 300 x 5 300 x 3 500 mm (largo x ancho x alto). cuya capacidad de refrigeración máxima es de 31,43 kW con un tiempo de congelación de 7,61 h. El costo total para desarrollar el proyecto es de USD 101 083,57.

2. El método de enfriamiento para llevar a la uva desde la temperatura de cosecha 30°C hasta el -2°C es el de túnel estático de aire forzado, este se seleccionó como concepto de solución óptimo. El túnel estático de aire forzado enfría la uva por convección forzada utilizando evaporadores de alto perfil, manejando grandes caudales de aire y utilizando ventiladores tubo axiales auxiliares para forzar el paso del aire frío por las uvas.

3. El tiempo de enfriamiento para la uva de mesa es de 7,61 horas (456,5 minutos) para reducir la temperatura desde una temperatura post-cosecha de 30°C hasta una temperatura de conservación para exportación de -2°C en su centro térmico, considerando una temperatura del aire de -15°C.

4. La carga de refrigeración máxima del sistema de enfriamiento es 31,43 kW – 100% esta carga está compuesta por: principalmente la carga del producto 27,46 kW – 87,45%; la carga por transmisión 0,923 kW – 2,93%; la carga interna que está conformada por el material de empaque como las bolsas de polietileno, cajas de cartón corrugado y palletes 0,64 kW – 2,05% y la carga de equipos como motores y sistema de descongelamiento 2,35 kW – 7,49%

5. El refrigerante seleccionado es el R404a, el cual es un refrigerante zeotrópico, usado para aplicaciones comerciales de baja y media temperatura. Este tiene un valor de ODP de cero por lo que no representa un peligro de destrucción potencial a la capa de ozono. De los tres refrigerantes analizados presenta las mejores prestaciones al usar un compresor más pequeño por tener una relación de compresión menor y tener un buen COP a bajas temperaturas de evaporación.

6. Los equipos seleccionados para el sistema de enfriamiento de tipo túnel de aire forzado se pueden dividir de la siguiente manera: equipos principales (evaporadores, ventiladores axiales, unidad condensadora, válvula termostática y válvula solenoide); equipos secundarios o de operación

del sistema de refrigeración (válvulas Check, bola, filtros, reguladores de presión, solenoides, recipientes líquidos, separador de aceite y visor líquido); sistema eléctrico y de maniobra (conductores eléctricos, relés, contactores, guardamotores, seccionadores y elementos de maniobra). Además, en el presente proyecto se diseñaron la estructura soporte de los evaporadores y la estructura soporte de los ventiladores.

7. El sistema de enfriamiento para uvas de mesa presenta los siguientes parámetros de operación temperatura de evaporación del refrigerante es de  $-20^{\circ}\text{C}$  y la temperatura de condensación del refrigerante es de  $40^{\circ}\text{C}$ . Dentro del túnel se tiene una temperatura de salida del aire en  $-15^{\circ}\text{C}$  con una humedad relativa de 85%. Este diseño considera una temperatura de ingreso de la uva a  $30^{\circ}\text{C}$  y una temperatura de salida de  $-2^{\circ}\text{C}$  en el centro térmico. Los ventiladores recirculan un caudal de aire de  $39\,500\text{ m}^3/\text{s}$ , la velocidad a la salida del evaporador es de 3 m/s. Adicionalmente, cada ventilador auxiliar esta preparado para soportar una caída de presión de 0,32 in.wc. Por último, la carga de refrigeración es de 32 kW para enfriar 4132,8 kg de uva desde una temperatura de  $30^{\circ}\text{C}$  a  $-2^{\circ}\text{C}$  en un tiempo de 7,61 horas. El coeficiente de performance de sistema de refrigeración es de 2,64.

## BIBLIOGRAFÍA

Agro Retail. (s.f.). Empaques. Disponible el 04 de septiembre del 2020. Recuperado de

<http://agroretail.com.pe/empaques.html>

Allen K., Von Backstrom T., Kroger D., (2013). Packed bed Pressure drop dependence on particle shape, size, distribution, packing arrangement and roughness. Recuperado de  [<doi.org/10.1016/j.powtec.2013.06.022 >](https://doi.org/10.1016/j.powtec.2013.06.022)

ASHRAE (2016). Compresors (Capítulo 38). *AHSRAE Handbook HVAC*. (pp.38.1 -38.40) Atlanta, USA

ASHRAE (2016). Condensers (Capítulo 39). *AHSRAE Handbook HVAC*. (pp.39.1 -39.20) Atlanta, USA

ASHRAE (2017). Heat, Air and Moisture in Bulding Assemblies-Material Properties (Capítulo 26). *AHSRAE Handbook Fundamentals*. (pp.26.1-26.23) Atlanta, USA.

ASHRAE (2017). Refrigerants (Capítulo 29). *AHSRAE Handbook Fundamentals*. (pp.29.1-29.12) Atlanta, USA.

ASHRAE (2018). Refrigerants Control Devices (Capítulo 11). *AHSRAE Handbook Refrigeration*. (pp.11.1-11.34) Atlanta, USA.

ASHRAE (2018). Forced Circulation Air Coolers (Capítulo 14). *AHSRAE Handbook Refrigeration*. (pp.14.1 -14.6) Atlanta, USA.

ASHRAE (2018). Thermal Properties of food (Capítulo 19). *AHSRAE Handbook Refrigeration*. (pp.19.1-19.28) Atlanta, USA.

ASHRAE (2018). Cooling and Freezing Times of Foods (Capítulo 20). *AHSRAE Handbook Refrigeration*. (pp.20.1-20.16) Atlanta, USA.

ASHRAE (2018). Commodity Storage Requierements (Capítulo 21). *AHSRAE Handbook Refrigeration*. (pp.21.1-21.13) Atlanta, USA

ASHRAE (2018). Refrigerated Facility Design (Capítulo 23). *AHSRAE Handbook Refrigeration*. (pp.23.1-23.17) Atlanta, USA.

ASHRAE (2018). Refrigerated Facility Loads (Capítulo 24). *AHSRAE Handbook Refrigeration*.

(pp.24.1-24.10) Atlanta, USA

ASHRAE (2018). Methods of Precooling Fruit (Capítulo 28). Vegetables and Cut Flowers.

*AHSRAE Handbook Refrigeration*. (pp.28.1-28.13) Atlanta, USA.

ASHRAE (2018). Deciduous Tree and Vine Fruit (Capítulo 35). *AHSRAE Handbook*

*Refrigeration*. (pp.35.1 -35.14) Atlanta, USA.

CCanto P. (2018) Envases y embalajes para exportación de productos agrícolas [Diapositivas de powerpoint]. Promperú.

<<http://export.promperu.gob.pe/Miercoles/Portal/MME/descargar.aspx?archivo=14BD53D3-7A85-4016-B83E-B94C3BF02173.PDF>>

Cengel Y., Ghajar A. (2015) Transient Heat Conduction (Capítulo 4). *Heat and Mass Transfer*

*Fundamental Applications*. (5ta Edición) (pp.237-306) New York, USA: McGraw-Hill Education

Cengel Y., Ghajar A. (2015) External Forced Convection (Capítulo 7). *Heat and Mass Transfer*

*Fundamental Applications*. (5ta Edición) (pp.424-472) New York, USA: McGraw-Hill Education

Crisosto C. (2002). Central Valley PostHarvest Newsletter. *Cooperative Extension University of*

*California*. Septiembre Vol .11, N°03. < <https://ucanr.edu/sites/kac/files/123684.pdf> >

Danfoss (2004). Automatización de instalaciones de refrigeración comerciales. Refrigeration and air conditioning.

Danfoss (2014). Industrial Refrigeration Ammonia & CO<sub>2</sub> Applications. Refrigeration and air conditioning.

Del Perú Sur. (s.f.). Uva Red Globe. Disponible 04 de septiembre del 2020. Recuperado de

<<http://delsurperu.com/productos/uva>>

- Dieter H., Stephan K. (2011) Heat conduction and mass diffusion (Capítulo 2). *Heat and Mass Transfer*. (3ra Edición) (pp.107-273): Springer
- Elsanari A., Fenton D., Callahan C. (2019). Precooling (Capítulo 6). *Post Harvest Technology of Perishable Horticultural Commodities*. (pp. 169-207). < [doi.org/10.1016/B978-0-12-813276-0.00006-7](https://doi.org/10.1016/B978-0-12-813276-0.00006-7)>
- Emerson Climate Technologies (2013). Indicadores de líquido - humedad (Capítulo 3). *Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado*. (pp.26-30)
- Emerson Climate Technologies (2013). Separadores de aceite (Capítulo 4). *Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado*. (pp.31-47)
- Emerson Climate Technologies (2013). Acumuladores de succión (Capítulo 5). *Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado*. (pp.48-53)
- Emerson Climate Technologies (2013). Válvulas de solenoide (Capítulo 7). *Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado*. (pp.82-95)
- FCE Export S.A.C. (s.f.) Unitarización de la carga. Disponible el 04 de septiembre del 2020. Recuperado de < <http://fceexport.nl/es/grapes.html>>
- Fraser H (2014). Forced air Cooling Systems for Fresh Ontario Fruits and Vegetables. Ministry of Agriculture, Food and Rural Affairs. < [doi.org/10.1016/0260-8774\(94\)00049-F](https://doi.org/10.1016/0260-8774(94)00049-F) >
- Fraser H. (s.f.) Tunnel Forced – Air Coolers. *Canada Plan Service*.
- Hibbeler R.C. (2017) Deflection of beams and shafts (Capítulo 12). *Mechanics of Materials*. (10ma Edición) (pp.595-681).
- Hundy G., Trott A., Welch T. (2008) Refrigerants (Capítulo 3). *Refrigeration and Air Conditioning*. (4ta Edición) (pp.30-40). Butterworth-Heinemann
- Hundy G., Trott A., Welch T. (2008) Compressors (Capítulo 4). *Refrigeration and Air Conditioning*. (4ta Edición) (pp.41-65). Butterworth-Heinemann

- Hundy G., Trott A., Welch T. (2008) Evaporators (Capítulo 7). *Refrigeration and Air Conditioning*. (4ta Edición) (pp.91-102). Butterworth-Heinemann
- Kayode A., (2007). Fluid Flow (Capítulo 4). Ludwig's Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants. (pp.133-302)
- Pacheco M., (2021). Determinación de parámetros de conservación para la uva de mesa.
- Plastic2go (s.f.). Medium Duty ISO Plastic Pallet P2G750. Disponible el 04 de septiembre del 2020. Recuperado de < <https://www.plastic2go.com.au/products/plastic-pallets-new/iso-1200x1000-pallet/heavy-duty-iso-pallet/p2g750/>>
- Rodriguez J. (2008). Teorías de falla (Capítulo 1). *Resistencia de Materiales 2*. Material de Curso (pp. 1-1 , 1-28)
- Rodriguez J. (2008). Pandeo (Capítulo 6). *Resistencia de Materiales 2*. Material de Curso (pp. 6-1 , 6-33)
- Stanfield C., Skaves D., (2013). Refrigeration Systems and Components (Capítulo 3). (pp.137-160) Fundamentals of HVACR (2da Edición). Air Conditioning Heating and Refrigeration Insitute: Pearson
- Uvas Red Globe. (2013) Unitarización de la carga. Disponible el 04 de septiembre del 2020. Recuperado de < <http://uvasredglobe2013.blogspot.com/2013/05/unitarizacion-de-la-carga.html>

## ANEXO A.1: METODOLOGÍA DE DISEÑO

El presente Anexo, Tiene como finalidad mostrar el proceso de conceptualización y abstracción del diseño del congelador de uvas mediante la metodología de diseño VDI 2221.

### ➤ Lista de Exigencias:

A continuación, se presentará la lista de exigencias y deseos a cumplir para el diseño adecuado del congelador de uva.

<b>Lista de exigencias</b>		Pagina	1 de 1
Pontificia Universidad Católica del Perú		Edición	Rev.1
Facultad de Ciencias e Ingeniería		Fecha	8/10/2022
<b>Proyecto:</b>	<b>DISEÑO DE SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE PARA UVA DE MESA CON CAPACIDAD NOMINAL DE 510 kg/h</b>		
<b>Autor:</b>	<b>Marco Augusto, Pacheco Callirgos</b>		
Características	Deseo o Exigencia	Descripción	
Función principal	E	Enfriar uvas de mesa ( <i>Vitis vinifera L.</i> ) hasta una temperatura de -2°C, en el formato de exportación según <b>CODEX STAN 255-2007</b> , para una capacidad de 510 kg/hr	
Materia Prima	E	Las uvas deben de cumplir los requerimientos de <b>NTP 011.012.2005 y CODEX STAN 255-2007</b> , donde se indican los parámetros de cosecha adecuados para las uvas de mesa. La materia debe estar a una temperatura ambiente de hasta 30°C al ingreso como máximo.	
Materia Prima	E	Las uvas se enfriarán en los empaques de envío para su exportación, en cajas de envío de cartón corrugado de dimensión 400x500x120 mm y en pallets de 1200x1000 m.	
Fuerzas	E	El equipo debe ser rígido, estable deberá soportar los esfuerzos y las deformaciones por la propia operación de los equipos instalados.	
Seguridad	E	El diseño garantizará que el equipo no presente un peligro para las personas y medio ambiente, con la correcta selección de componentes (refrigerantes, materiales, seguridad eléctrica, estabilidad de estructuras, y seguridad de operación).	
Energía	E	Los equipos y refrigerante serán seleccionados de acuerdo a un balance costo/beneficio teniendo en cuenta aspectos de seguridad, cuidado ambiental, eficiencia energética y disponibilidad.	
Ergonomía	E	La altura máxima del paletizado de producto deberá ser menor 1 900 mm para evitar riesgos de volcadura de producto.	
Señales	E	El equipo contará con señales de inicio, fin de proceso, paradas de emergencia; se contará de indicadores locales y remotos.	
Fabricación	E	Los componentes mecánicos del sistema deberán fabricarse en talleres mecánicos locales y los materiales serán de fácil adquisición en el medio local.	
Mantenimiento	E	El diseño estará orientado a facilitar las actividades mantenimiento de los equipos o recambios de accesorios.	

Montaje	E	El sistema debe de ser fácil montaje, que sea adaptable a plantas de procesamiento de uva o a centros de acopio de uva, las cuales se ubican en zonas cercanas a los campos de cosecha.
Uso	E	Las condiciones de uso del equipo se deberán limitar a condiciones de altitud por debajo de 500 m.s.n.m y temperaturas de exterior no mayores a 35°C.

### ➤ Estructura de Funciones

#### • Caja Negra

Es muy común, que para el diseño se trae consigo ideas fijas, llegan a bloquear a diversas soluciones que pueden existir para diversos problemas. El proceso de abstracción, permite abarcar una mayor cantidad de soluciones, dividiendo los procesos del diseño y abarcándolos de manera independiente. En esta sección se realizará el proceso de abstracción para el diseño de un equipo de congelación para uvas de mesa de capacidad 510 kg/hr. A continuación, se muestra la caja negra del sistema de enfriamiento para uvas de mesa y una descripción de los Inputs y Outputs de a Caja Negra.

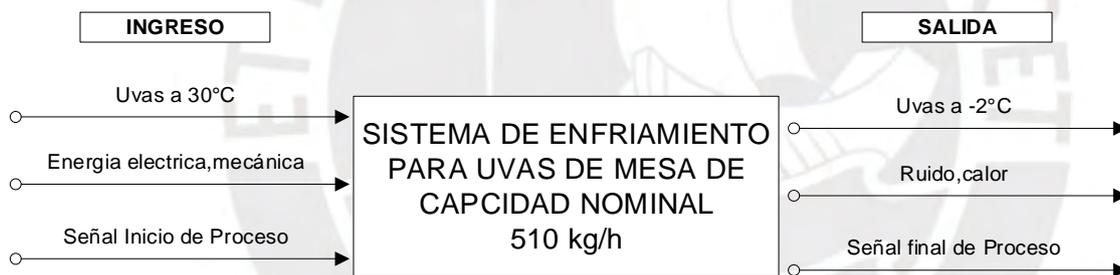


Figura A.1- 1 Caja negra de congelador de uva

#### Inputs:

- Materia:
  - Uvas maduras según NTP 011.012.2005 / CODEX 255-2007 que ingresan al proceso a una temperatura ambiente de cosecha de hasta 30°C.
  - Las uvas pueden estar empaquetadas o sueltas con requerimientos de exportación.
- Energía
  - Energía eléctrica: se suministrará energía al tablero del equipo para accionar los diversos componentes
  - Energía mecánica: energía cinética o potencial de los elementos de maquina o fluidos.
- Señal
  - Visual o automática: El equipo está en operación y de las diversas fases de operación.
  - Sonora: El equipo esta energizado y funciona de manera adecuada.

#### Outputs:

- Materia:
  - Uvas maduras enfriadas a  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$  Lista para el almacén refrigerado o para enviar directamente al país destino.
- Energía
  - Ruido: Debido a los componentes móviles del equipo.
  - Vibraciones: Efecto del movimiento de los equipos, que se trasfiere a través de la estructura soporte.
  - Energía Térmica: Energía por fricción de componentes móviles o intercambio de calor de los equipos hacia el medio ambiente. Energía de transferencia entre el medio frío y un medio caliente para extraer el calor de producto.
- Señal
  - Sonora o visual: A través de una alarma o el encendido de una luz que indique el fin del proceso
  - Visual: las uvas enfriadas salen del equipo.

- **Secuencia de operaciones**

La secuencia de operaciones nos va ayudar a establecer una lógica de operación o maniobra de le equipo en el proceso de congelación de uva de mesa. A continuación, se va describir la secuencia de operaciones.

I. Preparación

- a) Revisar el espacio refrigerado que se encuentre en óptimas condiciones de limpieza.
- b) Revisar los equipos no presenten señales de deterioro o de falla.
- c) Preparación para empezar la dosificación de la uva de mesa

II. Ejecución

- a) Encender el equipo y esperar hasta que llegue al equilibrio con el espacio refrigerado.
- b) Ingresar la materia prima alrededor de 4 132 kg de uvas de mesa (*Vitis Vinifera L.*)  $30^{\circ}\text{C}$  a  $25^{\circ}\text{C}$ .
- c) Congelar la uva hasta una temperatura de  $-2^{\circ}\text{C}$  en el centro térmico.
- d) Verificar si las uvas se han enfriado de manera adecuada.
- e) Apagar el equipo cuando el proceso haya finalizado.

III. Control

- a) Verificar la cantidad de flujo de masa que entra al equipo.
- b) Controlar la temperatura de la cámara.
- c) Controlar el tiempo de congelación.
- d) Controlar la humedad relativa del espacio refrigerado.
- e) Controlar las presiones de evaporación y condensación
- f) Verificar el producto no presente daños por sobre enfriarse.
- g) Controlar las posibles señales de falla del equipo
- h) Controlar las paradas de emergencia

- i) Verificar los equipos estén funcionando de manera adecuada durante el proceso.
- j) Control del proceso de inicio a fin

#### IV. Fase Final

- a) Transportar las uvas congeladas hacia otro proceso.
- b) Revisar si los equipos presentan daños o deterioro.
- c) Limpiar el equipo de congelación
- d) Reiniciar la secuencia de operación

- **Lista de funciones**

En esta sección se establece las funciones que se van a establecer las funciones que se van a tener que seguir para cumplir con la secuencia de operación y con el proceso de congelación de la uva. Este es un paso previo para la propuesta de una estructura de funciones óptima del equipo de congelación de uva de mesa. A continuación, se describe la lista de funciones.

- Funciones Acción

- Organizar: Se debe de organizar la materia prima para el ingreso al congelador.
- Dosificar: Dosificar la materia prima al congelador
- Enfriar: Primero se enfría la uva hasta el punto inicial de congelamiento
- Congelar: Después de pasar el punto inicial de congelamiento se sub-enfría.
- Trasladar: La uva se traslada al siguiente proceso.

- Funciones Control

- Control de Temperatura de cámara: Es importante que la temperatura de la cámara se mantenga constante para una congelación uniforme, evitar daños por congelación inadecuada. Esto se logra manteniendo constante la presión de evaporación.
- Control de humedad Relativa: La cámara debe mantener una humedad relativa entre 80 a 90% HR, una humedad relativa muy por debajo de este rango causaría una pérdida excesiva de agua en la uva afectando la calidad del producto final.
- Control de velocidad de aire: Una velocidad por encima de los 3.5 m/s de aire afectaría la calidad de uva por la pérdida de agua y daños en su piel de rajaduras por alta velocidad de aire.
- Control de Caudal de aire: Es importante mantener un caudal de aire adecuado para la cantidad de producto a enfriar, menos caudal causaría un enfriamiento ineficiente y un exceso del caudal causaría

- **Estructura de funciones**

Este diagrama nos va permitir relacionar las diversas operaciones en la secuencia. Nos va a permitir ver las interacciones de señales y de control que tienen que haber entre las diversas etapas del proceso de congelación de la uva.

**ESTRUCTURA DE FUNCIONES: SISTEMA DE ENFRIAMIENTO  
PARA UVAS DE MESA CON CAPACIDAD NOMINAL DE 510 kg/hr**

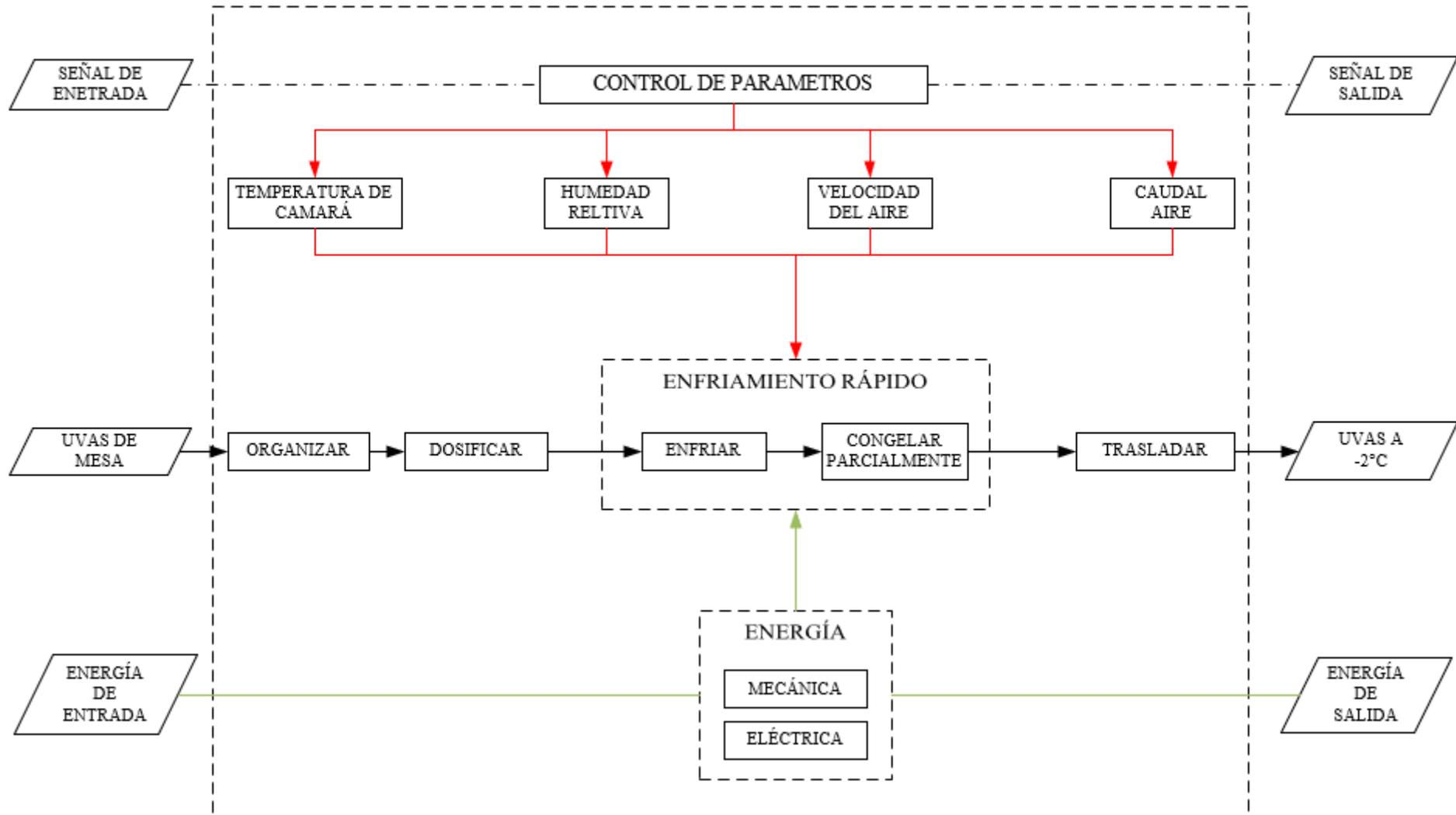
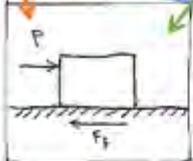
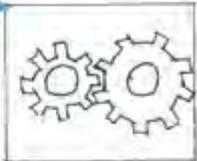
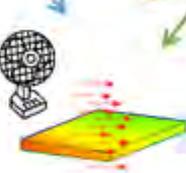
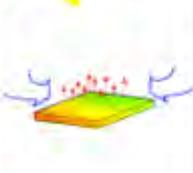
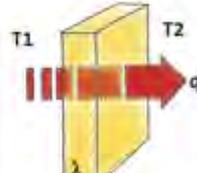
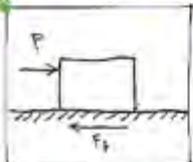
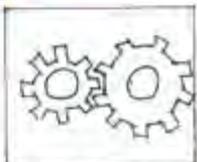


Figura A.1- 2 Estructura de funciones optima

- **Matriz Morfológica**

Con las funciones del congelador se puede representar diversos principios que cumplan con lo establecido, permitiendo armar un sinfín de soluciones para el congelador. A continuación, se presenta la matriz y sus respectivas soluciones.

Función Principal	Función Parcial	OPERACIONES				
		Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3		
ALIMENTAR AL EQUIPO	RECEPCIONAR					
		Enpaquetado	Sin empaquetar (en jabas)	Producto suelto		
	DOSIFICAR					
		Manual	Fricción	Mecánico-hidráulico		
ENFRIAR Y CONGELAR	TIPO DE PROCESO	SE DA POR LOTES POR UN DETERMINADO TIEMPO	SE DA DE MANERA CONTINUA EN EL TIEMPO NO ES ESTÁTICO			
		Batch	Continuo			
	ENFRIAR Y CONGELAR					
		Convección forzado	Convección natural	Conducción		
TRANSPORTAR	TRASLADAR					
		Manual	Fricción	Mecánico-hidráulico		
			<b>SOLUCIÓN 4</b>	<b>SOLUCIÓN 3</b>	<b>SOLUCIÓN 2</b>	<b>SOLUCIÓN 1</b>

- **Descripción de los conceptos de solución.**

<b>Concepto Solución</b>	<b>Descripción</b>
1.	El sistema esquematizado en la Figura A.1-3, será alimentado con uvas a temperatura ambiente, estas ya empacadas en cajas de cartón de 400 x 500 mm, en arreglos sobre un pallet de 1 000 x 1 200 mm en configuraciones preparadas para entrar en contenedores de 6 m de longitud donde puedan albergar hasta 6 pallets. En la parte superior se ubican evaporadores de alto perfil con una velocidad de aire de 3 m/s, en cada hilera de pallets se ubicarán ventiladores auxiliares para para cubrir la caída de presión del aire al pasar por los empaques de la uva. Las paredes y techos serán con paneles de aislamiento de poliuretano. Los pallets serán retirados cuando el tiempo para enfriar las uvas hasta los -2°C haya concluido. Para ser trasladados a una cámara de conservación o directamente a los camiones de exportación
2	El sistema esquematizado en la Figura A.1-4, las uvas a temperatura ambiente serán alimentadas de manera individual sin empaques y sin tallos al túnel de continuo, a una faja transportadora lisa; que llevará las uvas dentro del espacio refrigerado. En la parte superior se ubicarán los evaporadores de alto perfil con una velocidad de aire de 6 m/s para un rápido enfriamiento de la uva suelta. Una segunda, banda transportadora direccionara las uvas fuera del espacio refrigerado. Después de esto las uvas tendrán que ser empacadas y almacenadas.
3	El sistema esquematizado en la Figura A.1-5, se alimenta a una faja con solo las uvas de manera individual, se le tiene que extraer el tallo, y las pepas en caso de que se trate de una variante con pepas. Se inyecta Nitrógeno a -195°C para una congelación rápida, este es un proceso continuo, terminado el proceso de congelación pasarían al proceso de empaquetado.
4	El sistema esquematizado en la Figura A.1-6, se refiere a un sistema de enfriamiento continuo de uvas en pallets de 1 000 x 1 200 mm. Este sistema emplearía una banda transportadora de rodillos para trasladar los pallets por dos etapas de enfriamiento. En la primera etapa, en la parte superior se ubica un evaporador de alto perfil con una velocidad de aire de 3 m/s, en esta etapa el flujo de aire recorre de la cara exterior a la cara interior del pallet. Por otro lado, en la segunda etapa el flujo de aire es opuesto al de la primera etapa. A la salida del equipo, las uvas empacadas deberán estar a -2°C listas para exportación.

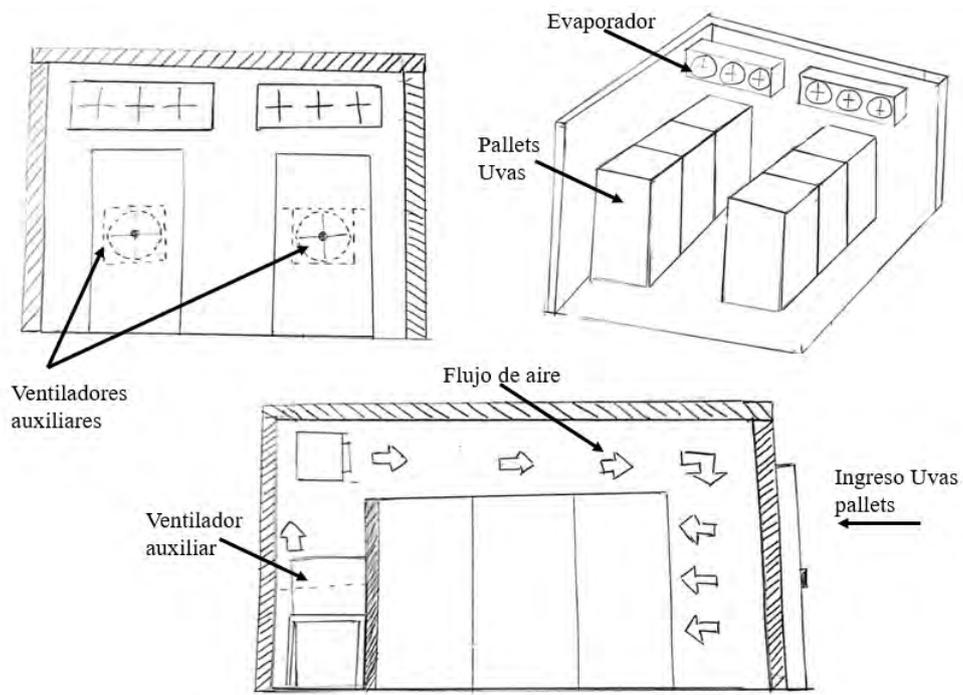


Figura A 1-3 Esquema de concepto de solución 1

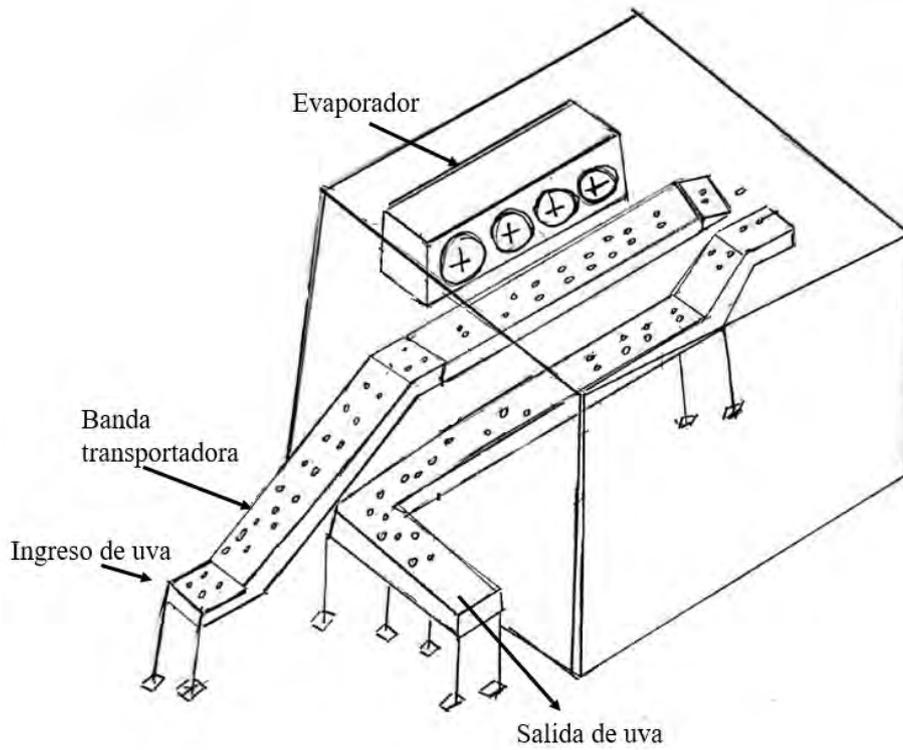


Figura A 1-4 Esquema de concepto de solución 2

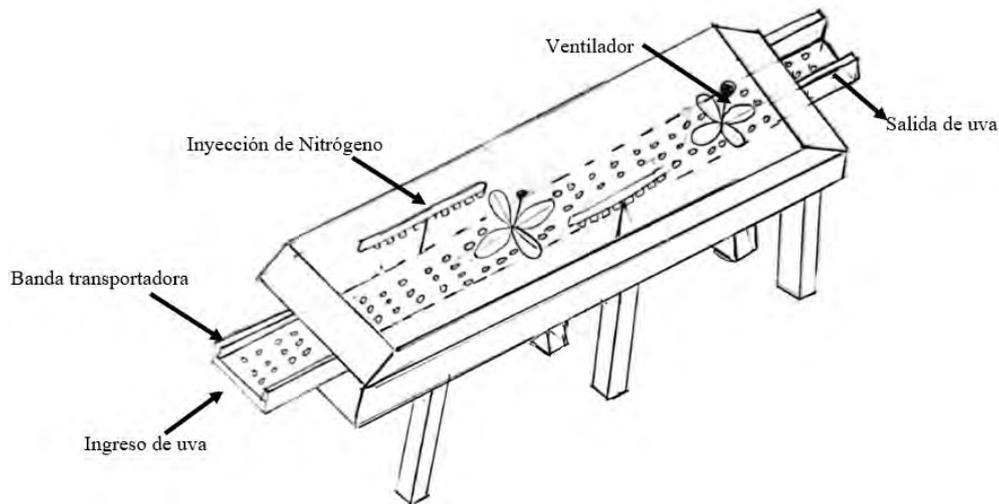


Figura A 1-5 Esquema de concepto de solución 3

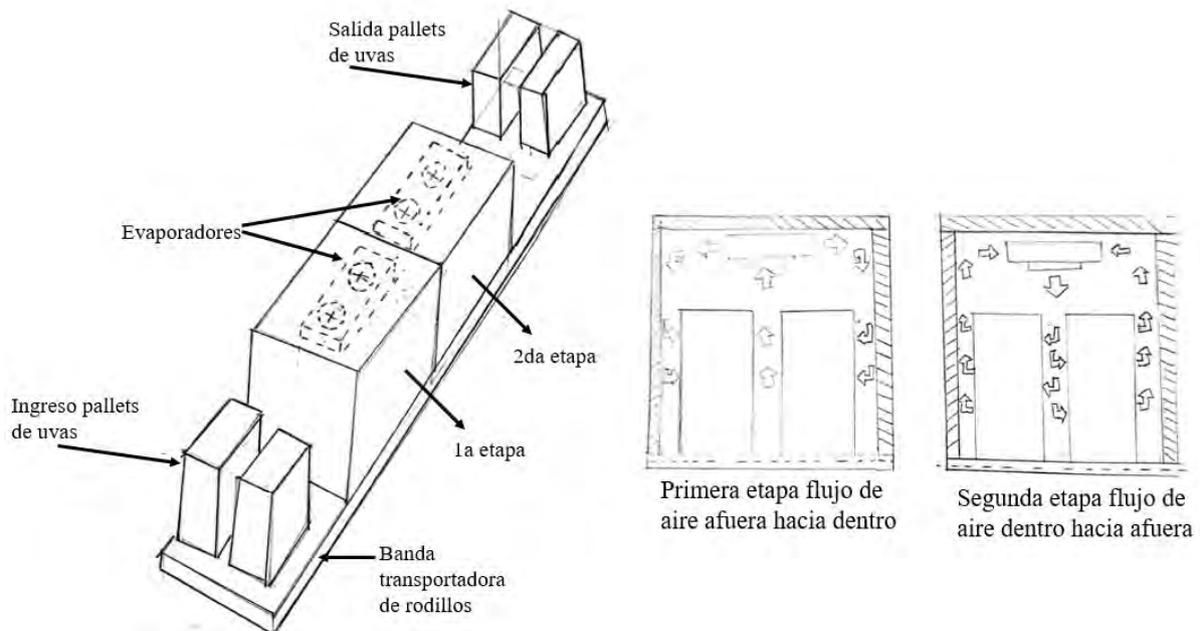


Figura A 1-6 Esquema de concepto de solución 4

- **Evaluación Técnico – Económica**

En esta sección se evalúan los conceptos de solución que se han plantado en la sección anterior. Se evaluará mediante criterios técnicos y económicos, donde cada criterio tiene un peso (g) de 1 al 4 que se dan según la importancia del criterio dentro del diseño, dependiendo de la solución se le dará un puntaje (p) de 0 a 4 donde: 0 = “No satisface”, 1 = “Aceptable a las justas”, 2 = “Suficiente”, 3 = “Bien”, 4 = “Muy Bien”. A continuación, se presentará los cuadros de valoración técnico económico.

Tabla A.1-1

Cuadro de valoración Técnica

EVALUACIÓN - VALOR TÉCNICO (Xi)													
Variantes de concepto			Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución ideal	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg	
1	Funcionalidad	4	4	16	4	16	2	8	1	4	4	16	
2	Buen uso de energía	4	3	12	3	12	3	12	3	12	4	16	
3	Seguridad	4	4	16	2	8	3	12	4	16	4	16	
4	Montaje	4	4	16	1	4	2	8	4	16	4	16	
5	Mantenimiento	3	3	9	1	3	1	3	2	6	3	9	
6	Facilidad de operación	3	3	9	1	3	1	3	2	6	3	9	
7	Versatilidad	3	2	6	3	9	3	9	3	9	3	9	
8	Transportabilidad	3	1	3	3	9	3	9	1	3	3	9	
9	Confiabilidad	4	4	16	2	8	1	4	4	16	4	16	
Puntaje Máximo		32	28	103	20	72	19	68	24	88	32	116	
Valor Técnico (Xi)			0.80			0.56		0.53		0.69		1	

Tabla A.1- 2

Cuadro de valoración Económica

EVALUACIÓN - VALOR ECONÓMICO (Yi)													
Variantes de concepto			Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución 4		Solución ideal	
Nº	Criterios de evaluación	g	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg	p	pg	
1	Numero de piezas	4	4	16	1	4	1	4	2	8	4	16	
2	Plazo de entrega	4	4	16	2	8	2	8	2	8	4	16	
3	Número de operarios	4	4	16	2	8	2	8	3	12	4	16	
4	Facil adquisicion de materiales	3	2	6	2	6	1	3	3	9	3	9	
5	Capacitación personal	3	3	9	1	3	2	6	2	6	3	9	
6	Costo de instalación	4	4	16	3	12	3	12	1	4	4	16	
7	Costo de Tecnología	3	3	9	2	6	2	6	2	6	3	9	
8	Facil Montaje	4	4	16	2	8	2	8	2	8	4	16	
9	Costo de operación	4	2	8	3	12	2	8	3	12	4	16	
10	Facil Manteneimeinto	3	2	6	2	6	1	3	2	6	3	9	
11	Productividad	3	3	9	3	9	3	9	3	9	3	9	
Puntaje Máximo		39	35	127	23	82	21	75	25	88	39	141	
Valor Económico (Yi)			0.81			0.53		0.48		0.56		1	

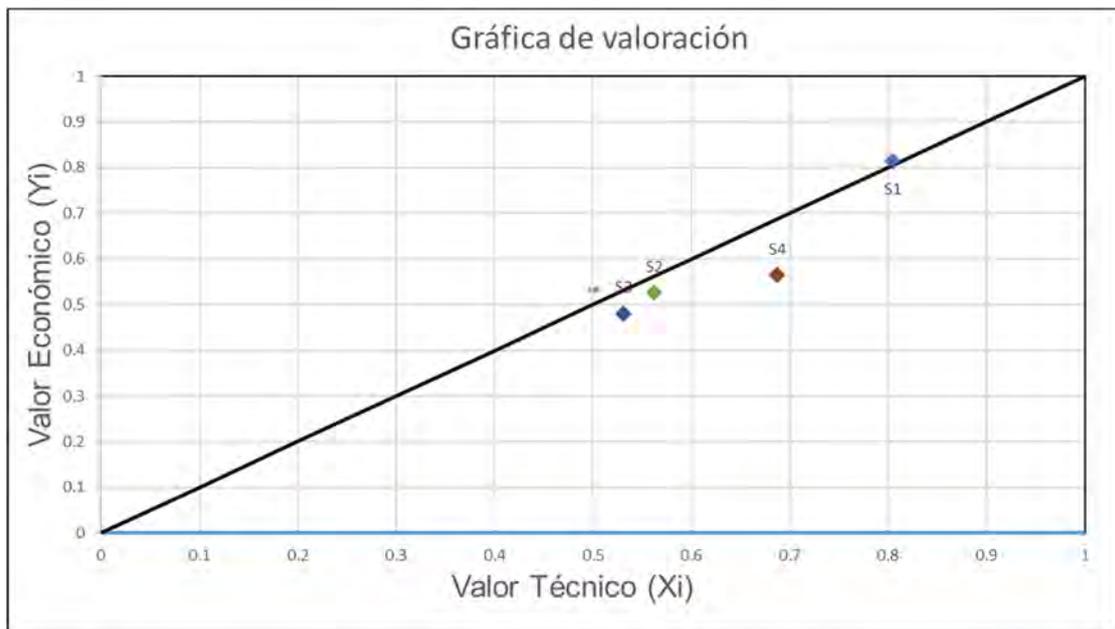
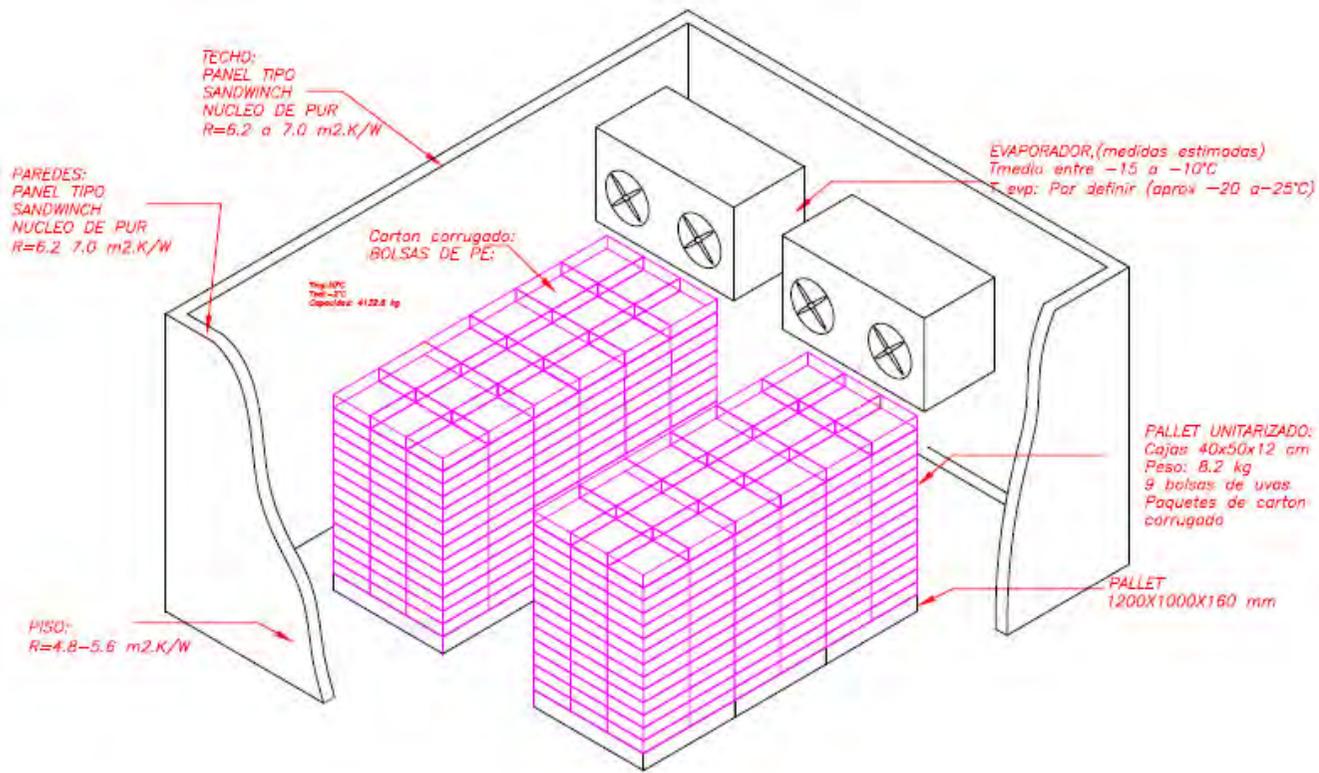


Figura A.1- 7 Gráfico de valoración

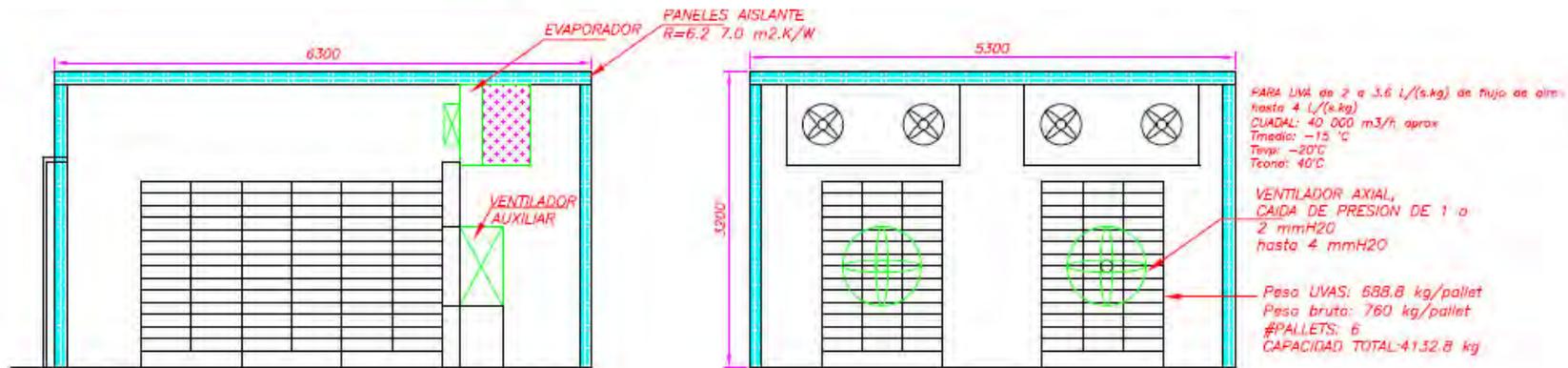
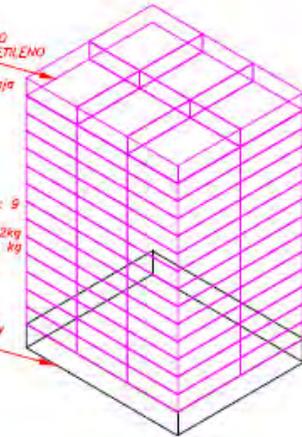
Finalmente, como se observa en la Figura A.1-7, se tiene al concepto de solución 1 –“*Túnel estático de aire forzado*” como la mejor propuesta Técnica-Económica, estando por encima de valore de 0.8 en ambos ejes y estando cerca de línea diagonal.



CAJA CARTON CORRUGADO  
CON 9 BOLSAS DE POLETILENO  
(POLY-BAG)  
Peso de UVA: 8.2 kg/Caja

CAJAS 500X400X120mm  
Peso caja: 840g  
Cantidad de bolsas por caja: 9  
Cantidad: 84 cajas  
PESO de UVAS POR CAJA: 8.2kg  
PESO DE UVAS TOTAL: 688.8 kg  
ALTURA TOTAL: 1840mm  
PESO BRUTO TOTAL: 760kg

PALLET, HOPE-heavy duty 4way  
1200x1000x160  
18-22 kg



## ANEXO B.1: Cálculo de las propiedades Térmicas de la uva

El siguiente procedimiento de cálculo está basado en lo presentado en el AHSRAE-Refrigeration, “*Thermal Properties of Foods*” (2018). En la siguiente tabla se muestra la composición en masa de la uva tomado del AHSRAE-Refrigeration, “*Thermal Properties of Foods*” (2018) y los datos necesarios para el desarrollo del cálculo de las propiedades Térmicas de la uva.

Temperatura inicial (°C)	$T_o$	30
Temperatura final (°C)	$T_f$	-2
Temperatura de masa por encima/debajo de $T_{fo}$ (°C)	$T_{ba}/T_{bd}$	14,2/-1,8
Contenido de agua (%)	$x_{wo}$	81,30
Contenido de proteína (%)	$x_p$	0,63
Contenido de carbohidrato (%)	$x_c$	17,15
Contenido de grasa (%)	$x_f$	0,35
Contenido de fibra (%)	$x_{fb}$	1,00
Contenido de ceniza (%)	$x_{ce}$	0,57
Punto inicial de congelamiento (°C)	$T_{fo}$	-1,6
Calor específico por encima del punto de congelamiento (kJ/kg.K)	$C_{afo}$	3,96
Calor específico por debajo del punto de congelamiento (kJ/kg.K)	$C_{bfo}$	1,89
Calor latente de fusión (kJ/kg.K)	$H_f$	272

Nota: Contenido de composición tomado de *ASHRAE – REFRIGERATION, Ch. 19 “Thermal Properties of Foods”*.

Los valores por encima del punto de congelamiento son calculados con temperatura de masa por encima del punto inicial de congelamiento ( $T_{ba} = 14,2^\circ\text{C}$ ) y los valores por debajo del punto de congelamiento son calculados con la temperatura de masa por debajo del punto de congelamiento ( $T_{bd} = -1,8^\circ\text{C}$ )

### ➤ Fracción de hielo

$$x_{ice} = \frac{1,105 * x_{wo}}{1 + \frac{0,1738}{\ln(T_{fo} - T_f + 1)}} \quad \dots(\text{B.1.1})$$

Donde:

- $x_{ice}$  : Fracción de hielo en contenido de masa
- $x_{wo}$  : Fracción de agua en contenido de masa
- $T_{fo}$  : Punto inicial de congelamiento (°C)
- $T_f$  : Temperatura final de congelamiento (°C)

Remplazando valores en la ecuación B.1.1

$$x_{ice} = \frac{1,105 * (0,8130)}{1 + \frac{0,1738}{\ln((-1,6) - (-2) + 1)}} = \mathbf{0,2415}$$

Fracción de agua residual en estado líquido a -2°C

$$x_{wr} = x_{wo} - x_{ice} \quad \dots(\text{B.1.2})$$

$$x_{wr} = 0,8130 - 0,2415 = \mathbf{0,5715}$$

Congelar la uva a una temperatura de -2°C se formarán  $x_{ice} = 24,15\%$  de cristales en porcentaje en masa; por otro lado, la cantidad de agua residual restante en la uva será de  $x_{wr} = 57,15\%$

### ➤ Densidad

$$\rho_{unf} = \frac{(1 - \varepsilon)}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}} = \frac{1}{\frac{x_{wo}}{\rho_{wo}} + \frac{x_p}{\rho_p} + \frac{x_c}{\rho_c} + \frac{x_f}{\rho_f} + \frac{x_{fb}}{\rho_{fb}} + \frac{x_{ce}}{\rho_{ce}}} \quad \dots(\text{B.1.3})$$

$$\rho_{fro} = \frac{(1 - \varepsilon)}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}} = \frac{1}{\frac{x_{ice}}{\rho_{ice}} + \frac{x_{wr}}{\rho_{wr}} + \frac{x_p}{\rho_p} + \frac{x_c}{\rho_c} + \frac{x_f}{\rho_f} + \frac{x_{fb}}{\rho_{fb}} + \frac{x_{ce}}{\rho_{ce}}} \quad \dots(\text{B.1.4})$$

Donde:

- $\rho_{unf,fro}$  : Densidad de la uva antes y después del punto de congelamiento respectivamente ( $kg/m^3$ )
- $\varepsilon$  : Factor de porosidad, para la uva ( $\varepsilon = 0$ )
- $x_{ice}$  : Fracción de hielo en contenido de masa por debajo del punto inicial de congelamiento
- $x_{wo}$  : Fracción de agua en contenido de masa por encima del punto inicial de congelamiento
- $x_{wr}$  : Fracción de agua residual por debajo del punto inicial de congelamiento en contenido de masa ( $x_{wr} = x_{wo} - x_{ice}$ )
- $x_{p,c,f,fb,ce}$  : Fracción de proteína, carbohidratos, grasas, fibra y cenizas en contenido de masa respectivamente
- $\rho_{ice}$  : Densidad de hielo generado por debajo del punto inicial de congelamiento ( $kg/m^3$ )
- $\rho_{wo}$  : Densidad de agua por encima del punto inicial de congelamiento ( $kg/m^3$ )
- $\rho_{wr}$  : Densidad de agua residual por debajo del punto inicial de congelamiento ( $kg/m^3$ )
- $\rho_{p,c,f,fb,ce}$  : densidad de proteína, carbohidratos, grasas, fibra y cenizas respectivamente. ( $kg/m^3$ )

Para las densidades de los compuestos de la uva se tomará las expresiones presentadas en la Tabla 1 “*Thermal Property Models of Food Components*” presentado en el AHSRAE-Refrigeration, “*Thermal Properties of Foods*” (2018, p.19.1)

Densidad, ( $kg/m^3$ )	Expresión
Proteína	$\rho = 1,3299(10^3) - 5,1840(10^{-1})(t)$
Grasa	$\rho = 9,2559(10^2) - 4,1757(10^{-1})(t)$
Carbohidrato	$\rho = 1,5991(10^3) - 3,1046(10^{-1})(t)$
Fibra	$\rho = 1,3115(10^3) - 3,6589(10^{-1})(t)$
Ceniza	$\rho = 2,4238(10^3) - 2,8063(10^{-1})(t)$
Agua	$\rho = 9,9718(10^2) + 3,1439(10^{-3})(t) - 3,7574(10^{-3})(t^2)$
Hielo	$\rho = 9,1689(10^2) - 1,3071(10^{-1})(t)$

Se tendrá dos densidades para un estado por encima del punto inicial de congelamiento ( $\rho_{unf@T_{ba}}$ ), que se determina con las expresiones prestadas en la Tabla anterior y con la ecuación B.1.3. Además, se tendrá otra densidad para un estado después ( $\rho_{fro@T_{bd}}$ ) que se determina con las expresiones prestadas en la Tabla anterior y con la ecuación B.1.4. Estas densidades son calculadas con la temperatura de masa correspondientes a cada estado. En la siguiente tabla se remplazan los valores correspondientes.

Densidad, ( $kg/m^3$ ) @14.2°C	
Proteína	$\rho_p = 1,3299(10^3) - 5,1840(10^{-1})(14,2) = 1323$
Grasa	$\rho_f = 9,2559(10^2) - 4,1757(10^{-1})(14,2) = 915$
Carbohidrato	$\rho_c = 1,5991(10^3) - 3,1046(10^{-1})(14,2) = 1595$
Fibra	$\rho_{fb} = 1,3115(10^3) - 3,6589(10^{-1})(14,2) = 1306$
Ceniza	$\rho_{ce} = 2,4238(10^3) - 2,8063(10^{-1})(14,2) = 2420$
Agua	$\rho_{wo} = 9,9718(10^2) + 3,1439(10^{-3})(14,2) - 3,7574(10^{-3})(14,2^2) = 996,5$
Densidad, ( $kg/m^3$ ) @-1.8°C	
Proteína	$\rho_p = 1,3299(10^3) - 5,1840(10^{-1})(-1,8) = 1331$
Grasa	$\rho_f = 9,2559(10^2) - 4,1757(10^{-1})(-1,8) = 926,4$
Carbohidrato	$\rho_c = 1,5991(10^3) - 3,1046(10^{-1})(-1,8) = 1600$
Fibra	$\rho_{fb} = 1,3115(10^3) - 3,6589(10^{-1})(-1,8) = 1312$
Ceniza	$\rho_{ce} = 2,4238(10^3) - 2,8063(10^{-1})(-1,8) = 2424$
Agua	$\rho_{wr} = 9,9718(10^2) + 3,1439(10^{-3})(-1,8) - 3,7574(10^{-3})(-1,8^2) = 997,2$
Hielo	$\rho_{ice} = 9,1689(10^2) - 1,3071(10^{-1})(-1,8) = 917,1$

Remplazando valores en la ecuación B.1.3 y B.1.4

$$\rho_{unf} = \frac{1}{\frac{0,8130}{996,5} + \frac{0,0063}{1323} + \frac{0,1715}{1595} + \frac{0,0035}{915} + \frac{0,01}{1306} + \frac{0,0057}{2420}} = 1\ 069\ kg/m^3$$

$$\rho_{fro} = \frac{1}{\frac{0,2415}{917,1} + \frac{0,5715}{997,2} + \frac{0,0063}{1331} + \frac{0,1715}{1600} + \frac{0,0035}{926,4} + \frac{0,01}{1312} + \frac{0,0057}{2424}} = 1\ 045\ kg/m^3$$

Se obtienen dos valores de densidad  $\rho_{unf} = 1\ 069\ kg/m^3$  para cuando la uva se encuentra por encima del punto de congelamiento; es decir, por encima de  $T_{fo} = -1,6^\circ C$  y  $\rho_{fro} = 1\ 045\ kg/m^3$  cuando la uva se encuentra por debajo de este punto.

➤ **Calor específico**

$$c_{unf} = \sum c_i * x_i = c_{wo} * x_{wo} + c_p * x_p + c_c * x_c + c_f * x_f + c_{fb} * x_{fb} + c_{ce} * x_{ce} \quad \dots(B.1.5)$$

$$c_{fro} = 1,55 + 1,26 * x_s + \frac{(x_{wo} - x_b) * L_o * T_{fo}}{T_{rc}^2} \quad \dots(B.1.6)$$

Donde:

- $c_{unf, fro}$  : Calor específico de la uva antes y después del punto de congelamiento respectivamente (kJ/kg.K)
- $c_{wo, p, c, f, fb, ce}$  : Calor específico del agua, proteína, carbohidratos, grasas, fibra y cenizas contenidos en la uva respectivamente. (kJ/kg.K)
- $x_{wo, p, c, f, fb, ce}$  : Fracción de agua, proteína, carbohidratos, grasas, fibra y cenizas en contenido de masa respectivamente.
- $x_s$  : Fracción de masa de sólidos contenidos en la uva ( $x_s = 1 - x_{wo}$ )
- $x_b$  : Fracción de masa alrededor de sólidos ( $x_b = 0,4 * x_p$ )
- $L_o$  : Calor específico latente de fusión del agua (272 kJ/kg)
- $T_{fo}$  : Punto inicial de congelamiento (°C)
- $T_{rc}$  : Temperatura referencia (-40°C)

Para los calores específicos de los compuestos de la uva se tomará las expresiones presentadas en la Tabla 1 “*Thermal Property Models of Food Components*” presentado en el AHSRAE-Refrigeration, “*Thermal Properties of Foods*” (2018, p.19.1)

Calor específico, (kJ/kg.K)	Expresión
Proteína	$c_p = 2,0082 + 1,289(10^{-3})(t) - 1,3129(10^{-6})(t^2)$
Grasa	$c_p = 1,9842 + 1,4733(10^{-3})(t) - 4,8008(10^{-6})(t^2)$
Carbohidrato	$c_p = 1,5488 + 1,9625(10^{-3})(t) - 5,9399(10^{-6})(t^2)$
Fibra	$c_p = 1,8459 + 1,8306(10^{-3})(t) - 4,6509(10^{-6})(t^2)$
Ceniza	$c_p = 1,0926 + 1,8306(10^{-3})(t) - 4,6509(10^{-6})(t^2)$
Agua (entre -40°C a 0°C)	$c_p = 4,1289 - 5,3062(10^{-3})(t) + 9,9516(10^{-4})(t^2)$
Agua (entre 0°C a 150°C)	$c_p = 4,1289 - 9,0864(10^{-5})(t) + 5,4731(10^{-6})(t^2)$
Hielo	$c_p = 2,0623 - 6,0769(10^{-3})(t)$

Se tendrá dos calores específicos para un estado por encima del punto inicial de congelamiento ( $c_{unf @ T_{ba}}$ ), que se determina con las expresiones prestadas en la Tabla anterior y con la ecuación B.1.5. Además, se tendrá otro calor específico para un estado después ( $c_{fro}$ ) que se determina con la ecuación B.1.6. En la siguiente tabla se remplazan los valores correspondientes para el cálculo de ( $c_{unf}$ ).

Calor específico, (kJ/kg, K) @14,2°C		
Proteína	$c_p = 2,0082 + 1,289(10^{-3})(14,2) - 1,3129(10^{-6})(14,2^2) = 2,025$	
Grasa	$c_f = 1,9842 + 1,4733(10^{-3})(14,2) - 4,8008(10^{-6})(14,2^2) = 2,004$	
Carbohidrato	$c_c = 1,5488 + 1,9625(10^{-3})(14,2) - 5,9399(10^{-6})(14,2^2) = 1,575$	
Fibra	$c_{fb} = 1,8459 + 1,8306(10^{-3})(14,2) - 4,6509(10^{-6})(14,2^2) = 1,871$	
Ceniza	$c_{ce} = 1,0926 + 1,8306(10^{-3})(14,2) - 4,6509(10^{-6})(14,2^2) = 1,119$	
Agua (entre 0°C a 150°C)	$c_{wo} = 4,1289 - 9,0864(10^{-5})(14,2) + 5,4731(10^{-6})(14,2^2) = 4,129$	

Remplazando valores en la ecuación B.1.5

$$c_{unf} = 4,129 * 0,8130 + 2,025 * 0,0063 + 1,575 * 0,1715 + 2,004 * 0,0035 + 1,871 * 1,119 * 0,57$$

$$c_{unf} = 3,656 \text{ kJ/kg, K}$$

$$x_s = 1 - 0,8130 = 0,187$$

$$x_b = 0,4 * 0,0063 = 0,00252$$

$$c_{fro} = 1,55 + 1,26 * (0,187) + \frac{(0,8130 - 0,00252)(272)(-1,6)}{(-40)^2} = 2,02 \text{ kJ/kg, K}$$

Se obtienen dos valores de calores específicos,  $c_{unf} = 3,656 \text{ kJ/kg, K}$  para cuando la uva se encuentra por encima del punto de congelamiento; es decir, por encima de  $T_{fo} = -1,6^\circ\text{C}$  y  $c_{fro} = 2,02 \text{ kJ/kg, K}$  cuando la uva se encuentra por debajo de este punto.

### ➤ Entalpia

$$H_{30^\circ\text{C}} = H_{fo} + (T_i - T_{fo}) * (4,19 - 2,30 * x_s - 0,628 * x_s^3) \quad \dots(\text{B.1.7})$$

$$H_{fo} = (T_{fo} - T_{ref}) * \left( 1,55 + 1,26 * x_s - \frac{(x_{wo} - x_b) * L_o * T_{fo}}{T_{ref} * T_{fo}} \right) \quad \dots(\text{B.1.8})$$

$$H_{-2^\circ\text{C}} = (T_f - T_{ref}) * \left( 1,55 + 1,26 * x_s - \frac{(x_{wo} - x_b) * L_o * T_{fo}}{T_{ref} * T_f} \right) \quad \dots(\text{B.1.9})$$

Donde:

$H_{30^\circ\text{C}}$  : Entalpia especifica de la uva a 30°C (kJ/kg)

$H_{fo}$  : Entalpia especifica de la uva en el punto de congelamiento (kJ/kg)

$H_{-2^\circ\text{C}}$  : Entalpia especifica de la uva a -2°C (kJ/kg)

$T_i$  : Temperatura inicial de la uva (°C)

$T_{fo}$  : Punto inicial de congelamiento (°C)

$T_{ref}$  : Temperatura de referencia de entalpia Zero (-40°C)

$T_f$  : Temperatura final del producto (°C)

$x_s$  : Fracción de masa de solidos contenidos en la uva ( $x_s = 1 - x_{wo}$ )

$x_b$  : Fracción de masa alrededor de solidos ( $x_b = 0,4 * x_p$ )

$x_{wo}$  : Fracción de agua en contenido de masa

$L_o$  : Calor especifico latente de fusión del agua (272 kJ/kg)

Remplazando valores en la ecuación B.1.8 ,B.1.7 y B.1.9

$$H_{fo} = (-1,6 - (-40)) * \left( 1,55 + 1,26(0,187) - \frac{(0,8130 - 0,00252)(272)(-1,6)}{(-40)(-1,6)} \right)$$

$$H_{fo} = 279,5 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{30^\circ C} = 279,5 + (30 - (-1,6)) * (4,19 - 2,30(0,187) - 0,628 * (0,187)^3)$$

$$H_{30^\circ C} = 398,9 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{-2^\circ C} = (-2 - (-40)) * \left( 1,55 + 1,26(0,187) - \frac{(0,8130 - 0,00252)(272)(-1,6)}{(-40)(-2)} \right)$$

$$H_{-2^\circ C} = 235,4 \text{ kJ/kg}$$

### ➤ Conductividad térmica

$$k_{parall} = \sum x_i^v * k_i \quad i = wo, ice, p, c, f, fb, ce, wr \quad \dots (B.1.10)$$

$$x_i^v = \frac{\frac{x_i}{\rho_i}}{\sum \frac{x_i}{\rho_i}} = \frac{x_i}{\rho_i} * \rho_{unf, fro} \quad i = wo, ice, p, c, f, fb, ce, wr \quad \dots (B.1.11)$$

Donde:

$k_{parall}$  : Conductividad paralela (W/m.K)

$x_i^v$  : fracción volumétrica del compuesto i

$\rho_i$  : Densidad del compuesto i ( $kg/m^3$ )

$k_i$  : Conductividad del compuesto i (W/m.K)

$\rho_{unf, fro}$  : Densidad de la uva antes y después del punto de congelamiento respectivamente ( $kg/m^3$ )

Para las conductividades térmicas de los compuestos de la uva se tomará las expresiones presentadas en la Tabla 1 “*Thermal Property Models of Food Components*” presentado en el AHSRAE-Refrigeration, “*Thermal Properties of Foods*” (2018, p.19.1)

Conductividad térmica, (W/m.K)	Expresión
Proteína	$k = 1,7881(10^{-1}) + 1,1958(10^{-3})(t) - 2,7178(10^{-6})(t^2)$
Grasa	$k = 1,8071(10^{-1}) + 2,7604(10^{-3})(t) - 1,7749(10^{-7})(t^2)$
Carbohidrato	$k = 2,0141(10^{-1}) + 1,3874(10^{-3})(t) - 4,3312(10^{-6})(t^2)$
Fibra	$k = 1,8331(10^{-1}) + 1,2497(10^{-3})(t) - 3,1686(10^{-6})(t^2)$
Ceniza	$k = 3,2962(10^{-1}) + 1,4011(10^{-3})(t) - 2,9069(10^{-6})(t^2)$
Agua	$k = 5,7109(10^{-1}) + 1,7625(10^{-3})(t) - 6,7036(10^{-6})(t^2)$
Hielo	$k = 2,2196 + 6,2489(10^{-3})(t) + 1,0154(10^{-4})(t^2)$

Se tendrá dos conductividades para un estado por encima del punto inicial de congelamiento ( $k_{unf @ T_{ba}}$ ), que se determina con las expresiones prestadas en la Tabla anterior y con la ecuación B.1.10. Además, se tendrá otra conductiva para un estado después ( $k_{fro @ T_{ba}}$ ) que se determina con

las expresiones prestadas en la Tabla anterior y con la ecuación B.1.10. Estas densidades son calculadas con la temperatura de masa correspondientes a cada estado. En la siguiente tabla se rempazan los valores correspondientes.

Conductividad térmica, (W/m.K)@14.2°C	
Proteína	$k_p = 1,7881(10^{-1}) + 1,1958(10^{-3})(14,2) - 2,7178(10^{-6})(14,2^2) = 0,1952$
Grasa	$k_f = 1,8071(10^{-1}) + 2,7604(10^{-3})(14,2) - 1,7749(10^{-7})(14,2^2) = 0,1846$
Carbohidrato	$k_c = 2,0141(10^{-1}) + 1,3874(10^{-3})(14,2) - 4,3312(10^{-6})(14,2^2) = 0,2202$
Fibra	$k_{fb} = 1,8331(10^{-1}) + 1,2497(10^{-3})(14,2) - 3,1686(10^{-6})(14,2^2) = 0,2004$
Ceniza	$k_{ce} = 3,2962(10^{-1}) + 1,4011(10^{-3})(14,2) - 2,9069(10^{-6})(14,2^2) = 0,3489$
Agua	$k_{wo} = 2,2196 + 6,2489(10^{-3})(14,2) + 1,0154(10^{-4})(14,2^2) = 0,1807$
Conductividad térmica, (W/m.K)@-1.8°C	
Proteína	$k_p = 1,7881(10^{-1}) + 1,1958(10^{-3})(-1,8) - 2,7178(10^{-6})(-1,8^2) = 0,1766$
Grasa	$k_f = 1,8071(10^{-1}) + 2,7604(10^{-3})(-1,8) - 1,7749(10^{-7})(-1,8^2) = 0,1802$
Carbohidrato	$k_c = 2,0141(10^{-1}) + 1,3874(10^{-3})(-1,8) - 4,3312(10^{-6})(-1,8^2) = 0,1988$
Fibra	$k_{fb} = 1,8331(10^{-1}) + 1,2497(10^{-3})(-1,8) - 3,1686(10^{-6})(-1,8^2) = 0,181$
Ceniza	$k_{ce} = 3,2962(10^{-1}) + 1,4011(10^{-3})(-1,8) - 2,9069(10^{-6})(-1,8^2) = 0,327$
Agua	$k_{wr} = 2,2196 + 6,2489(10^{-3})(-1,8) + 1,0154(10^{-4})(-1,8^2) = 0,1538$
Hielo	$k_{ice} = 2,2196 + 6,2489(10^{-3})(-1,8) + 1,0154(10^{-4})(-1,8^2) = 2,232$

Desarrollando la ecuación B.1.11

Fracción volumétrica	$\frac{x_p}{\rho_p} * \rho_{unf}$	$\frac{x_f}{\rho_f} * \rho_{unf}$	$\frac{x_c}{\rho_c} * \rho_{unf}$	$\frac{x_{fb}}{\rho_{fb}} * \rho_{unf}$	$\frac{x_{ce}}{\rho_{ce}} * \rho_{unf}$	$\frac{x_{wo}}{\rho_{wo}} * \rho_{unf}$
$x_i^v_{unf}@14.2°C$	$x_{p,unf}^v$	$x_{f,unf}^v$	$x_{c,unf}^v$	$x_{fb,unf}^v$	$x_{ce,unf}^v$	$x_{wo,unf}^v$
(%)	0,5091	0,4067	10,82	0,8181	0,2517	87,19

Desarrollando y remplazando valores en la ecuación B.1.10

$$k_{unf} = k_{wo} * x_{p,unf}^v + k_f * x_{f,unf}^v + k_p * x_{p,unf}^v + k_c * x_{c,unf}^v + k_{fb} * x_{fb,unf}^v + k_{ce} * x_{ce,unf}^v$$

$$k_{unf} = 0,1857 \text{ W/m.K}$$

Fracción volumétrica	$\frac{x_p}{\rho_p} * \rho_{fro}$	$\frac{x_f}{\rho_f} * \rho_{fro}$	$\frac{x_c}{\rho_c} * \rho_{fro}$	$\frac{x_{fb}}{\rho_{fb}} * \rho_{fro}$	$\frac{x_{ce}}{\rho_{ce}} * \rho_{fro}$	$\frac{x_{wr}}{\rho_{wr}} * \rho_{fro}$	$\frac{x_{ice}}{\rho_{ice}} * \rho_{fro}$
$x_i^v_{fro}@-1.8°C$	$x_{p,fro}^v$	$x_{f,fro}^v$	$x_{c,fro}^v$	$x_{fb,fro}^v$	$x_{ce,fro}^v$	$x_{wr,fro}^v$	$x_{ice,fro}^v$
(%)	0.4931	0.3936	10.52	0.7939	0.2449	54.87	32.69

Desarrollando y remplazando valores en la ecuación B.1.10

$$k_{fro} = k_{ice} * x_{ice,fro}^v + k_{wr} * x_{wr,fro}^v + k_f * x_{f,fro}^v + k_p * x_{p,fro}^v + k_c * x_{c,fro}^v + k_{fb} * x_{fb,fro}^v + k_{ce} * x_{ce,fro}^v$$

$$k_{fro} = 2,2320*3269+0,1538 * 0,5487 + 0,1802 * 0,003936 + 0,1766 * 0,004931 + 0,1988 * 0,1052 + \dots 0,181 * 0,007939 + 0,181 * 0,002449$$

$$k_{fro} = 0,8386 \text{ W/m.K}$$

Se obtienen dos valores de conductividad,  $k_{unf} = 0,1857 \text{ W/m.K}$  para cuando la uva se encuentra por encima del punto de congelamiento; es decir, por encima de  $T_{fo} = -1,6^\circ\text{C}$  y  $k_{fro} = 0,8386 \text{ W/m.K}$  cuando la uva se encuentra por debajo de este punto.

Conductividad térmica para alimento completamente congelado  $T_{ref} = -40^\circ\text{C}$

$$k_s = \mathbf{0,9145 \text{ W/m.K}}$$

➤ **Difusividad térmica**

$$\alpha_{unf,fro} = \frac{k}{\rho * c} * 1000 \quad \dots(\text{B.1.12})$$

Donde:

$\alpha_{unf,fro}$  : Difusividad térmica por encima y por debajo del punto inicial de congelamiento ( $\text{mm}^2/\text{s}$ )

$k$  : Conductividad ( $\text{W/m.K}$ )

$c$  : Calor específico ( $\text{kJ/kg.K}$ )

$\rho$  : Densidad ( $\text{kg/m}^3$ )

Remplazando valores en la ecuación A.1.12

$$\alpha_{unf} = \frac{0,1857}{1\,069 * 3,656} * 1000 = \mathbf{0,04752 \text{ mm}^2/\text{s}}$$

$$\alpha_{unf} = \frac{0,8382}{1\,045 * 2,02} * 1000 = \mathbf{0,3970 \text{ mm}^2/\text{s}}$$

## ANEXO B.2: Cálculo de tiempo de congelamiento

El siguiente procedimiento de cálculo está basado en lo presentado en el AHSRAE-Refrigeration, “Cooling and Freezing Times of Foods” (ch.20, 2018). En la siguiente tabla se muestra los datos necesarios para el cálculo.

Temperatura inicial (°C)	$T_o$	30
Temperatura final (°C)	$T_f$	-2
Punto inicial de congelamiento (°C)	$T_{fo}$	-1,6
Temperatura del medio/cámara (°C)	$T_m$	-15
Dimensión más corta (m)	$L_1$	0,022
Dimensión más larga (m)	$L_2/2$	0,026
Segunda dimensión más corta (m)	$L_3/2$	0,024
Masa Promedio Racimo (kg)	$M_r$	0,5
Calor específico por encima del punto de congelamiento (kJ/kg.K)	$C_{unf}$	3,656
Calor específico por debajo del punto de congelamiento (kJ/kg.K)	$C_{fro}$	2,02
Conductividad uva completamente congelada (W/m.K)	$k_s$	0,9145
Densidad por encima del punto de congelamiento ( $kg/m^3$ )	$\rho_{unf}$	1 069
Densidad por debajo del punto de congelamiento ( $kg/m^3$ )	$\rho_{fro}$	1 045
Entalpia específica a 30°C (kJ/kg)	$H_{30^\circ C}$	279,5
Entalpia específica a -2°C (kJ/kg)	$H_{-2^\circ C}$	235,4

### ➤ Tiempo de congelamiento de Cleland & Earle

$$\theta_{slab} = \frac{\Delta H_{10}}{T_{fo} - T_m} \left( \frac{P * D}{h} + \frac{R * D^2}{k_s} \right) \left( 1 - \frac{1,65 * Ste}{k_s} * \ln \left( \frac{T_c - T_m}{T_{ref} - T_m} \right) \right) \quad \dots(B.2.1)$$

$$P = 0,5072 + 0,2018 * Pk + Ste(0,3224 * Pk + \frac{0,0105}{Bi} + 0,0681) \quad \dots(B.2.2)$$

$$R = 0,1684 + Ste(0,2740 * Pk - 0,0135) \quad \dots(B.2.3)$$

Donde:

$\theta_{slab}$  : Tiempo de congelación para una superficie infinita (min)

$\Delta H_{10}$  : Diferencia de entalpia volumétrica entre la temperatura inicial del producto y la de referencia ( $J/m^3$ )

$T_{fo}$  : Punto inicial de congelamiento (°C)

$T_m$  : Temperatura del medio (°C)

$T_{ref}$  : Temperatura de referencia (= -10°C)

- $T_C$  : Temperatura del centro térmico ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $k_s$  : Conductividad @-40 $^{\circ}\text{C}$  ( $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ )
- $h$  : Coeficiente convectivo del medio ( $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ )
- $Ste$  : Número de Stefan
- $P, R$  : Factores geométricos (Tabla 5,p.20.8, Ch.20, ASHRAE Refrigeration,2018)
- $D$  : Longitud característica para una superficie infinita, espesor (m)
- $Bi$  : Número de Biot
- $Pk$  : Número de Plank

Antes de determinar el tiempo de congelamiento se tienen que determinar los siguientes parámetros.

➤ **Números adimensionales característicos**

Numero de Biot

$$Bi = \frac{h * D}{k_s} \quad \dots(\text{B.2.4})$$

Donde:

- $Bi$  : Número de Biot
- $h$  : Coeficiente convectivo del medio ( $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ )
- $D$  : Longitud característica para una superficie infinita, espesor (m)
- $k_s$  : Conductividad @-40 $^{\circ}\text{C}$  ( $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$ )

El coeficiente convectivo se va tomar para el cálculo es  $h = 42 \text{ W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$  el cual es tomado de la Tabla 13 del ASHRAE-Refrigeration, “*Thermal Properties of Foods*” (ch.19, p.19.26 ,2018,). Este valor de coeficiente convectivo corresponde a una velocidad del aire de 2 m/s. En el cálculo de tiempo de enfriamiento la longitud característica se define como dos veces la distancia más corta desde el centro térmico hacia la superficie (ASHRAE, 2018, ch.20, p.20.7)

Remplazando valores en la ecuación B.2.1

$$Bi = \frac{42 * (0,022)}{0,9145} = \mathbf{1,01}$$

Numero de Plank

$$Pk = C_{unf}^v \frac{(T_i - T_{fo})}{\Delta H_{10}} \quad \dots(\text{B.2.5})$$

Donde:

- $Pk$  : Número de Plank
- $C_{unf}^v$  : Calor específico volumétrico por encima de  $T_{fo}$  ( $\text{J}/\text{m}^3\cdot\text{K}$ )

$\Delta H_{10}$  :Diferencia de entalpia volumétrica entre la temperatura inicial del producto y la de referencia  $-10^{\circ}\text{C}$  ( $\text{J}/\text{m}^3$ )

$T_{fo}$  : Punto inicial de congelamiento ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_i$  : Temperatura inicial del producto ( $^{\circ}\text{C}$ )

Determinando  $\Delta H_{10}$

$$H_{-10^{\circ}\text{C}} = (T_2 - T_{ref}) * \left( 1,55 + 1,26 * x_s - \frac{(x_{wo} - x_b) * L_o * T_{fo}}{T_{ref} * T_2} \right) \quad \dots(\text{B.2.6})$$

Donde:

$H_{-10^{\circ}\text{C}}$  : Entalpia especifica de la uva a  $-10^{\circ}\text{C}$  ( $\text{kJ}/\text{kg}$ )

$T_{fo}$  : Punto inicial de congelamiento ( $^{\circ}\text{C}$ )

$T_{ref}$  : Temperatura de referencia de entalpia Zero ( $-40^{\circ}\text{C}$ )

$T_2$  : Temperatura referencia ( $-10^{\circ}\text{C}$ )

$x_s$  : Fracción de masa de solidos contenidos en la uva ( $x_s = 1 - x_{wo} = 0.187$ )

$x_b$  : Fracción de masa alrededor de solidos ( $x_b = 0.4 * x_p = 0.00252$ )

$x_{wo}$  : Fracción de agua en contenido de masa ( $x_{wo} = 0.8130$ )

$L_o$  : Calor especifico latente de fusión del agua ( $272 \text{ kJ}/\text{kg}$ )

Remplazando valores en la ecuación B.2.3

$$H_{-10^{\circ}\text{C}} = (-10 - (-40)) * \left( 1,55 + 1,26 * 0,187 - \frac{(0,8130 - 0,00252)(272)(-1,6)}{(-40)(-10)} \right)$$

$$\mathbf{H_{-10^{\circ}\text{C}}=80,02 \text{ kJ}/\text{kg}}$$

Determinando  $C_{unf}^v$

$$C_{unf}^v = C_{unf} * \rho_{unf} \quad \dots(\text{B.2.7})$$

Donde:

$C_{unf}^v$  : Calor especifico volumétrico por encima de  $T_{fo}$  ( $\text{J}/\text{m}^3 \cdot \text{K}$ )

$C_{unf}$  : Calor especifico por encima del punto de congelamiento ( $3 \text{ 656 J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ )

$\rho_{unf}$  : Densidad por encima del punto de congelamiento ( $1 \text{ 069 kg}/\text{m}^3$ )

Remplazando valores en la ecuación B.2.4

$$C_{unf}^v = 3 \text{ 656} * 1 \text{ 069} = \mathbf{3.908 * 10^6 \text{ J}/\text{m}^3 \cdot \text{K}}$$

Determinando  $\Delta H_{10}$

$$\Delta H_{10} = H_{30^{\circ}\text{C}} * \rho_{unf} - H_{-10^{\circ}\text{C}} * \rho_{fro}$$

$$\Delta H_{10} = 279,5 * (10^3) * 1069 - 80,02 * (10^3) * 1045$$

$$\mathbf{\Delta H_{10} = 1,690 * 10^8 \text{ J}/\text{m}^3, \text{K}}$$

Remplazando valores en la ecuación A,2,2

$$Pk = 3,908 * 10^6 \frac{(30 - (-1,6))}{1,690 * 10^8} = \mathbf{0,7306}$$

Numero de Stefan

$$Ste = C_{fro}^v \frac{(T_{fo} - T_m)}{\Delta H_{10}} \quad \dots(B.2.8)$$

Donde:

- $Ste$  : Número de Stefan  
 $C_{fro}^v$  : Calor específico volumétrico por debajo de  $T_{fo}$  ( $J/m^3 \cdot K$ )  
 $\Delta H_{10}$  : Diferencia de entalpia volumétrica entre la temperatura inicial del producto y la de referencia ( $J/m^3$ )  
 $T_{fo}$  : Punto inicial de congelamiento ( $^{\circ}C$ )  
 $T_m$  : Temperatura del medio ( $^{\circ}C$ )

Determinando  $C_{fro}^v$

$$C_{fro}^v = C_{fro} * \rho_{fro} \quad \dots(B.2.9)$$

Donde:

- $C_{fro}^v$  : Calor específico volumétrico por debajo de  $T_{fo}$  ( $J/m^3 \cdot K$ )  
 $C_{fro}$  : Calor específico por debajo del punto de congelamiento (2 020 J/kg.K)  
 $\rho_{fro}$  : Densidad por debajo del punto de congelamiento (1 045  $kg/m^3$ )

Remplazando valores en la ecuación B.2.6

$$C_{fro}^v = 2\,020 * 1\,045 = 2,111 * 10^6 J/m^3 \cdot K$$

Remplazando valores en la ecuación B.2.5

$$Ste = 2,113 * 10^6 * \frac{(-1,6 - (-15))}{1,690 * 10^8} = 0,1673$$

### ➤ Tiempo de congelamiento

Remplazando valores en la ecuación B.2.2 y B.2.3

$$P = 0,5072 + 0,2018 * 0,7317 + 0,1673 \left( 0,3224 * 0,7317 + \frac{0,0105}{1,01} + 0,0681 \right)$$

$$P = 0,4123$$

$$R = 0,1684 + 0,1673(0,2740 * 0,7317 - 0,0135)$$

$$R = 0,1996$$

Remplazando valores en la ecuación B.2.1

$$\theta_{slab} = \frac{1,690 * 10^8}{-1,6 - (-15)} \left( \frac{0,4123 * (2 * 0,011)}{42} + \frac{0,1996 * (2 * 0,011)^2}{0,9145} \right) \left( 1 - \frac{1,65 * 0,1673}{0,9145} * \ln \left( \frac{-2 - (-15)}{-10 - (-15)} \right) \right)$$

$$\theta_{slab} = 1\,206 \text{ min}$$

Se tiene que el tiempo de enfriamiento para una placa infinita de espesor característico D, es de  $\theta_{slab} = 1206$  min. La uva se va a modelar como un cilindro finito; en ese sentido, se tiene que utilizar

el factor dimensional de transferencia de calor (E), para poder convertir el tiempo de congelamiento para una placa infinita al tiempo de congelamiento para un cilindro finito.

➤ **Factor de dimensión equivalente de transferencia de calor**

$$\theta_{cil} = \frac{\theta_{slab}}{E_{cil}} \quad \dots(B.2.10)$$

$$E_{cil} = 2,0 + W_2 \quad \dots(B.2.11)$$

Donde:

- $\theta_{cil}$  : Tiempo de congelación para un cilindro finito (min)
- $\theta_{slab}$  : Tiempo de congelación para una superficie infinita (min)
- $E_{cil}$  : Factor de dimensión equivalente de transferencia de calor
- $W_2$  : Parámetros para el factor de equivalente de transferencia de calor

Siendo:

$$W_2 = \left( \frac{Bi}{Bi + 2} \right) * \frac{5}{8 * \beta_2^3} + \left( \frac{2}{Bi + 2} \right) \left( \frac{2}{\beta_2(\beta_2 + 1)} \right) \quad \dots(B.2.12)$$

$$\beta_1 = \frac{\text{Segunda dimension mas corta}}{\text{Dimension mas corta}} \quad \dots(B.2.13)$$

$$\beta_2 = \frac{\text{Dimension mas larga}}{\text{Dimension mas corta}} \quad \dots(B.2.14)$$

Donde:

- $Bi$  : Número de Biot
  - $\beta_1, \beta_2$  : Ratios de corrección para formas irregulares
- Remplazando valores en la ecuación A.2.13 y A.2.14

$$\beta_1 = \frac{0,012}{0,011} = 1,09$$

$$\beta_2 = \frac{0,013}{0,011} = 1,18$$

Remplazando valores en la ecuación B.2.12

$$W_2 = \left( \frac{1,01}{1,01 + 2} \right) * \frac{5}{8 * 1,18^3} + \left( \frac{2}{1,01 + 2} \right) \left( \frac{2}{1,18(1,18 + 1)} \right) = 0,6424$$

Remplazando valores en la ecuación A.2.11

$$E_{cil} = 2,0 + 0,6424 = 2,642$$

Remplazando valores en la ecuación B.2.10

$$\theta_{cil} = \frac{1\,206}{2,642} = 456,5 \text{ min}$$

Finalmente se tiene que el tiempo de enfriamiento para un cilindro finito de longitud característica D, es de  $\theta_{min}=456,5 \text{ min}$ . Por lo que la uva se va enfriar desde una temperatura de 30°C hasta una temperatura de -2°C, con una temperatura del medio de -15°C en un tiempo de 7 horas y 37 min.



### ANEXO A.3: Cálculo de carga térmica preliminar

El siguiente procedimiento de cálculo está basado en lo presentado en el AHSRAE-Refrigeration, “Refrigerated-Facility Loads” (ch.24, 2018). En la siguiente tabla se muestra los datos necesarios para el cálculo.

Temperaturas		
Temperatura inicial (°C)	$T_o$	30
Temperatura final (°C)	$T_f$	-2
Temperatura exterior (°C)	$T_e$	25
Temperatura del medio/cámara (°C)	$T_m$	-15
Datos del Túnel		
Altura (m)	$H$	3,5
Longitud (m)	$L$	6,3
Ancho (m)	$An$	5,3
*Resistencia térmica de las paredes ( $m^2K/m$ )	$R$	6,2
Coefficiente convectivo interior ( $W/m^2K$ )	$h_i$	42
**Coefficiente convectivo exterior ( $W/m^2K$ )	$h_o$	9

\* Valor recomendado para cámaras de baja temperatura (AHSRAE, 2018, ch23, p.23.13)

\*\* Valor recomendado para aire quieto (AHSRAE, 2018, ch24, p.24.1)

#### ➤ Carga por Trasmisión

$$\dot{Q}_t = U * A * \Delta T \quad \dots(A.3.1)$$

Donde:

$\dot{Q}_t$  : Carga por trasmisión (W)

$U$  : Coeficiente global de transferencia de calor ( $W/m^2K$ )

$A$  : Área exterior del recinto ( $m^2$ )

$\Delta T$  : Diferencia de temperatura entre el interior y exterior del recinto (K)

Siendo:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{x}{k} + \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + R + \frac{1}{h_o}} \quad \dots(A.3.2)$$

Donde:

$U$  : Coeficiente global de transferencia de calor ( $W/m^2K$ )

$h_i$  : Coeficiente convectivo interior ( $W/m^2K$ )

$h_o$  : Coeficiente convectivo exterior ( $W/m^2K$ )

$k$  : Conductividad del aislante de la pared ( $W/m.K$ )

$x$  : Espesor de aislante de pared (m)

$R$  : Resistencia térmica de las paredes ( $m^2K/W$ )

Determinando el área total del túnel ( $A$ )

$$A = A_{lateral} + A_{tp} \quad \dots(A.3.3)$$

Donde:

$A_{lateral}$  : Área lateral del recinto ( $m^2$ )

$A_{tp}$  : Área techo y suelo del recinto ( $m^2$ )

Determinando  $A_{lateral}$

$$A_{lateral} = (2 * L + A_n * 2) * H \quad \dots(A.3.4)$$

$$A_{lateral} = (2 * 6,3 + 5,3 * 2) * 3,5 = 81,2 m^2$$

Determinando  $A_{tp}$

$$A_{tp} = 2 * L * A_n \quad \dots(A.3.5)$$

$$A_{tp} = 2 * 6,3 * 5,3 = 66,78 m^2$$

Remplazando valores en la ecuación A.3.3

$$A = 81,2 + 66,78 = \mathbf{147,98 m^2}$$

Determinando el coeficiente global ( $U$ ) remplazando valores en la ecuación A.3.2

$$U = \frac{1}{\frac{1}{42} + 6,2 + \frac{1}{9}} = \mathbf{0,1579 W/m^2K}$$

Determinando Carga por transmisión ( $\dot{Q}_t$ ) remplazando valores en la ecuación A.3.1

$$\dot{Q}_t = 0,1579 * 147,98 * (25 - (-15)) = 934,6 W = \mathbf{0,9346 kW}$$

El calor por transmisión a extraer será de  $\dot{Q}_t = \mathbf{0,9346 kW}$ .

En la siguiente tabla se presentan datos adicionales para el cálculo de la carga por producto y carga interna.

Producto		
Masa de uva por paquete (kg)	$m_u$	8,2
Cantidad de bolsas de uvas por paquete	$N_{bolsas/paquete}$	9
Cantidad de paquetes por pallet	$N_{paquetes/pallet}$	84
Cantidad de total pallets	$N_{pallet}$	6
Cantidad de total de paquetes	$N_{paquetes}$	504
Cantidad de total de bolsas	$N_{bolsas}$	4 536
Masa de uva total (kg)	$m$	4 132,8
Calor específico por encima del punto de congelamiento (kJ/kg.K)	$C_{unf}$	3,656
Calor específico por debajo del punto de congelamiento (kJ/kg.K)	$C_{fro}$	2,02
Calor latente de fusión (kJ/kg.K)	$H_f$	272
Tiempo de congelamiento (min)	$\theta_{min}$	456,5 (7,61 hr)
Fracción de hielo (%)	$x_{ice}$	24,15
Material de empaque		
Paquete de cartón corrugado		
Dimensiones (largo x ancho x alto mm)	-	500 x 400 x 120
Masa de un paquete (kg)	$m_{paq}$	0,840
Calor específico cartón corrugado (kJ/kg.K)	$C_{paq}$	1,40
Bolsas de polietileno		
Dimensiones (largo x ancho x espesor mm)	-	31 x 22 x 3
Densidad bolsas de polietileno(kg/m <sup>3</sup> )	$\rho_{poly}$	1 280
Calor específico bolsas de polietileno (kJ/kg.K)	$C_{poly}$	1,25
Palletes HDPE - heavy duty		
Dimensiones (largo x ancho x alto mm)	-	1 200 x 1 000 x 160
Masa de un Pallet (kg)	$m_{pall}$	18
Calor específico pallet (kJ/kg.K)	$C_{pall}$	1,82

### ➤ Carga del producto

1. Energía desde una temperatura inicial hasta el punto de inicial de congelamiento

$$Q_1 = m * c_{unf} * (T_o - T_{fo}) \quad \dots(A.3.6)$$

2. Energía para congelar el producto

$$Q_2 = m * h_{fice} \quad \dots(A.3.7)$$

3. Energía desde el punto inicial de congelamiento hasta la temperatura final

$$Q_3 = m * c_{fro} * (T_{fo} - T_c) \quad \dots(A.3.8)$$

Donde:

- $Q_{1,2,3}$  : Calor trasferido (kJ)
- $m$  : Masa del producto (kg)
- $T_o$  : Temperatura inicial del producto (°C)
- $T_{fo}$  : Punto inicial de congelamiento (°C)
- $T_c$  : Temperatura final del producto (°C)
- $c_{unf}$  : Calor especifico por encima del punto inicial de congelamiento (kJ/kg.K)
- $c_{fro}$  : Calor especifico por debajo del punto inicial de congelamiento (kJ/kg.K)
- $h_{fice}$  : Entalpia de fusión del agua que forma cristales ( $h_{fice} = H_f * x_{ice}$  kJ/kg.K)

Remplazando valores en la ecuación A.3.6

$$Q_1 = 4\,132,8 * 3,656 * (30 - (-1,6)) = 477\,461\,kJ$$

Remplazando valores en la ecuación A.3.7

$$Q_2 = 4\,132,8 * (272 * 0,2415) = 271\,475\,kJ$$

Remplazando valores en la ecuación A.3.8

$$Q_3 = 4\,132,8 * 2,02 * (-1,6 - (-2)) = 3\,339\,kJ$$

El calor total debido a los productos será la suma de  $Q_{1,2,3}$  dividido entre el tiempo de congelamiento del producto.

$$\dot{Q}_p = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{60 * \theta_{cil}} \quad \dots(A.3.9)$$

Donde:

- $\dot{Q}_p$  : Calor de transferencia de calor por el producto (kW)
- $\theta_{cil}$  : Tiempo de congelamiento para un cilindro finito (min)

Remplazando valores en la ecuación A.3.8

$$\dot{Q}_p = \frac{477\,461 + 271\,475 + 33\,39}{60 * 456,5} = 27,46\,kW$$

Se tiene un calor de transferencia por los productos de  $\dot{Q}_p = 27,46\,kW$

➤ **Carga interna**

$$\dot{Q}_I = \frac{\sum m_i * c_i * (t_i - t_f) * N_i}{60 * \theta_{cil}} \quad \dots(A.3.10)$$

Donde:

- $\dot{Q}_I$  : Calor de transferencia de la carga interna del recinto
- $m_i$  : Masa unitaria del producto de empaque (kg)
- $c_i$  : Calor específico del producto de empaque (kJ/kg.K)
- $t_i$  : Temperatura inicial del producto de empaque (20 °C)
- $t_f$  : Temperatura final del producto de empaque (-2 °C)
- $N_i$  : Cantidad
- $\theta_{cil}$  : Tiempo de congelamiento para un cilindro finito (min)

Determinando el energía de transferencia por las bolsas de polietileno ( $Q_{poly}$ ) de la ecuación A.3.10

$$Q_{poly} = \left( \frac{31 * 22 * 3}{1\,000^3} * 1\,280 \right) * 1,25 * (20 - (-2)) * 4\,536$$
$$Q_{poly} = 326,7 \text{ kJ}$$

Determinando el energía de transferencia por los paquetes ( $Q_{paq}$ ) de la ecuación A.3.10

$$Q_{paq} = 0,840 * 1,4 * (20 - (-2)) * 504$$
$$Q_{paq} = 13\,039 \text{ kJ}$$

Determinando el energía de transferencia por los pallets ( $Q_{pall}$ ) de la ecuación A.3.10

$$Q_{paq} = 18 * 1,82 * (20 - (-2)) * 6$$
$$Q_{paq} = 4\,342 \text{ kJ}$$

De la ecuación A.3.10

$$\dot{Q}_I = \frac{326,7 + 13\,039 + 4\,342}{60 * 456,5} = \mathbf{0,6457 \text{ kW}}$$

Se tiene un calor de transferencia por carga interna de  $\dot{Q}_I = 0,6457 \text{ kW}$

Determinando el Calor Total

$$Q_{TOTAL} = 0,9346 + 27,46 + 0,6457 = 28,73 \text{ kW}$$

La carga térmica total preliminar es de  $Q_{TOTAL} = \mathbf{29,03 \text{ kW}}$

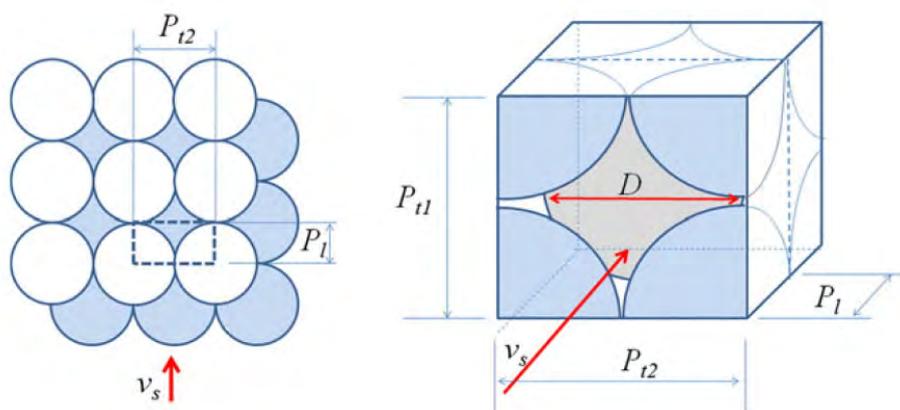
## ANEXO B.4: Cálculo de caída de presión a través de las uvas

En esta sección se detallará el procedimiento de cálculo para determinar la caída de presión del aire al pasar a través de las uvas. En ese sentido se ha considerado el arreglo de las uvas como un modelo de camas empacadas (*packed beds*).

Datos		
Caudal de aire ( $m^3/h$ )	$Q_{aire}$	39 140
Masa de uva (kg)	$m$	4 132,8
Alto Caja (m)	$Alto_{caja}$	0,12
Ancho Caja (m)	$Ancho_{caja}$	0,40
Largo Caja (m)	$Largo_{caja}$	0,50
Temperatura del medio/cámara ( $^{\circ}C$ )	$T_m$	-15
Densidad del aire a $T_m$ ( $kg/m^3$ )	$\rho_{air}$	1,335
Viscosidad dinámica del aire a $T_m$ ( $N\cdot s/m^2$ )	$\mu_{air}$	$1,661 \cdot 10^{-5}$
Largo característica de uva (m)	$L_{uva}$	0,026
Diámetro característico de uva (m)	$D_{uva}$	0,022

### ➤ Determinando las cavidades entre las uvas

Para determinar el espaciamiento que dejan las uvas, dentro del empaque se va considerar un arreglo romboédrico, dentro del empaque. Además, la geometría de la uva se está considerando como un cilindro finito donde la longitud es mayor que el diámetro.



$$\varepsilon = \frac{Vol_{control} - Vol_{particula}}{Vol_{control}} \quad \dots(B.4.1)$$

Donde:

- $\varepsilon$  : Espaciamiento o porcentaje de vacío.  
 $Vol_{control}$  : Volumen del volumen control geométrico en análisis ( $m^3$ )  
 $Vol_{particula}$  : Volumen de la partícula que ocupa el volumen de control ( $m^3$ )

Siendo:

$$Vol_{particula} = \frac{D^3 * \pi}{6} \quad \dots(B.4.2)$$

$$Vol_{control} = P_{t1} * P_{t2} * P_l \quad \dots(B.4.3)$$

Donde:

- $D$  : Diámetro de la esfera cuyo volumen es equivalente al volumen de la uva ( $m^3$ )  
 $P_{t1}, P_{t2}, P_l$  : Dimensiones del Volumen de control.  $P_{t1} = D/2$ ,  $P_{t2} = \sqrt{2}D$ ,  $P_l = D$

Determinando el diámetro equivalente de la uva ( $D$ )

$$Vol_{uva} = D_{uva}^2 * \pi * \frac{L_{uva}}{4} \quad \dots(B.4.4)$$

$$Vol_{uva} = 0,022^2 * \pi * \frac{0,026}{4} = 9,883 * 10^{-6} m^3$$

$$D^3 = 6 * \frac{Vol_{uva}}{\pi} \quad \dots(B.4.5)$$

$$D = \left( 6 * \frac{9,883 * 10^{-6}}{\pi} \right)^{1/3} = 0,02663 m$$

Donde:

- $Vol_{uva}$  : Volumen que ocupa una uva modelada como in cilindro recto ( $m^3$ )  
 $D$  : Diámetro de la esfera cuyo volumen es equivalente al volumen de la uva ( $m^3$ )  
 $L_{uva}$  : Largo característico promedio de la uva (m)  
 $D_{uva}$  : Diámetro característico promedio de la uva (m)

Determinando el espaciamiento entre uvas ( $\varepsilon$ )

$$Vol_{particula} = \frac{0,02663^3 * \pi}{6} = 9,883 * 10^{-6} m^3$$

$$Vol_{control} = \left( \frac{0,02663}{2} \right) * (0,02663 * \sqrt{2}) * (0,02663) = 1,335 * 10^{-5} m^3$$

Remplazando valores en la ecuación A.4.1

$$\varepsilon = \frac{1,335 * 10^{-5} - 9,883 * 10^{-6}}{1,335 * 10^{-5}} = 0,2595$$

El espaciamiento entre las uvas en un arreglo romboédrico será de 0.2595.

#### ➤ Determinando la caída la presión

Se realiza el análisis de la caída de presión para una caja que contienen 8.2 kg de uvas.

$$\Delta P = f * \text{Largo}_{\text{caja}} * v_{\text{sup}}^2 * \frac{\rho_{\text{air}}}{D_{\text{efect}}} \quad \dots(\text{B.4.6})$$

$$f = \frac{150}{\text{Re}} + 1,75 \quad \dots(\text{B.4.7})$$

Donde:

- $\Delta P$  : Caída de presión para una caja de uva de 8,2 kg (Pa)  
 $f$  : Coeficiente de fricción.  
 $\text{Largo}_{\text{caja}}$  : Largo de la caja de empaque de uva de 8,2 kg (m)  
 $v_{\text{sup}}$  : Velocidad superficial (m/s)  
 $\rho_{\text{air}}$  : Densidad del aire a -12°C (kg/m<sup>3</sup>)  
 $\varepsilon$  : Espaciamiento o porcentaje de vacío.  
 $D_{\text{efect}}$  : Diámetro efectivo de la partícula (m)  
 $\text{Re}$  : Número de Reynolds.

Determinando el coeficiente de fricción (f)

$$A_{sc} = \text{Ancho}_{\text{caja}} * \text{Alto}_{\text{caja}} \quad \dots(\text{B.4.8})$$

$$A_{sc} = 0,4 * 0,12 = 0,048 \text{ m}^2$$

$$m_{\text{aire}} = \frac{\rho_{\text{air}} * Q_{\text{aire}}}{m * 3600} * 8,2 \quad \dots(\text{B.4.9})$$

$$m_{\text{aire}} = \frac{1,335 * 39140}{4132 * 3600} * 8,2 = 0,0288 \text{ kg/s}$$

$$G = \frac{m_{\text{aire}}}{A_{sc}} \quad \dots(\text{B.4.10})$$

$$G = \frac{0,0288}{0,048} = 0,5999 \frac{\text{kg}}{\text{s}, \text{m}^2}$$

$$D_{\text{efec}} = \frac{6 * \text{Vol}_{\text{uva}}}{A_{\text{uva}}} = \frac{6 * \text{Vol}_{\text{uva}}}{\frac{\pi}{4} * 2 * D_{\text{uva}}^2 + \pi * D_{\text{uva}} * L_{\text{uva}}} \quad \dots(\text{B.4.11})$$

$$D_{\text{efec}} = \frac{6 * 9,883 * 10^{-6}}{\frac{\pi}{4} * 2 * 0,022^2 + \pi * 0,022 * 0,026} = 0,02319$$

$$\text{Re} = G * \frac{D_{\text{efec}}}{\mu_{\text{air}} * (1 - \varepsilon)} \quad \dots(\text{B.4.12})$$

$$\text{Re} = 0,5999 * \frac{0,02319}{1,661 * 10^{-5} * (1 - 0,2595)} = 1131$$

Remplazando en la ecuación (A.4.7)

$$f = \frac{150}{1\,131} + 1,75 = 1,883$$

Donde

- $A_{sc}$  : Área de la sección transversal por donde pasara el flujo
- $Re$  : Número de Reynolds
- $G$  : Velocidad de masa superficial (kg/s, m<sup>2</sup>)
- $\varepsilon$  : Espaciamiento o porcentaje de vacío
- $Ancho_{caja}$  : Ancho de la caja de 8,2 kg de uvas (m)
- $Alto_{caja}$  : Alto de la caja de 8,2 kg de uvas (m)
- $m_{aire}$  : Flujo de masa de aire para la caja de 8,2 kg de uva, (m)
- $\rho_{air}$  : Densidad del aire a -12°C (kg/m<sup>3</sup>)
- $\mu_{air}$  : Viscosidad dinámica del aire a -12°C (N, s/m<sup>2</sup>)
- $Q_{aire}$  : Caudal de aire total del sistema (m<sup>3</sup>/h)
- $m$  : Masa de uvas total (kg)
- $D_{efec}$  : Diámetro efectivo de la partícula (m)
- $A_{uva}$  : Área superficial de la uva (m<sup>2</sup>)
- $Vol_{uva}$  : Volumen que ocupa una uva modelada como in cilindro recto (m<sup>3</sup>)
- $D_{uva}, L_{uva}$  : Dimensiones características de la uva (m)

Determinando la caída de presión ( $\Delta P$ ).

$$v_{sup} = \frac{G}{\rho_{air}} \quad \dots(B.4.12)$$

$$v_{sup} = \frac{0,5999}{1,335} = 0,4495 \text{ m/s}$$

Remplazando en ecuación A.4.6

$$\Delta P = 1,883 * 0,5 * 0,4495^2 * \frac{1,335}{0,02319} = \mathbf{10,95 \text{ Pa}}$$

Finalmente se tiene que la caída de presión analizando una caja será de 10.95 Pa. Debido a que se tiene un arreglo en serie de solo 6 cajas y las demás serán en paralelo. Por lo caída de presión de las cajas en serie se determina multiplicando el número de cajas en serie. Es decir, las cuales están en dirección al flujo. Además, se multiplicará por un factor de 1.20 por los cortocircuitos del aire.

Remplazando en ecuación A.4.6

$$\Delta P_t = 10,95 * 6 * 1,2 = \mathbf{78,82 \text{ Pa}}$$

Donde

$\Delta P_t$  : Caída de Presión total en una línea de producto (Pa)

Entonces la caída de presión por línea de producto. Será de 78,82 Pa o de 0,32 in.wc, lo cual nos da una caída de presión total del sistema de 0,64 in.wc. Para hacer forzar el paso de un flujo total de aire de 39 140  $m^3/h$  por los productos.



## ANEXO B.5: Cálculo de Coeficiente convectivo y carga total

### ➤ Verificación del Coeficiente convectivo.

En el presente Anexo se detalla el cálculo de verificación de coeficiente convectivo que se asumió en un inicio de  $42 \text{ W/m}^2\text{K}$  y se determinará la carga total del sistema considerando los motores de los equipos dentro del espacio refrigerado. A continuación, la Tabla de datos necesarios para el cálculo del coeficiente convectivo.

Datos	Símbolo	Valor
Caudal de aire ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	$Q_{\text{aire}}$	39 500
Masa de uva (kg)	$m$	4132,8
Alto sección transversal (m)	$Alto_{\text{tras}}$	1,689
Ancho sección transversal (m)	$Ancho_{\text{tras}}$	1,2
Temperatura del medio/cámara ( $^{\circ}\text{C}$ )	$T_m$	-15
Densidad del aire a $T_m$ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	$\rho_{\text{air}}$	1,335
Conductividad del aire a $T_m$ ( $\text{W}/\text{m K}$ )	$k$	0,0232
Viscosidad dinámica del aire a $T_m$ ( $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ )	$\mu_{\text{air}}$	$1,661 \cdot 10^{-5}$
Espaciamiento o porcentaje de vacío	$\varepsilon$	0,2595
Diámetro característico de uva (m)	$D$	0,022

La sección transversal del flujo del aire se refiere al ancho y alto de los pallets por donde va pasar el aire frío y va extraer el calor del producto. Además, se está considerando el espaciamiento que se determino en el Anexo B.4 ( $\varepsilon = 0,2595$ ), pues por esos espacios va a pasar el aire a enfriar las uvas. La ecuación B.5.1, es una correlación de Nusselt para geometrías cilíndricas, el fluido puede ser gas o líquido y el método de transferencia de calor es por convección forzada (Cengel, et al., 2015, Ch.7 pp. 443). Cabe mencionar que solo es válida dentro del rango de dentro del rango de 4 000 a 40 000 de número de Reynolds.

$$Nu = 0,193 * Re^{0,618} * Pr^{0,333} \quad \dots(\text{B.5.1})$$

$$Nu = \frac{h_v * D}{k_{-15^\circ C}} \quad \dots(B.5.2)$$

Donde:

- $Nu$  : Número de Nusselt.
- $h_v$  : Coeficiente convectivo verificado ( $W/m^2K$ )
- $D$  : Longitud característica (m)
- $k_{-15^\circ C}$  : Conductividad del aire a  $-15^\circ C$  ( $W/m K$ )

Siendo:

$$Re = G * \frac{D}{\mu_{air} * (1 - \varepsilon)} \quad \dots(B.5.3)$$

$$G = \frac{\dot{m}_a}{A_{tras}} \quad \dots(B.5.4)$$

Donde

- $A_{tras}$  : Área de la sección transversal por donde pasara el flujo ( $m^2$ )
- $Re$  : Número de Reynolds
- $G$  : Velocidad de masa superficial ( $kg/s.m^2$ )
- $\varepsilon$  : Espaciamiento o porcentaje de vacío
- $\dot{m}_a$  : Flujo de masa de aire para una fila de pallets. ( $kg/s$ )
- $\mu_{air}$  : Viscosidad dinámica del aire a  $-15^\circ C$  ( $N.s/m^2$ )
- $D$  : Longitud característica (m)

Determinando el área efectiva del paso del aire ( $A_{tras}$ )

$$A_{tras} = Alto_{tras} * Ancho_{tras} * \varepsilon \quad \dots(B.5.6)$$

Donde:

- $A_{tras}$  : Alto sección transversal (m)
- $Ancho_{tras}$  : Ancho sección transversal (m)
- $\varepsilon$  : Espaciamiento o porcentaje de vacío

Remplazando valores en la ecuación B.5.6

$$A_{tras} = 1,689 * 1,2 * 0,2595 = 0,526 m^2$$

Determinando el flujo de masa del aire a través de los pallets ( $\dot{m}_a$ )

$$\dot{m}_a = \frac{Q_{aire} * \rho_{air}}{2 * 3600} \quad \dots(B.5.6)$$

Remplazando valores en la ecuación B.5.6

$$\dot{m}_a = \frac{39\,500 * 1,335}{2 * 3600} = 7,408 \frac{kg}{s}$$

Remplazando valores en la ecuación B.5.4

$$G = \frac{7,408}{0,526} = 3,654 \frac{kg}{s, m^2}$$

Determinando el número de Reynolds ( $Re$ ) reemplazando valores en la ecuación B.5.3

$$Re = 3,654 * \frac{0,022}{1,661 * 10^{-5} * (1 - 0,2595)} = 6\ 596$$

El número de Reynolds tiene un valor de **6 596** el cual esta dentro del rango para usar la ecuación B.5.1.

Determinando el número de Nusselt ( $Nu$ ) reemplazando valores en la ecuación B.5.1

$$Nu = 0,193 * 6\ 596^{0,618} * 0,7134^{0,333} = 39,54$$

Despejando el coeficiente convectivo y reemplazando valores en la ecuación B.5.2

$$h_v = \frac{k_{-15^{\circ}C} * Nu}{D}$$

$$h_v = \frac{0,0232 * 39,54}{0,022} = 41,7 \frac{W}{m^2, K}$$

Finalmente se obtiene un coeficiente convectivo e  $41.7\ W/m^2K$ , con lo que no se necesita volver iterar pues los valores están muy cercanos con el asumido de  $42\ W/m^2K$ .

#### ➤ **Determinación de la carga térmica total**

Debido a que el coeficiente convertido que se ha determinado es muy cercano al asumido inicialmente, no se va a volver a recalculer las cargas térmicas anteriormente determinadas. A continuación, se muestra una Tabla con los motores dentro del espacio refrigerado. En esta tabla se especifica las potencias nominales de estos motores según el catálogo de fabricante; esto nos va permitir determinar las cargas de los equipos dentro del espacio refrigerado.

Descripción Carga	Cantidad	Potencia (kW)
Ventiladores Evaporadores	4	0,7
Ventiladores Auxiliares	2	2,2

Mediante la ecuación B.5.7 se va a determinar la carga térmica de los motores dentro del espacio refrigerado.

$$\sum \dot{Q}_{eq,i} = \sum N_{m,i} * P_{m,i} * \frac{t_{fun}}{n_{mot}} \quad \dots(B.5.7)$$

Donde:

- $\dot{Q}_{eq}$  : Calor de transferencia de la carga de los equipos (kW)
- $N_m$  : Número de motores con la misma potencia.
- $P_m$  : Potencia nominal del motor (kW)
- $t_{fun}$  : Tiempo de funcionamiento del motor (horas/día)
- $n_{mot}$  : Eficiencia del motor ( $n_{mot} = 0,95$ )

Determinando la carga térmica debido a los Ventiladores de los evaporadores, reemplazando en B.5.7

$$\dot{Q}_{eq,ev} = 4 * \frac{0,7}{0,95} * \frac{7,61}{24} = 0,934 \text{ kW}$$

Determinando la carga térmica debido a los Ventiladores auxiliares, reemplazando en B.5.7

$$\dot{Q}_{eq,aux} = 2 * \frac{2,2}{0,95} * \frac{7,61}{24} = 1,46 \text{ kW}$$

Determinando la carga térmica total debido a los motores dentro del espacio refrigerado

$$\dot{Q}_{eq,t} = 1,48 + 0,986 = 2,40 \text{ kW}$$

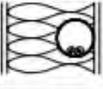
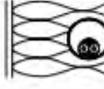
Se tiene que la carga total debido a los motores que operan dentro del espacio refrigerado es de 2.466 kW. Esta carga se le adiciona a la carga anteriormente determinada en el Anexo B.3. Finalmente, se tiene la siguiente tabla donde la suma de todas las cargas es de **31.43 Kw**.

<b>Carga Térmica total de refrigeración</b>		
Carga	Símbolo	Valor (kW)
Trasmisión	$\dot{Q}_t$	0,9233
Interna	$\dot{Q}_I$	0,6457
Producto	$\dot{Q}_P$	27,46
Equipos	$\dot{Q}_{eq}$	2,40
<b>Total</b>	$\dot{Q}_{TOTAL}$	<b>31,43 kW</b>

## ANEXO B6: Tablas de dimensionamiento de conductores del CNE

En el siguiente anexo se presenta las tablas de selección de conductores, extraídas del Código Nacional de Electricidad 2006.

Tabla B.6 - 1  
Capacidades de corriente nominal de conductores aislados

Sección nominal del conductor [mm <sup>2</sup> ]	Método de instalación de acuerdo a la NTP 370.301 (IEC 60364-5-523)												
	A1		A2		B1		B2		C		D		
													
Aislamiento	PVC		PVC		PVC		PVC		PVC		PVC		
Temperatura	70 °C		70 °C		70 °C		70 °C		70 °C		70 °C		
Cantidad de conductores	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	2	3	
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Cobre													
1,5	14,5	13,5	14	13	17,5	15,5	16,5	15	19,5	17,5	22	18	
2,5	19,5	18	18,5	17,5	24	21	23	20	27	24	29	24	
4	26	24	25	23	32	28	30	27	36	32	38	31	
6	34	31	32	29	41	36	38	34	46	41	47	39	
10	46	42	43	39	57	50	52	46	63	57	63	52	
16	61	56	57	52	76	68	69	62	85	76	81	67	
25	80	73	75	68	101	89	90	80	112	96	104	86	
35	99	89	92	83	125	110	111	99	138	119	125	103	
50	119	108	110	99	151	134	133	118	168	144	148	122	
70	151	136	139	125	192	171	168	149	213	184	183	151	
95	182	164	167	150	232	207	201	179	258	223	216	179	
120	210	188	192	172	269	239	232	206	299	259	246	203	
150	240	216	219	196	-	-	-	-	344	299	278	230	
185	273	245	248	223	-	-	-	-	395	341	312	258	
240	321	286	291	261	-	-	-	-	461	403	361	297	
300	367	328	334	298	-	-	-	-	530	464	408	336	

Nota: Tomado de Código Nacional de Electricidad, 2006, pp.553

Tabla B.6 - 2

*Factores de corrección por temperatura*

Temperatura ambiente [°C]	PVC		XLPE o EPR		MI - Mineral * (al aire)	
	Cables al aire	Cables en ductos enterrados	Cables al aire	Cables en ductos enterrados	Cubierta de PVC o desnudo y expuesto al contacto 70°C	Desnudo no expuesto al contacto 105 °C
10	1,22	1,10	1,15	1,07	1,26	1,14
15	1,17	1,05	1,12	1,04	1,20	1,11
20	1,12	1,00	1,08	1,00	1,14	1,07
25	1,06	0,95	1,04	0,96	1,07	1,04
30	1,00	0,89	1,00	0,93	1,00	1,00
35	0,94	0,84	0,96	0,89	0,93	0,96
40	0,87	0,77	0,91	0,85	0,85	0,92
45	0,79	0,71	0,87	0,80	0,87	0,88
50	0,71	0,63	0,85	0,76	0,67	0,84
55	0,61	0,55	0,76	0,71	0,57	0,80
60	0,50	0,45	0,71	0,65	0,45	0,75
65	-	-	0,65	0,60	-	0,70
70	-	-	0,58	0,53	-	0,65
75	-	-	0,50	0,46	-	0,60
80	-	-	0,41	0,38	-	0,54
85	-	-	-	-	-	0,47
90	-	-	-	-	-	0,40
95	-	-	-	-	-	0,32

Nota: Tomado de Código Nacional de Electricidad, 2006, pp.553

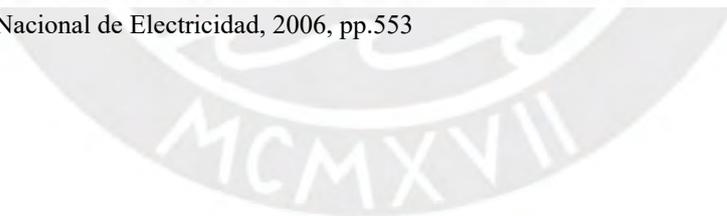


Tabla B.6 - 3

Factor de corrección por agrupamiento

Ítem	Disposición (en cuanto a cables)	Número de circuitos o cables multipolar												A usarse con capacidades de corriente nominal, referencia
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	12	16	20	
1	Agrupados en el aire, sobre una superficie empotrados o encerrados	1,00	0,80	0,70	0,65	0,60	0,57	0,54	0,52	0,50	0,45	0,41	0,38	4 a 8 Métodos A a F
2	En una capa sobre una pared, piso o bandeja no perforada	1,00	0,85	0,79	0,75	0,73	0,72	0,72	0,71	0,70	No más factores de reducción para más de nueve circuitos o cables multipolares		4 a 7 Método C	
3	En una capa fijado directamente bajo un techo de madera	0,95	0,81	0,72	0,68	0,66	0,64	0,63	0,62	0,61				
4	En una capa sobre una bandeja perforada horizontal o vertical	1,00	0,88	0,82	0,77	0,75	0,73	0,73	0,72	0,72				
5	En una capa sobre un soporte de bandeja de escaleras, o listones, etc.	1,00	0,87	0,82	0,80	0,80	0,79	0,79	0,78	0,78				
													8 a 9 Métodos E y F	

Nota: Tomado de Código Nacional de Electricidad, 2006, pp.553



## ANEXO B.7: Cálculo caída de presión en Tubería

En el presente Anexo se detalla el dimensionamiento de las tuberías de refrigerante para la línea de líquido que va del recipiente receptor de líquido hacia los evaporadores. Además, se dimensionará la tubería de gas refrigerante de la salida de los evaporadores hacia el compresor. Para este cálculo se abordará lo estipulado en el capítulo 22 del manual de “ASHRAE Fundamentals – Piping Design” y las recomendaciones del capítulo 1 del manual de “ASHRAE Refrigeration – Halocarbon Refrigeration Systems”.

### ➤ Ciclo de refrigeración

En primer lugar, se va a determinar los puntos del ciclo de refrigeración del enfriador de tipo túnel estático. A continuación, se presenta el ciclo teórico de refrigeración por expansión directa en el diagrama de Mollier para el sistema de refrigeración del enfriador de uvas. Donde el punto (1) es la succión del compresor, el punto (2) es la descarga del compresor, el punto (3) es la salida del condensador y el punto (4) es la entrada al evaporador. Cabe mencionar, que el refrigerante que es el R404 A, se ha determinado la carga térmica en 34 kW con una temperatura de evaporación de  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  con un sobrecalentamiento de 10 K y una temperatura de condensación de  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  con subenfriamiento de 3 K. A continuación, se muestra en la Figura B7 – 1 el diagrama de Mollier.

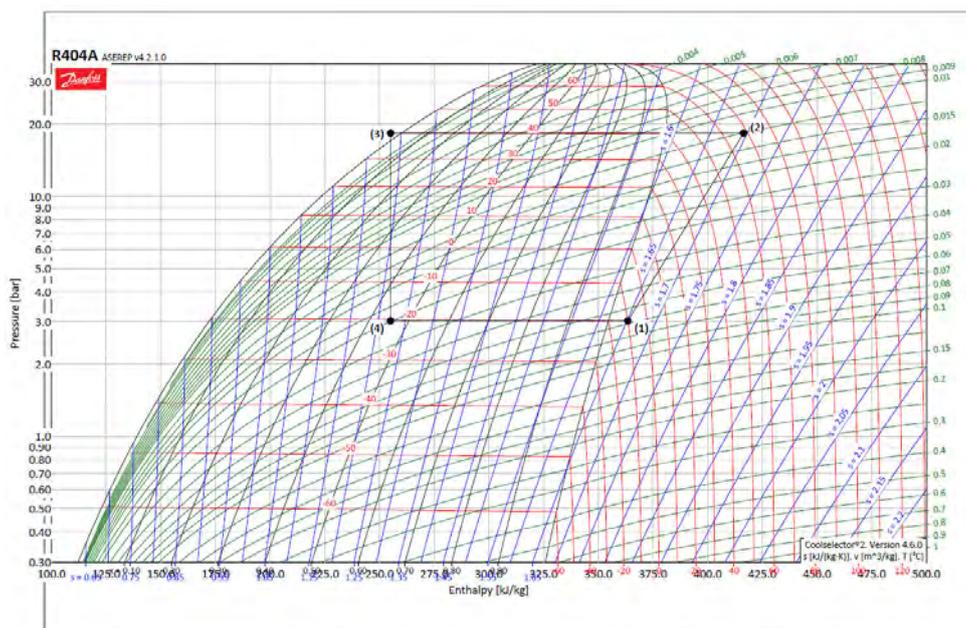


Figura B7 - 1 Diagrama de Mollier ciclo de refrigeración  
Nota: Se apoyo en el software CoolSelector 2 de Danfoss.

En la siguiente Tabla B7-1 se muestra los valores de temperatura, presión, densidad y entalpía para cada punto del diagrama de Mollier del sistema de refrigeración del enfriador de uvas. El punto (1) se determina considerando un sobrecalentamiento de 10 K y a la presión de evaporación, el punto (2) se determina mediante un proceso isoentrópico y a la presión de condensación, el punto (3) se determina con un subenfriamiento de 3 K y a la presión de condensación; y finalmente el punto (4) se determina con un proceso de estrangulación isoentálpico y a con la presión de evaporación.

TablaB7-1  
Propiedades del Refrigerante R404A según los puntos del ciclo de refrigeración

Punto	Descripción	Temperatura °C	Presión bar	Densidad kg / m <sup>3</sup>	Entalpía kJ / kg	Estado
1	Succión Compresor	-10	3,03	14,72	363,5	Vapor sobre calentado
2	Descarga Compresor	68,4	18,33	80,05	416,4	Vapor sobre calentado
3	Salida del Condensador	37	18,33	983,3	255,1	Líquido sub enfriado
4	Entrada al Evaporador	-20	3,03	33,7	255,1	Vapor húmedo

Nota: Elaboración propia.

#### ➤ Dimensionamiento de las tuberías de refrigerante

A continuación, se procede a determinar el dimensionamiento de las tuberías de líquido y de gas para el sistema de refrigeración, Para las tuberías de líquido se recomienda una velocidad entre 0,5 a 1,5 m/s para evitar golpes de ariete en la válvula solenoide y de expansión; la caída de presión en la tubería de líquido no debe de causar una variación de temperatura mayor a 1 K a la temperatura de condensación considerando el subenfriamiento (ASHRAE, 2018, ch. 1, pp-1.3). Por otro lado, para las tuberías de gas refrigerante se recomienda una velocidad entre 8 a 12 m/s para asegurar el retorno de aceite al compresor; de igual manera la caída de presión en esta línea no debe causar una variación de temperatura mayor a 1 K a la temperatura de evaporación (ASHRAE, 2018, ch. 1, pp-1.3). A continuación, se muestra un ejemplo de cálculo para la línea de líquido para luego mostrar la tabla de resultados finales, el recorrido de las tuberías se puede visualizar en el Plano “PL-04-A2-2021” se están empleando tuberías de cobre tipo L según la norma ASTM B88.

$$\dot{Q} = \dot{m} * (h_4 - h_3) \quad \dots(B.7.1)$$

Donde:

- $\dot{Q}$  : Carga térmica de refrigeración 34 kW.  
 $\dot{m}$  : Flujo másico de refrigerante en el sistema (kg / s)  
 $h_4$  : Entalpía en el punto 4 a la salida del evaporador (kJ/ kg)  
 $h_3$  : Entalpía en el punto 3 a la entrada del evaporador (kJ/ kg)

Despejando el flujo másico en B.7.1 y reemplazando valores

$$\dot{m} = \frac{34}{363,5 - 255,1}$$

$$\dot{m} = 0,314 \text{ kg /s}$$

Determinando la velocidad en la tubería de líquido considerando una tubería de  $\varnothing$  7/8 pulg.

$$V = \frac{Q}{A_i} \quad \dots(\text{B.7.2})$$

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho_3} \quad \dots(\text{B.7.3})$$

$$A_i = D_i^2 * \frac{\pi}{4} \quad \dots(\text{B.7.4})$$

Donde:

- $V$  : Velocidad del fluido refrigerante por la tubería (m/s)  
 $Q$  : Caudal del refrigerante (m<sup>3</sup>/s)  
 $A_i$  : Sección trasversal de la tubería (m<sup>2</sup>)  
 $\rho_3$  : Densidad en el punto 3 a la salida del condensador (kg/m<sup>3</sup>)  
 $D_i$  : Diámetro interno de tubería de  $\varnothing$ 7/8 in. (0.0189 m)

Remplazando valores en la ecuación B.7.4, B.7.3 y B.7.2 respectivamente

$$A_i = 0,0189^2 * \frac{\pi}{4} = 0,000281 \text{ m}^2$$

$$Q = \frac{0,314}{983,3} = 0,000319 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V = \frac{0,000319}{0,000281} = 1,13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Se tiene una velocidad en la línea de líquido de 1,13 m/s la cual está dentro del rango de diseño

A continuación, se va a proceder a determinar la caída de presión de la línea de líquido para el tramo AL – BL el cual tiene 8 codos de radio largo, una reducción concéntrica y una longitud de 26,7m cuyo diámetro de tubería es de  $\varnothing$  7/8 in con una velocidad de 1,13 m/s

$$\Delta p = f * \left(\frac{L_e}{D_i}\right) \left(\rho_3 * \frac{V^2}{2}\right) \quad \dots(B.7.5)$$

$$f = \left(\frac{1}{-2 * \log\left(\frac{e}{D_i * 3,7} + \left(\frac{6,81}{Re}\right)^{0,9}\right)}\right)^2 \quad \dots(B.7.6)$$

$$L_e = L + (k_{CL} * N_{CL} + k_{RC} * N_{RC}) * D_i \quad \dots(B.7.7)$$

$$Re = 4 * \frac{\dot{m}}{\pi * D_i * \mu_3} \quad \dots(B.7.8)$$

Donde:

- $\Delta p$  : Caída de presión en el tramo (Pa)
- $f$  : Coeficiente de fricción de la tubería
- $L_e$  : Longitud equivalente de la tubería más accesorios (m)
- $e$  : Coeficiente de rugosidad para tuberías de cobre (0,00000152 m)
- $Re$  : Número de Reynolds
- $L$  : Longitud del tramo (26,7 m)
- $k_{CL}$  : Factor de pérdida para codos de radio largos (21,42)
- $N_{CL}$  : Cantidad de codos de radio largo en el tramo
- $k_{RC}$  : Factor de pérdida para reducción concéntricas (13,57)
- $N_{RC}$  : Cantidad de reducciones concéntricas en el tramo
- $\mu_3$  : Viscosidad dinámica en el punto 3 a la salida del condensador (0,000094 Pa,s)

Determinando el número de Reynolds y el factor de fricción en B.7.8 y B.7.7

$$Re = 4 * \frac{0,314}{\pi * 0,0189 * 0,00001067} = 1\,977\,695,6$$

$$f = \left(\frac{1}{-2 * \log\left(\frac{0,00000152}{0,0189 * 3,7} + \left(\frac{6,81}{1977695,6}\right)^{0,9}\right)}\right)^2 = 0,0114955$$

Determinando la caída de presión en el tramo ( $\Delta p$ ) reemplazando valores en B.7.7 y B.7.5

$$L_e = 26,7 + (21,42 * 8 + 13,57 * 1) * 0,0189 = 30,2 \text{ m}$$

$$\Delta p = 0,0114955 * \left(\frac{30,2}{0,0189}\right) \left(983,3 * \frac{1,13^2}{2}\right) = 11597,3 \text{ Pa}$$

Finalmente se obtiene para el tramo A-L a B-L se tiene una pérdida de carga de 115 973 Pa lo que equivale a una diferencia de temperaturas de 0,26 K en la condensación. De igual manera se procede para las demás tuberías de líquido; para las líneas de gas se debe considerar el volumen específico en el punto 1 y una densidad dinámica en el punto 1. A continuación se presenta los resultados del dimensionamiento de las tuberías.

Tabla B7 - 2

Resultados de caída de presión en las tuberías

LÍNEA DE LIQUIDO DE REFRIGERANTE																							
TRAMO	LONGITUD		O.D.			ESPESOR	I.D.	ÁREA	DENSIDAD	FLUJO	CUADAL	VELOCIDAD	REYNOLDS	RUGOSIDAD	COEF.FRICC.	LONGITUD ACC.		LONGITUD EQ.		DP		ACCESORIOS	CARGA DE REFRIGERANTE
	m	in	in	mm	mm											m	m <sup>2</sup>	kg / m <sup>3</sup>	kg / s	m <sup>3</sup> / s	m / s		
AL - BL	26.7	7/8	0.875	22.23	1.65	0.01893	0.0002813	983.3	0.314	0.000319	1.1340	1977695.6	0.00000152	0.01149568	3.50	30.2	11597.5	0.116	8 COD RL + 1 RED CON		7.39		
BL - CL2	1.0	5/8	0.625	15.88	1.24	0.0134	0.0001409	983.3	0.157	0.000159	1.1318	1397084.3	0.00000152	0.01227297	1.72	2.7	1570.5	0.016	1 TEE + 1 COD RL		0.14		
BL - CL1	3.8	5/8	0.625	15.88	1.24	0.0134	0.0001409	983.3	0.157	0.000159	1.1318	1397084.3	0.00000152	0.01227297	1.10	4.9	2827.2	0.028	1 TEE + 2 COD RL		0.53		
<b>RUTA CRÍTICA AL-CL1</b>																		14424.7	0.144	<b>DT = 0.7 K</b>		<b>8.05</b>	

LÍNEA DE GAS DE REFRIGERANTE																							
TRAMO	LONGITUD		O.D.			ESPESOR	I.D.	ÁREA	VOL.ESP.	FLUJO	CUADAL	VELOCIDAD	REYNOLDS	RUGOSIDAD	COEF.FRICC.	LONGITUD ACC.		LONGITUD EQ.		DP		ACCESORIOS	CARGA DE REFRIGERANTE
	m	in	in	mm	mm											m	m <sup>2</sup>	m <sup>3</sup> / kg	kg / s	m <sup>3</sup> / s	m / s		
AG1-BG1	1.0	2 1/8	2.125	53.98	2.11	0.04976	0.0019443	0.0679348	0.157	0.010654	5.4796	380400.05	0.00000152	0.01410539	3.20	4.2	263.0	0.003	3 COD RL		0.03		
AG2-BG2	1.0	2 1/8	2.125	53.98	2.11	0.04976	0.0019443	0.0679348	0.157	0.010654	5.4796	380400.05	0.00000152	0.01410539	3.20	4.2	263.0	0.003	3 COD RL		0.03		
BG1-CG	4.8	1 5/8	1.625	41.28	1.83	0.03762	0.0011113	0.0679348	0.157	0.010654	9.5874	503171.73	0.00000152	0.01364556	3.44	8.3	2027.6	0.020	3 COD RL + 1 RED.CON +1 TEE		0.08		
BG2-CG	1.9	1 5/8	1.625	41.28	1.83	0.03762	0.0011113	0.0679348	0.157	0.010654	9.5874	503171.73	0.00000152	0.01364556	4.70	6.6	1619.9	0.016	3 COD RL + 1 RED.CON +1 TEE		0.03		
CG - DG	23.0	2 1/8	2.125	53.98	2.11	0.04976	0.0019443	0.0679348	0.314	0.021308	10.9592	760800.1	0.00000152	0.01272034	20.58	43.6	9848.0	0.098	2 COD RL + 1 TEE + 1 VB		0.66		
<b>RUTA CRÍTICA AG1-DG</b>																		12138.5	0.121	<b>DT = 0.9K</b>		<b>0.83</b>	

Nota: Elaboración propia

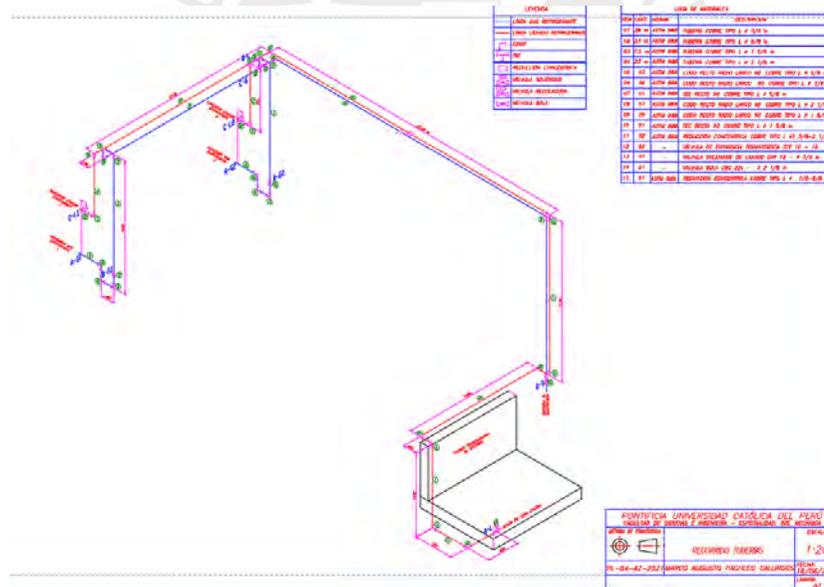


Figura B7 - 2 Recorrido de tuberías

Nota: Elaboración propia. Veasé Plano "Recorrido de tuberías"

## ANEXO B.8: Cálculo de reacciones de tubo cuadro superior

En el presente Anexo se detalla el cálculo del elemento número 4 de la estructura para analizar su resistencia mecánica. A continuación, en la Tabla B7-1 se muestra propiedades geométricas de tubo cuadrado y propiedades del material para realizar el análisis de resistencia.

Tabla B7-1  
Parámetros para el análisis de la estructura

Datos	Símbolo	Valor
Dimensión Perfil cuadrado (mm)	$L_{x,y}$	80
Espesor del perfil (mm)	$e_p$	5
Resistencia a la fluencia (MPa)	$\sigma_f$	315
Área transversal del perfil (mm <sup>2</sup> )	$A_{per}$	1500
Momento de inercia (mm <sup>4</sup> )	$I_{x,y}$	1 412 500
Momento de inercia polar (mm <sup>4</sup> )	$J$	2 109 375
Radio de giro (mm)	$i_{x,y}$	30,7
Factor de seguridad	$F_S$	2,5
Esfuerzo admisible (MPa)	$\sigma_{ADM}$	126

En la Figura B8-1 se muestra el diagrama de cuerpo libre de la barra, la cual se caracteriza por un sistema hiperestático al tener un doble empotramiento en los extremos.



Figura B8 - 1 Diagrama de cuerpo libre de elemento número 4

A continuación, se determinan las reacciones en el eje “Y”, por sumatoria de fuerzas considerando que el cuerpo se encuentra en equilibrio. Por otro lado, para determinar los momentos flectores en “a” y “b” se utilizará el método de principio de superposición, además se utilizarán las expresiones para determinar la deflexión para vigas en voladizo mostradas en la Figura B8-3. Para determinar el momento flector en los empotramientos se considera que la flexión en un apoyo es 0,

Realizando la sumatoria de fuerzas en el eje Y, se tiene la ecuación

$$\sum F_y = 0 \quad \dots(B.8.1)$$

$$R_{ax} + R_{ay} = 1\,164\,N \quad \dots(B.8.2)$$

Por simetría se tiene que la reacción en el apoyo “a” y en el apoyo “b” son iguales.

$$R_{ay} = R_{ax} = 582\,N$$

Para determinar los momentos flectores en los puntos “a” y “b”, se realizará por el método de superposición considerando que la deflexión en el punto “b” es igual a cero.

$$\delta_b = \frac{F * 0,9^3}{3EI} - \frac{F * 0,245^2(3 * 0,9 - 0,245)}{6EI} - \frac{F * 0,655^2(3 * 0,9 - 0,655)}{6EI} - \frac{M_b * 0,9^3}{2EI} \quad \dots(B.8.3)$$

$$\delta_b = 0 \quad \dots(B.8.4)$$

Donde:

- $\delta_b$  : Deflexión en el punto b (m)
- $F$  : Fuerza (582 N)
- $E$  : Modulo de Young
- $I$  : Momento de inercia

Remplazando valores en la ecuación B.8.3 y resolviendo el sistema de ecuaciones B.8.3 y B.8.4.

$$M_b = 103,77\,Nm$$

Por simetría se tiene que el momento en el punto “a” es igual en valor al momento en el punto “b”

$$M_a = 103,77\,Nm$$

A continuación, en la figura B2-2 se muestra el diagrama de fuerza cortante y momento flector de la barra. Donde se observa que las secciones críticas son en los empotramientos “a” y “b”.

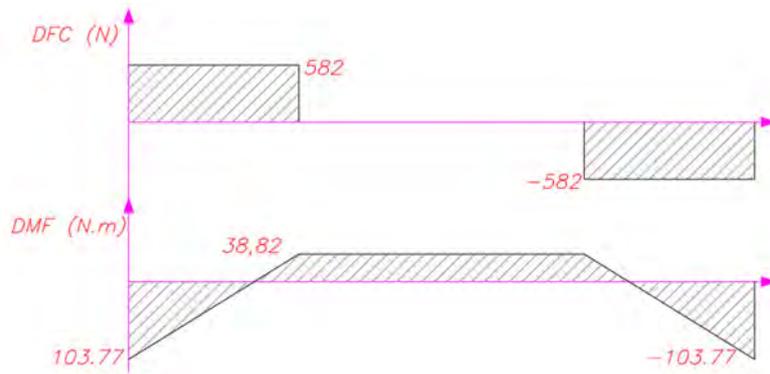


Figura B8 - 2 Diagrama de fuerza cortante y momento flector del tubo cuadrado.

A continuación, en la figura B2-2 se muestra el diagrama de fuerza cortante y momento flector de la barra. Donde se observa que las secciones críticas son en los empotramientos “a” y “b”.

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 * \tau_c^2} \quad \dots(B.8.5)$$

$$\tau_c = \frac{F}{A} \quad \dots(B.8.6)$$

$$\sigma_{fl} = \frac{M_f * C}{I_x} \quad \dots(B.8.7)$$

Donde:

- $\sigma_{eq}$  : Esfuerzo equivalente (MPa)
- $\tau_c$  : Esfuerzo cortante (MPa)
- $\sigma_{fl}$  : Esfuerzo de flexión (MPa)
- $F$  : Fuerza (582 N)
- $A$  : Área trasversal del tubo cuadrado (mm)
- $I_x$  : Momento de inercia (1 412 500 mm<sup>4</sup>)
- $C$  : Distancia desde el eje neutro al punto (40 mm)
- $M_f$  : Momento flector (103,77 Nm)

Determinando el esfuerzo cortante y el esfuerzo de flexión en las ecuaciones B.8.6 y B.8.7 en el empotramiento

$$\sigma_{fl} = 2,94 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = 0,388 \text{ MPa}$$

Remplazando los valores hallados anteriormente en la ecuación B.8.5

$$\sigma_{eq} = \sqrt{2,94^2 + 3 * 0,388^2} = 3,02 \text{ MPa}$$

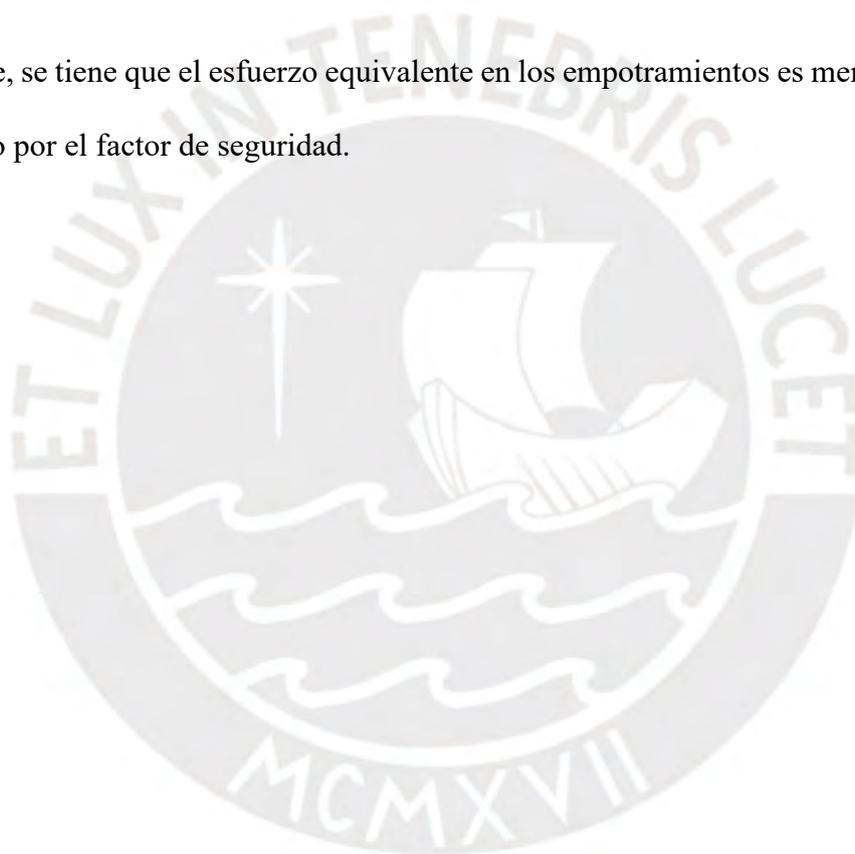
Según la teoría de fallas el esfuerzo equivalente debe de ser menor que el esfuerzo de fluencia del material  $\sigma_{flu} = 315 \text{ MPa}$  afectado con un factor de seguridad, que en este caso se consideró  $FS = 2.5$ . Remplazando valores en la ecuación 8.8

$$\sigma_{eq} < \frac{\sigma_{flu}}{FS} \quad \dots(\text{B.8.8})$$

$$3,02 < \frac{315}{2.5}$$

$$3,02 < 126$$

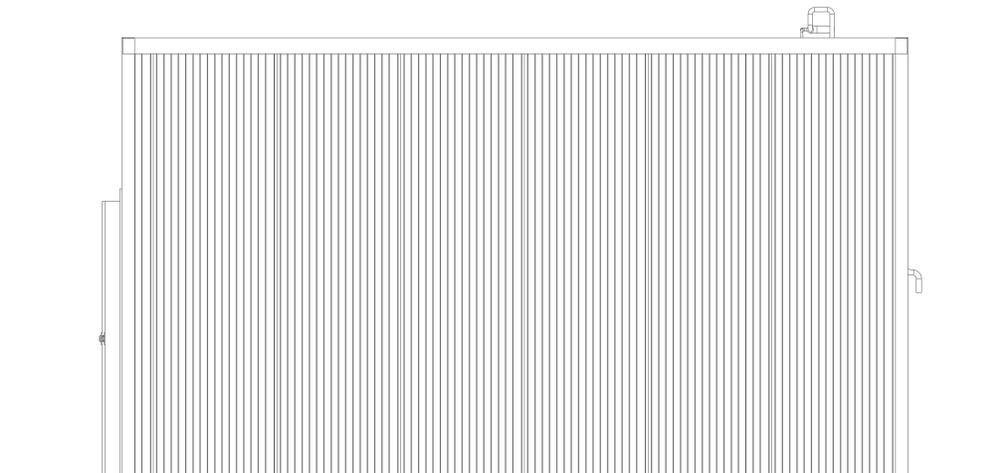
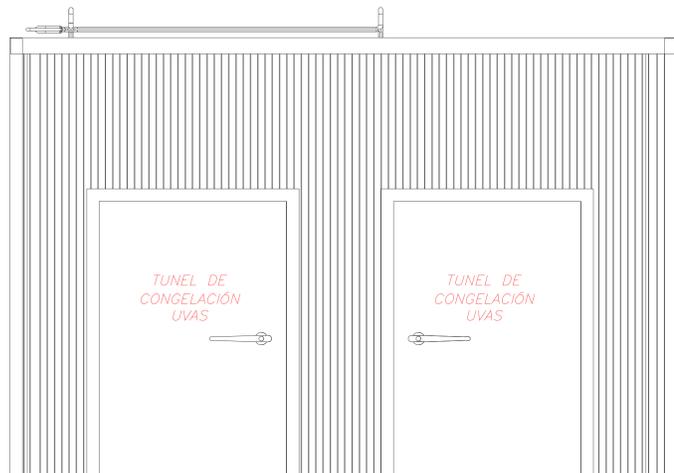
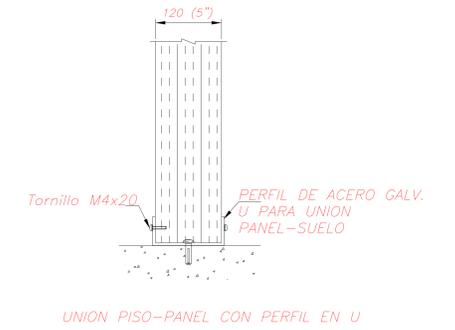
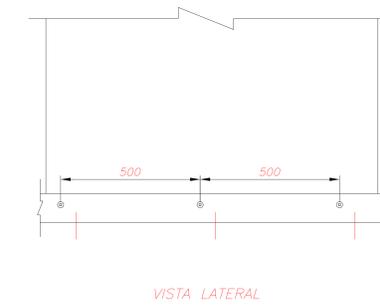
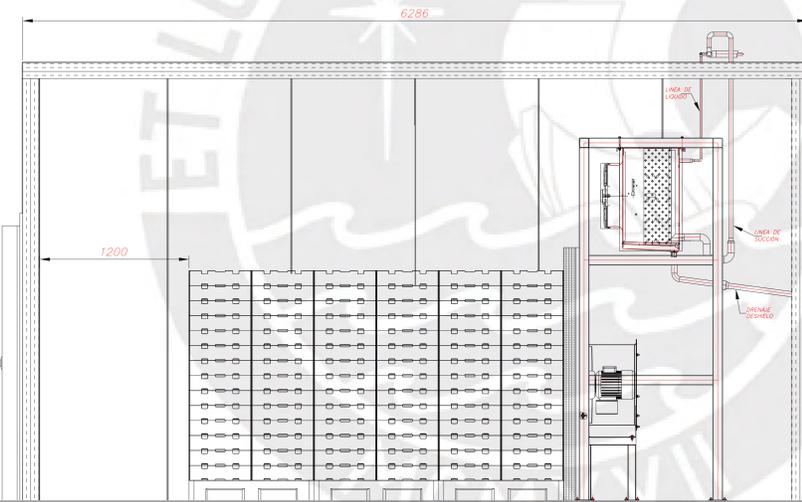
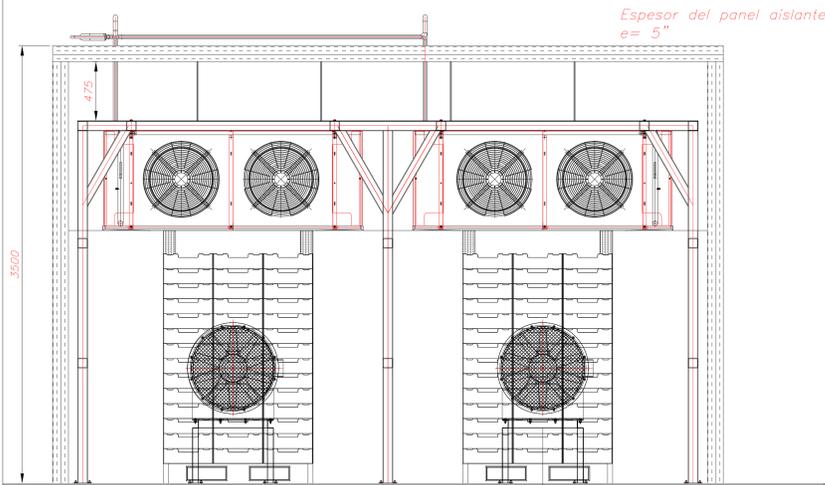
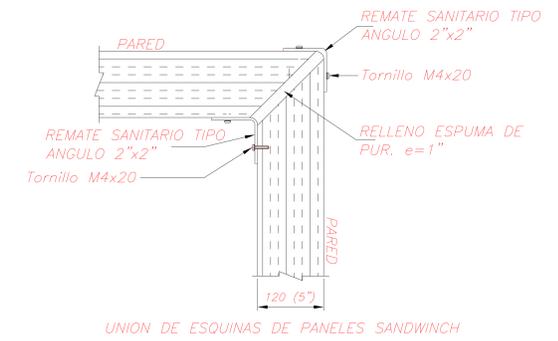
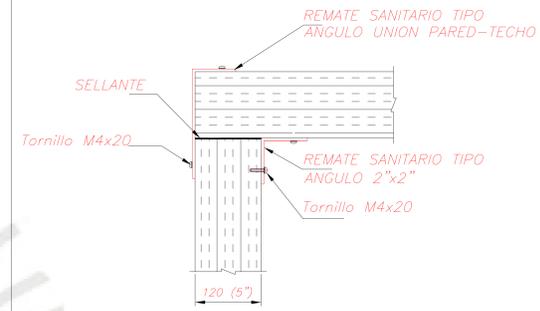
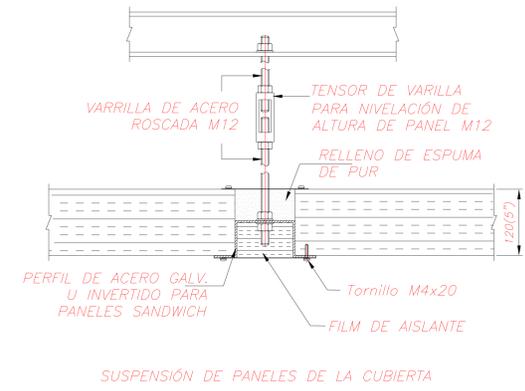
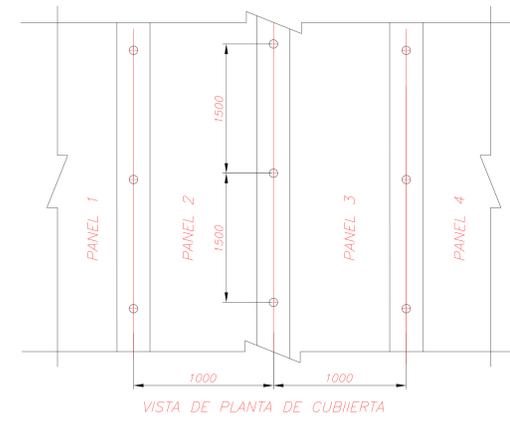
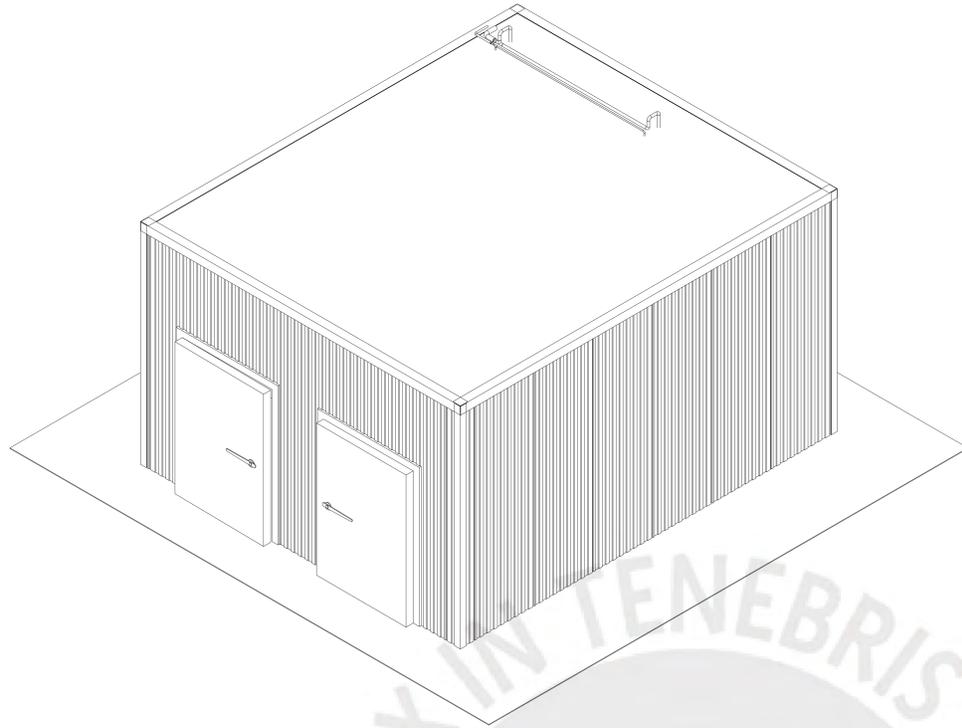
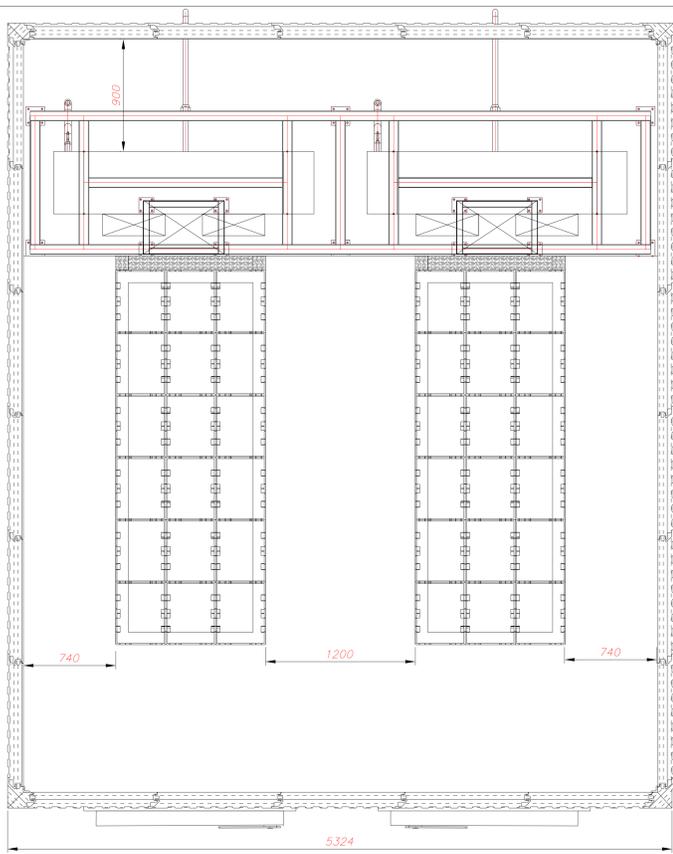
Finalmente, se tiene que el esfuerzo equivalente en los empotramientos es menor al esfuerzo de fluencia afectado por el factor de seguridad.



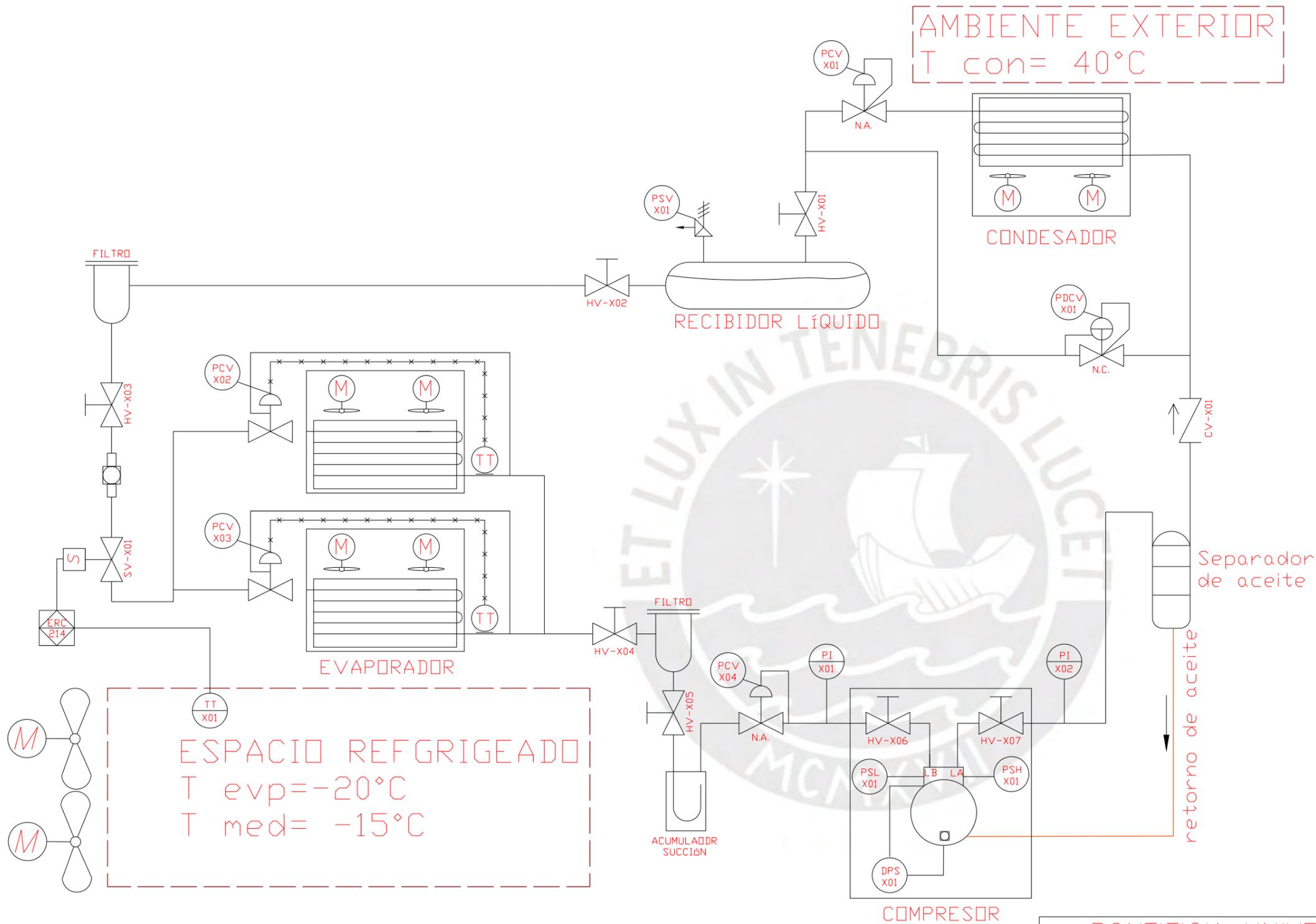
Cantilevered Beam Slopes and Deflections			
Beam	Slope	Deflection	Elastic Curve
	$\theta_{\max} = \frac{-PL^2}{2EI}$	$v_{\max} = \frac{-PL^3}{3EI}$	$v = \frac{-Px^2}{6EI} (3L - x)$
	$\theta_{\max} = \frac{-PL^2}{8EI}$	$v_{\max} = \frac{-5PL^3}{48EI}$	$v = \frac{-Px^2}{12EI} (3L - 2x) \quad 0 \leq x \leq L/2$ $v = \frac{-PL^2}{48EI} (6x - L) \quad L/2 \leq x \leq L$
	$\theta_{\max} = \frac{-wL^3}{6EI}$	$v_{\max} = \frac{-wL^4}{8EI}$	$v = \frac{-wx^2}{24EI} (x^2 - 4Lx + 6L^2)$
	$\theta_{\max} = \frac{M_0L}{EI}$	$v_{\max} = \frac{M_0L^2}{2EI}$	$v = \frac{M_0x^2}{2EI}$
	$\theta_{\max} = \frac{-wL^3}{48EI}$	$v_{\max} = \frac{-7wL^4}{384EI}$	$v = \frac{-wx^2}{24EI} (x^2 - 2Lx + \frac{3}{2}L^2) \quad 0 \leq x \leq L/2$ $v = \frac{-wL^3}{384EI} (8x - L) \quad L/2 \leq x \leq L$
	$\theta_{\max} = \frac{-w_0L^3}{24EI}$	$v_{\max} = \frac{-w_0L^4}{30EI}$	$v = \frac{-w_0x^2}{120EIL} (10L^3 - 10L^2x + 5Lx^2 - x^3)$

Figura B8 - 3 Tabla de formulas para deflexiones y pendientes para vigas en voladizo.

NOTA: Tomado de Mechanics of Materials por Russel C. Hibbeler, Appendix C "Slopes and Deflections of Beams" pp.830, (2017).



POS. CANT.	DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECANICA				
METODO DE PROYECCION				ESCALA
				TUNEL ESTATICO DE AIRE FORZADO 1:20
PL-01-A0-2022 MARCO AUGUSTO PACHECO CALLURGOS				FECHA: 08/10/2022 LAMINA: PL-A0

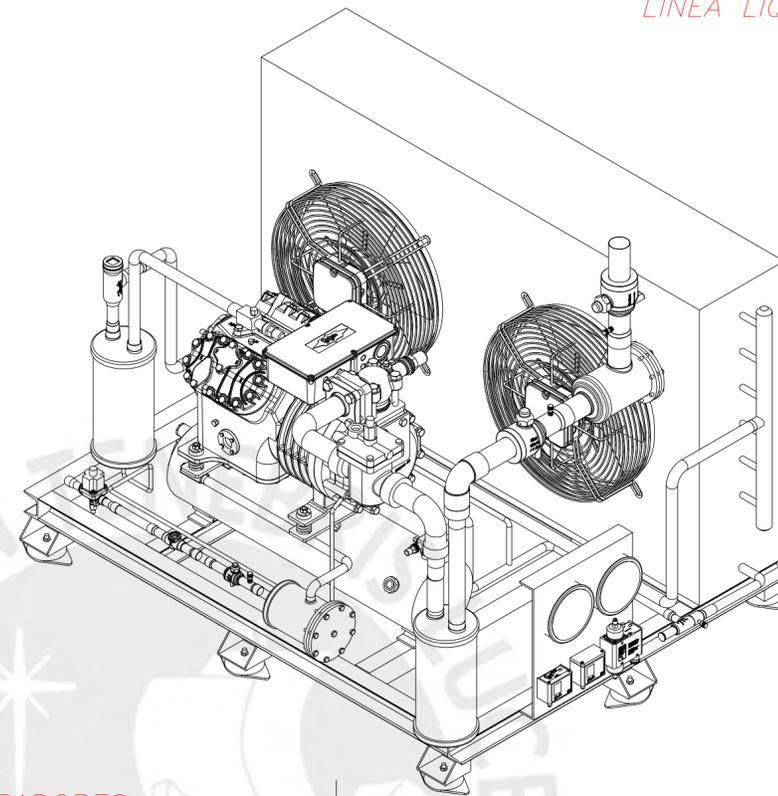
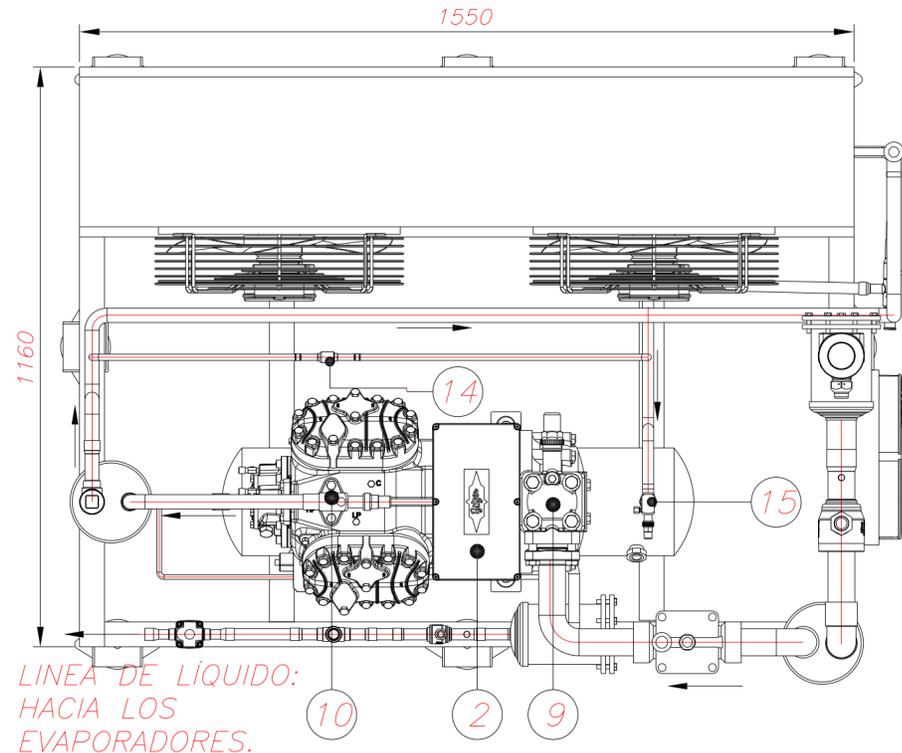


Leyenda	
Válvula manual	
Reguladora de presión	
Reguladora de presión diferencial	
Válvula check	
Válvula de alivio de presión	
Visor de líquido	
Ventilador	
Válvula Solenoide	

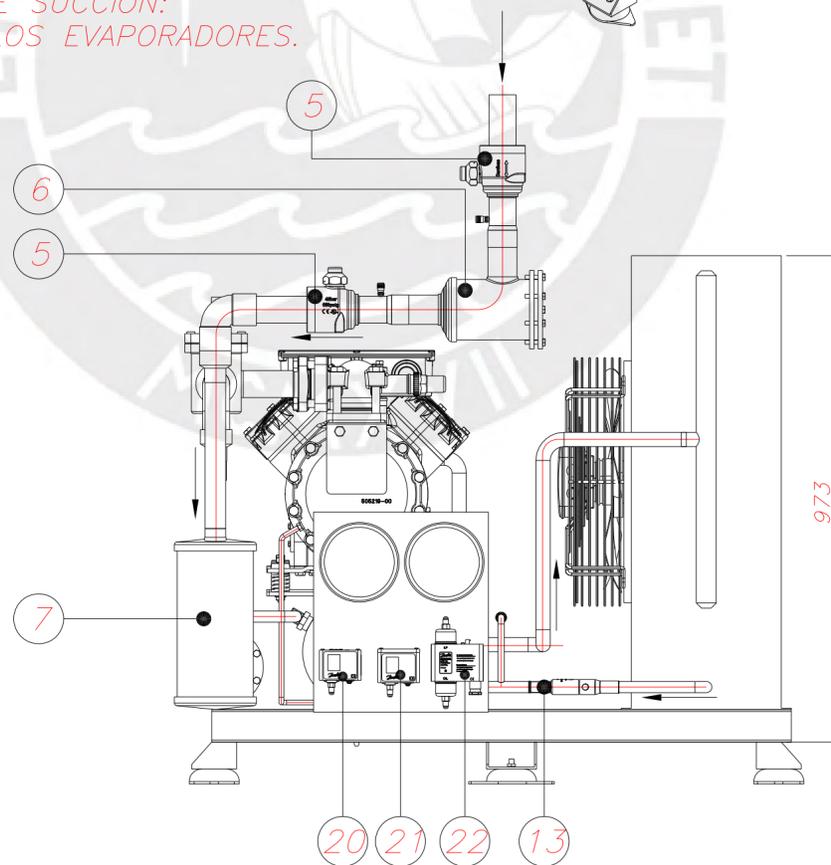
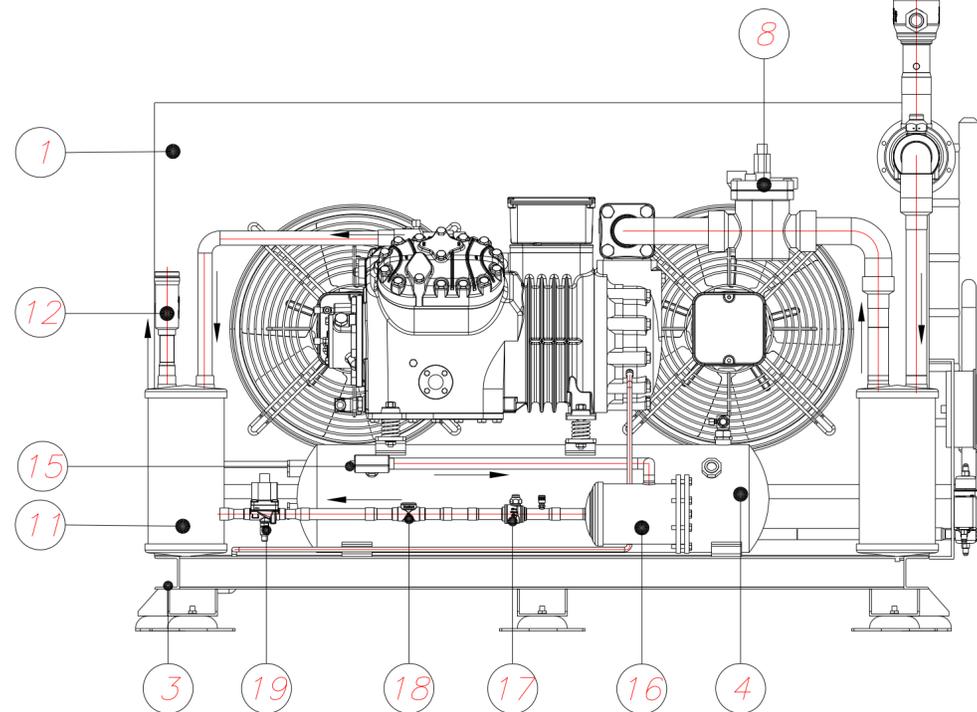
NOMENCLATURA	
PI	Indicador de presión
PSH	Presostato de alta
PSL	Presostato de baja
DPS	Presostato diferencial de aceite
TT	Trasmisor de temperatura

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	ESQUEMA DE PRINCIPIO	ESCALA S/E
PL-02-A3-2022	MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIRGOS	FECHA: 08/10/2022
		LAMINA: P2-A3

NOTA:  
 LINEA SUCCIÓN: TUBERÍA COBRE TIPO L  $\phi=2 \frac{1}{8}$ "  
 LINEA DE DESCARGA: TUBERÍA COBRE TIPO L  $\phi=1 \frac{1}{8}$ "  
 LINEA LÍQUIDO : TUBERÍA DE COBRE TIPO L  $\phi=\frac{7}{8}$ "



LINEA DE SUCCIÓN:  
 DESDE LOS EVAPORADORES.



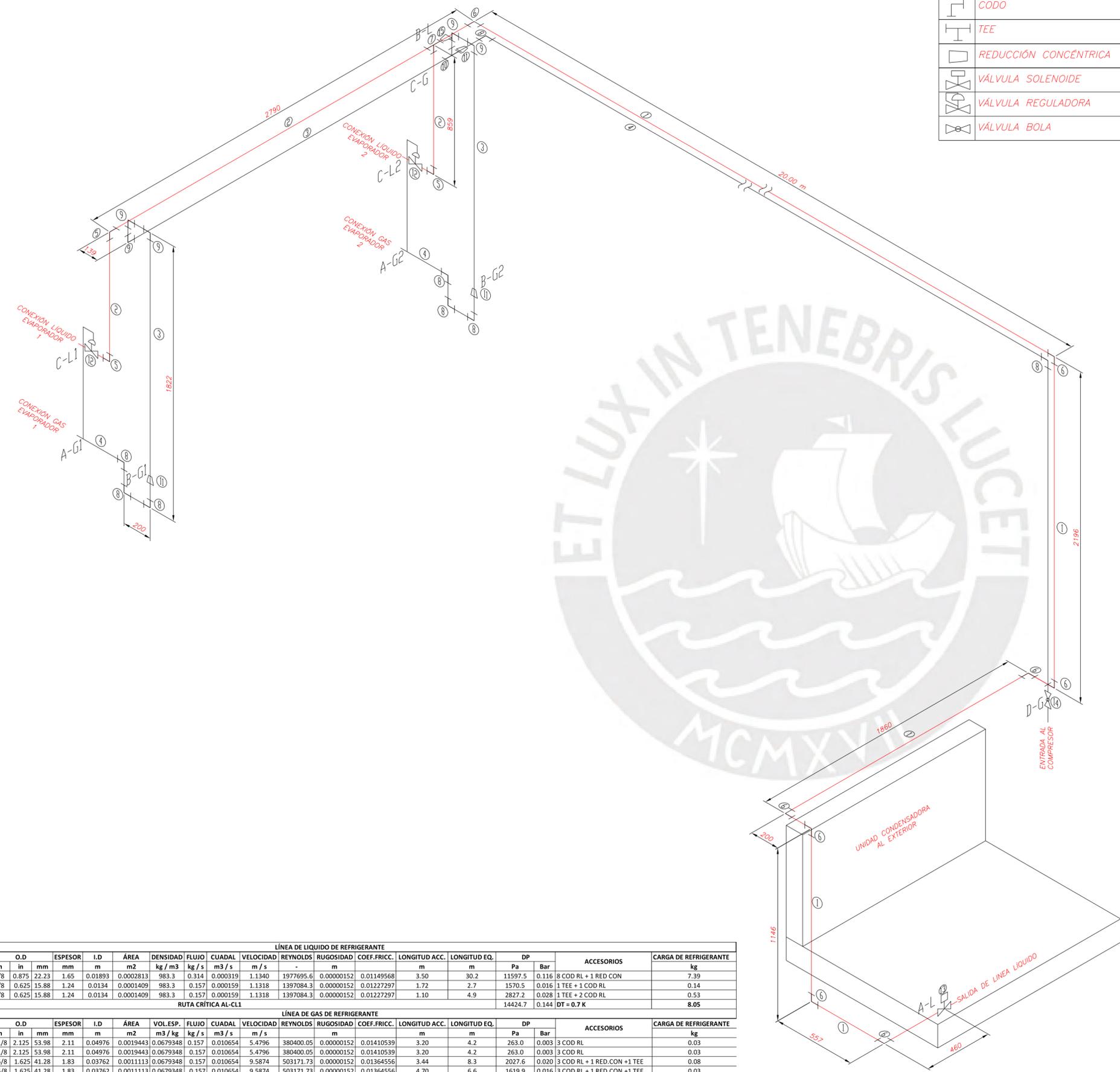
23	1	PRESOSTATO DIFERENCIAL DE ACEITE MP55			DANFOSS
22	1	PRESOSTATO DE ALTA KP5			DANFOSS
20	1	PRESOSTATO DE BAJA KP1			DANFOSS
19	1	SOLENOIDE LINEA LÍQUIDO $\phi=7/8$ " EVR 18			DANFOSS
18	1	VISOR LÍQUIDO $\phi=7/8$ " SGN 22s			DANFOSS
17	1	VÁLVULA MANUAL BOLA $\phi=7/8$ " GBC 22S			DANFOSS
16	1	FILTRO INTERCAMBIABLE $\phi=7/8$ "			DANFOSS
15	1	VÁLVULA DE SERVICIO ROTALOCK $\phi=7/8$ "			BITZER
14	1	REG. PRESIÓN EN RECIPIENTE $\phi=1/2$ "			NRD - DANFOSS
13	1	REG. PRESIÓN DEL CONDENSADOR $\phi=7/8$ "			KVR22 - DANFOSS
12	1	V.CHECK ÁNGULO $\phi=1 \frac{1}{8}$ " NRV 28S			DANFOSS
11	1	SEPARADOR DE ACEITE S-5588 $\phi=1 \frac{1}{8}$ "			HENRY TECHNOLOGYS
10	1	VÁLVULA DE SERVICIO ROTALOCK $\phi=1 \frac{1}{8}$ "			BITZER
9	1	VÁLVULA DE SERVICIO ROTALOCK $\phi=2 \frac{1}{8}$ "			BITZER
8	1	REG. DE PRESIÓN DE SUCCIÓN $\phi=2 \frac{1}{8}$ "			DANFOSS
7	1	ACUMULADOR DE SUCCIÓN S-7065			HENRY TECHNOLOGYS
6	1	FILTRO INTERCAMBIABLE $\phi=2 \frac{1}{8}$ "			DANFOSS
5	2	VÁLVULA MANUAL BOLA $\phi=2 \frac{1}{8}$ " GBC 54S			DANFOSS
4	1	RECIBIDOR LÍQUIDO F302H			BITZER
3	1	SOPORTE SKID DE PERFIL C 65x50x4	ASTM A 36		BITZER
2	1	COMPRESOR RECIPROCANTE 4GE-23Y-40P			BITZER
1	1	UNIDAD CONDENSADORA LH135E 32 kW			BITZER
POS. CANT.		DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU  
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

METODO DE PROYECCION	DIBUJO MECÁNICO 2 - U209 -	ESCALA
	ENSAMBLE UNIDAD CONDENSADORA	1:10
PL-03-A2-2022	MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIGOS	FECHA: 08/10/2022
		LAMINA: A2

LEYENDA	
	LÍNEA GAS REFRIGERANTE
	LÍNEA LÍQUIDO REFRIGERANTE
	CODO
	TEE
	REDUCCIÓN CONCÉNTRICA
	VÁLVULA SOLENOIDE
	VÁLVULA REGULADORA
	VÁLVULA BOLA

LISTA DE MATERIALES				
ITEM	CANT.	NORMA	DESCRIPCION	
01	28 m	ASTM B88	TUBERIA COBRE TIPO L $\phi$ 7/8 in	
02	23 m	ASTM B88	TUBERIA COBRE TIPO L $\phi$ 5/8 in	
03	7.5 m	ASTM B88	TUBERIA COBRE TIPO L $\phi$ 1 5/8 in	
04	23 m	ASTM B88	TUBERIA COBRE TIPO L $\phi$ 2 1/8 in	
05	03	ASTM B88	CODO RECTO RADIO LARGO 90° COBRE TIPO L $\phi$ 5/8 in	
06	08	ASTM B88	CODO RECTO RADIO LARGO 90° COBRE TIPO L $\phi$ 7/8 in	
07	01	ASTM B88	TEE RECTO 90° COBRE TIPO L $\phi$ 5/8 in	
08	07	ASTM B88	CODO RECTO RADIO LARGO 90° COBRE TIPO L $\phi$ 2 1/8 in	
09	05	ASTM B88	CODO RECTO RADIO LARGO 90° COBRE TIPO L $\phi$ 1 5/8 in	
10	01	ASTM B88	TEE RECTO 90° COBRE TIPO L $\phi$ 1 5/8 in	
11	02	ASTM B88	REDUCCIÓN CONCÉNTRICA COBRE TIPO L $\phi$ 1 5/8-2 1/8 in	
12	02	-	VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA TGE 10 - 16	
13	01	-	VÁLVULA SOLENOIDE DE LÍQUIDO EVR 18 - $\phi$ 7/8 in	
14	01	-	VÁLVULA BOLA GBC 22s - $\phi$ 2 1/8 in	
15	01	ASTM B88	REDUCCIÓN CONCÉNTRICA COBRE TIPO L $\phi$ 7/8-5/8 in	



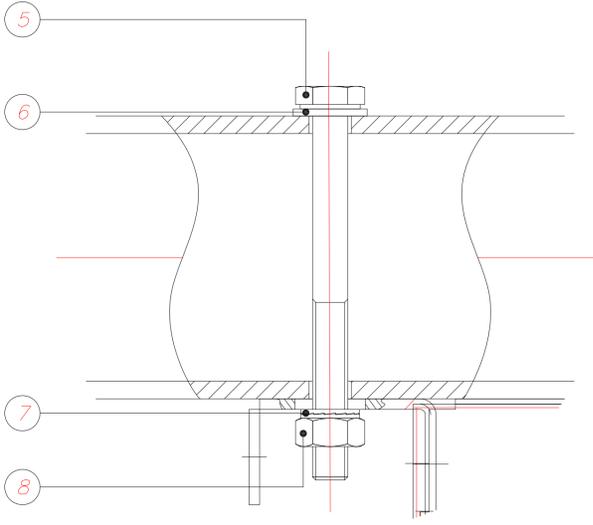
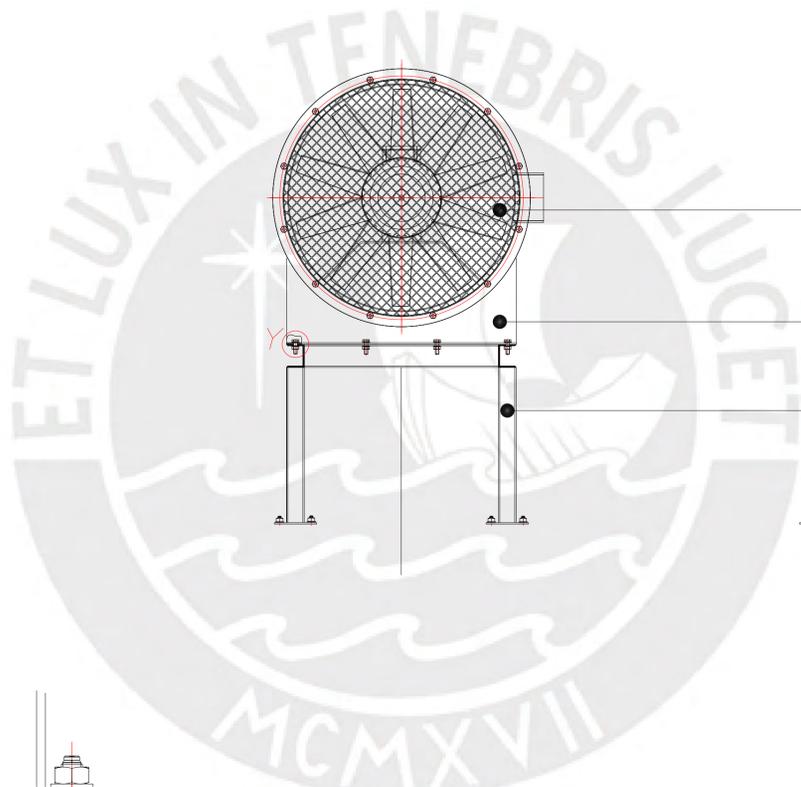
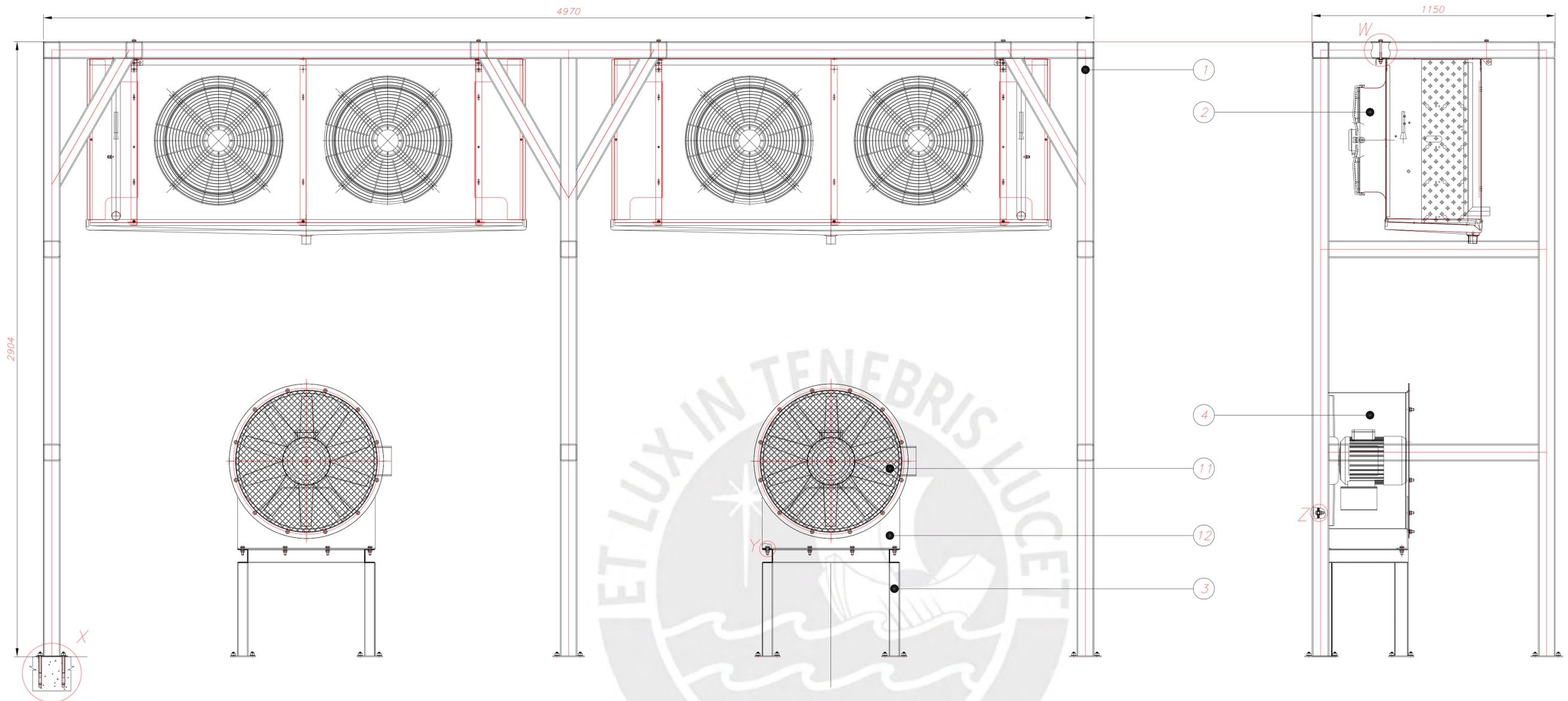
LÍNEA DE LÍQUIDO DE REFRIGERANTE																							
TRAMO	LONGITUD				O.D.		ESPESOR		I.D.	ÁREA	DENSIDAD	FLUJO	CUADAL	VELOCIDAD	REYNOLDS	RUGOSIDAD	COEF. FRICC.	LONGITUD ACC.	LONGITUD EQ.	DP	ACCESORIOS	CARGA DE REFRIGERANTE	
	m	in	in	mm	mm	m	m <sup>2</sup>	kg/m <sup>3</sup>	kg/s	m <sup>3</sup> /s	m/s	-	m	-	m	-	-	m	m	Pa	Bar	kg	
AL - BL	26.7	7/8	0.875	22.23	1.65	0.01893	0.0002813	983.3	0.314	0.000319	1.1340	1977695.6	0.00000152	0.01149568	3.50	30.2	11597.5	0.116	8 COD RL + 1 RED CON	7.39			
BL - CL2	1.0	5/8	0.625	15.88	1.24	0.0134	0.0001409	983.3	0.157	0.000159	1.1318	1397084.3	0.00000152	0.01227297	1.72	2.7	1570.5	0.016	1 TEE + 1 COD RL	0.14			
BL - CL1	3.8	5/8	0.625	15.88	1.24	0.0134	0.0001409	983.3	0.157	0.000159	1.1318	1397084.3	0.00000152	0.01227297	1.10	4.9	2827.2	0.028	1 TEE + 2 COD RL	0.53			
RUTA CRÍTICA AL-CL1																				14424.7	0.144	DT = 0.7 K	8.05

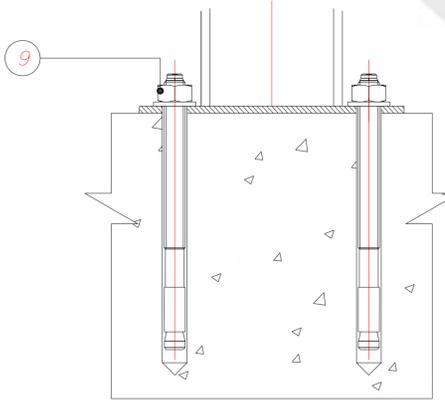
LÍNEA DE GAS DE REFRIGERANTE																							
TRAMO	LONGITUD				O.D.		ESPESOR		I.D.	ÁREA	VOL. ESP.	FLUJO	CUADAL	VELOCIDAD	REYNOLDS	RUGOSIDAD	COEF. FRICC.	LONGITUD ACC.	LONGITUD EQ.	DP	ACCESORIOS	CARGA DE REFRIGERANTE	
	m	in	in	mm	mm	m	m <sup>2</sup>	m <sup>3</sup> /kg	kg/s	m <sup>3</sup> /s	m/s	-	m	-	m	-	-	m	m	Pa	Bar	kg	
AG1-BG1	1.0	2 1/8	2.125	53.98	2.11	0.04976	0.0019443	0.0679348	0.157	0.010654	5.4796	380400.05	0.00000152	0.01410539	3.20	4.2	263.0	0.003	3 COD RL	0.03			
AG2-BG2	1.0	2 1/8	2.125	53.98	2.11	0.04976	0.0019443	0.0679348	0.157	0.010654	5.4796	380400.05	0.00000152	0.01410539	3.20	4.2	263.0	0.003	3 COD RL	0.03			
BG1-CG	4.8	1 5/8	1.625	41.28	1.83	0.03762	0.0011113	0.0679348	0.157	0.010654	9.5874	503171.73	0.00000152	0.01364556	3.44	8.3	2027.6	0.020	3 COD RL + 1 RED. CON + 1 TEE	0.08			
BG2-CG	1.9	1 5/8	1.625	41.28	1.83	0.03762	0.0011113	0.0679348	0.157	0.010654	9.5874	503171.73	0.00000152	0.01364556	4.70	6.6	1619.9	0.016	3 COD RL + 1 RED. CON + 1 TEE	0.03			
CG - DG	23.0	2 1/8	2.125	53.98	2.11	0.04976	0.0019443	0.0679348	0.314	0.021308	10.9592	760800.1	0.00000152	0.01272034	20.58	43.6	9848.0	0.098	2 COD RL + 1 TEE + 1 VB	0.66			
RUTA CRÍTICA AG1-DG																				12138.5	0.121	DT = 0.9K	0.83

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

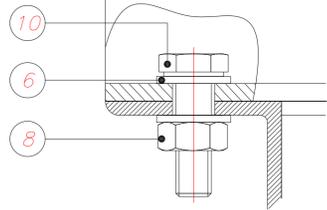
MÉTODO DE PROYECCION	RECORRIDO TUBERÍAS	ESCALA 1:20
PL-04-A2-2022 MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIRGOS		FECHA: 08/10/2022
		LAMINA: A2



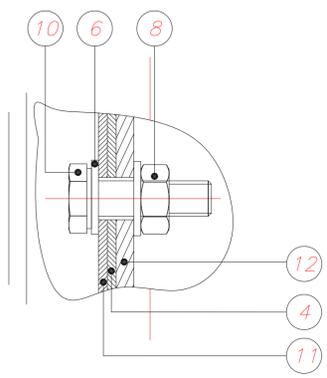
DETALLE W  
ESCALA : 1:1



DETALLE X  
ESCALA : 1:2



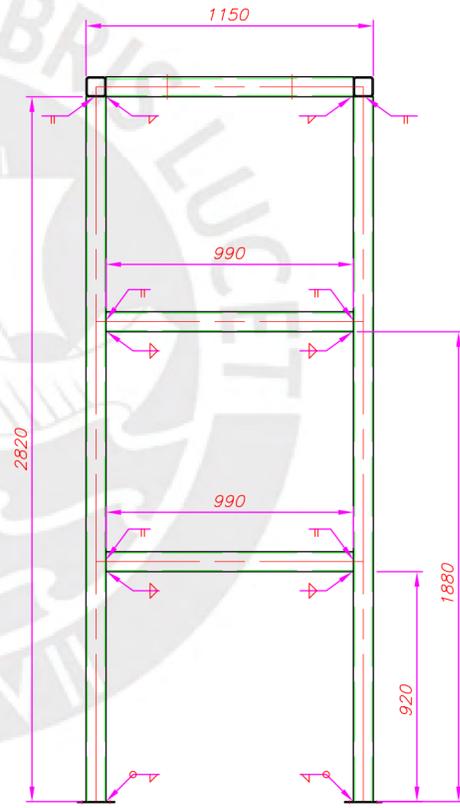
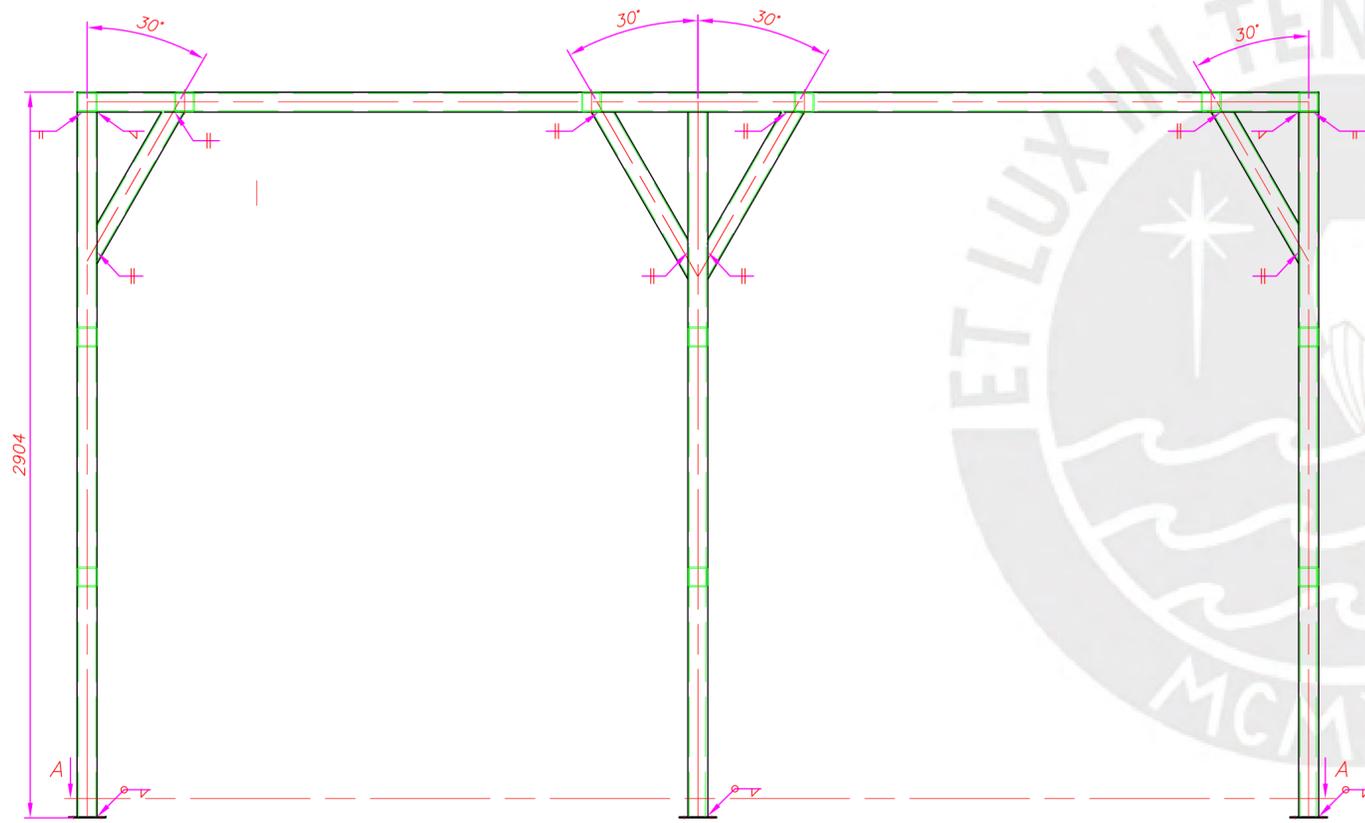
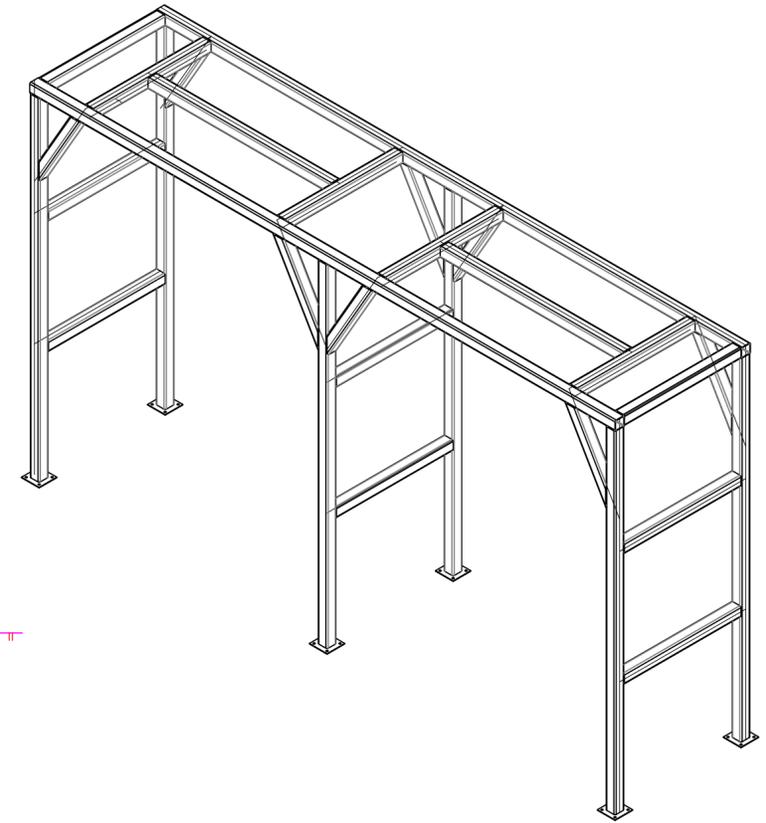
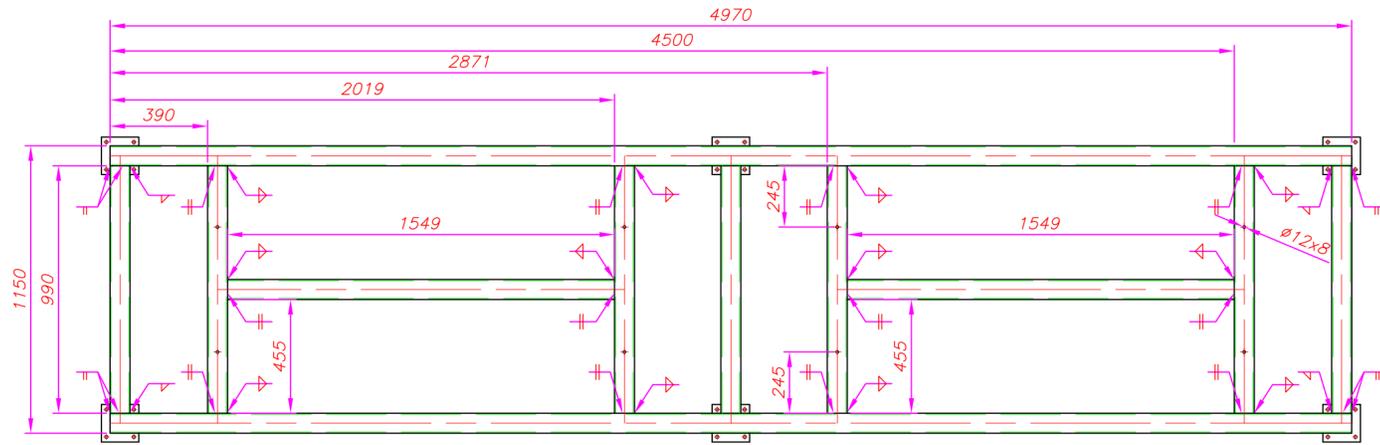
DETALLE Y  
ESCALA : 1:1



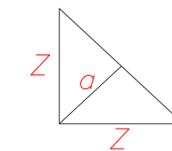
DETALLE Z  
ESCALA : 1:1

12	4	REJILLA DE SEGURIDAD			SODECA HCT 60 - 3
11	4	PLACA SOPORTE e = 5 mm		ASTM A 36	
10	32	TORNILLO HEXAGONAL M10X35	DIN 933	CLASE 8.8	
9	56	PERNO EXPANSION ANCLAJE M12x100		ASTM A 36	
8	40	TUERCA HEXAGONAL M10	DIN 934	CLASE 8	
7	8	ARANDELA DE BLOQUEO M10			NORD LOCK NL10
6	72	ARANDELA A 10,5	DIN 125	SAE 1045	
5	8	TORNILLO HEXAGONAL M10X100	DIN 933	CLASE 8.8	
4	2	VENTILADOR HELICOIDAL 20 000 m <sup>3</sup> /h			SODECA HCT 60 - 3
3	2	ESTRUCTURA SOPORTE VENTILADOR		ASTM A 36	C 65 x 55 x 4
2	2	EVAPORADOR 16 kW / 20 000 m <sup>3</sup> /h			LUBE F50 1906
1	1	ESTRUCTURA SOPORTE EVAPORADOR		ASTM A 500	CUADRADO 80 x 5
POS. CANT.		DESCRIPCION	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES

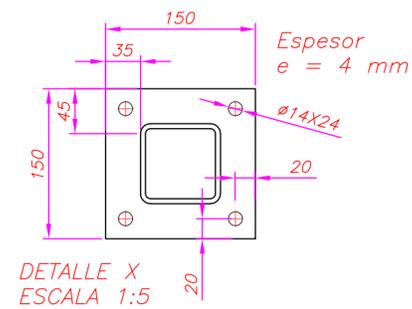
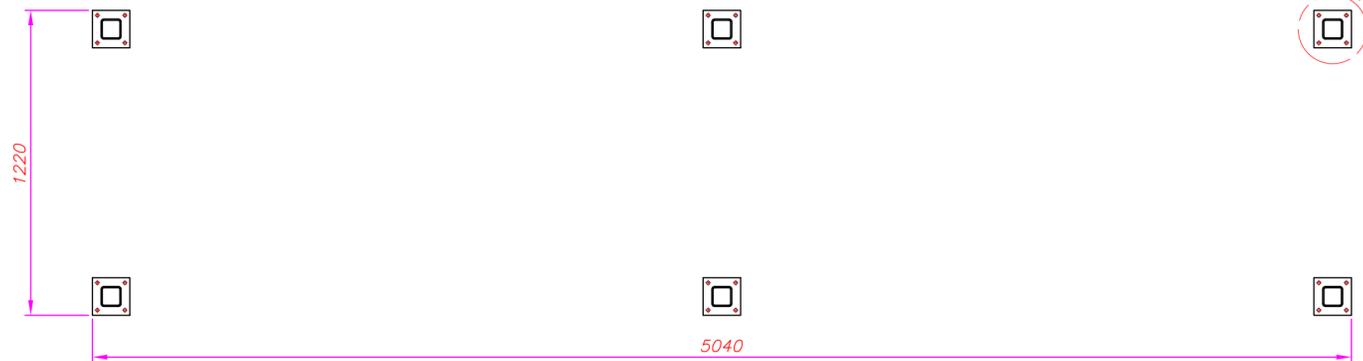
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECANICA					
METODO DE PROYECCION	DIBUJO MECANICO 2 - U209 -				ESCALA
	ENSAMBLE EQUIPOS				1:10
PL-05-A1-2022	MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIRGOS	FECHA: 08/10/2022	LAMINA: A1		



NOTA:  
 TODOS LOS TUBOS SON CUADRADOS de  
 80x80x5 mm  
 TODAS LAS SOLDADURAS, salvo indicación  
 contraria Z = 3 mm

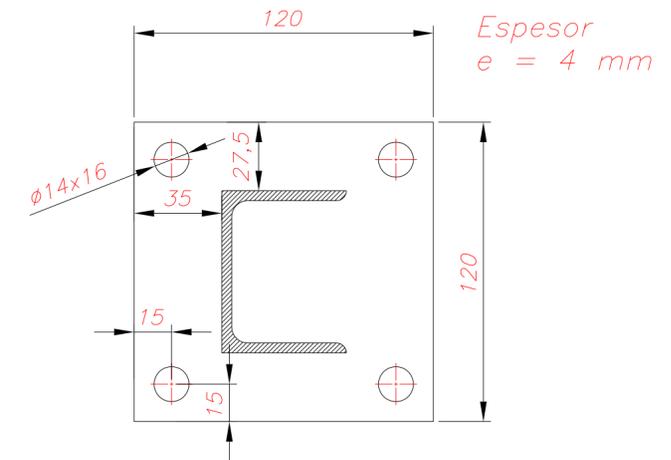
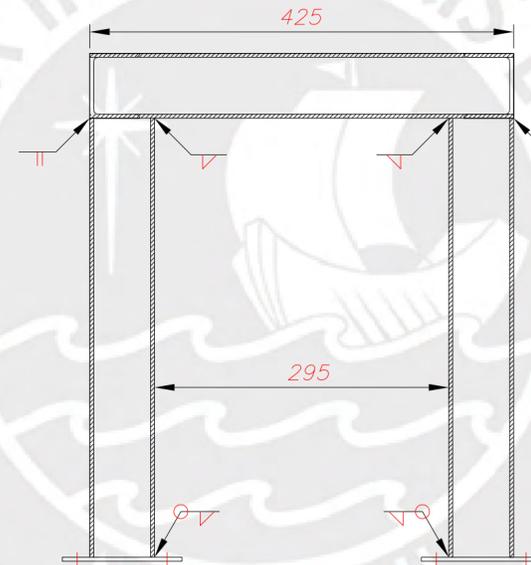
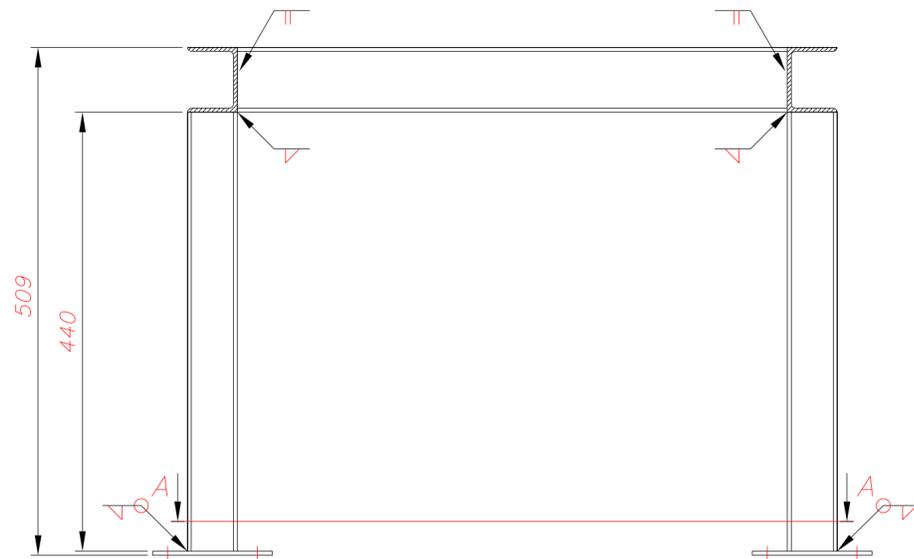
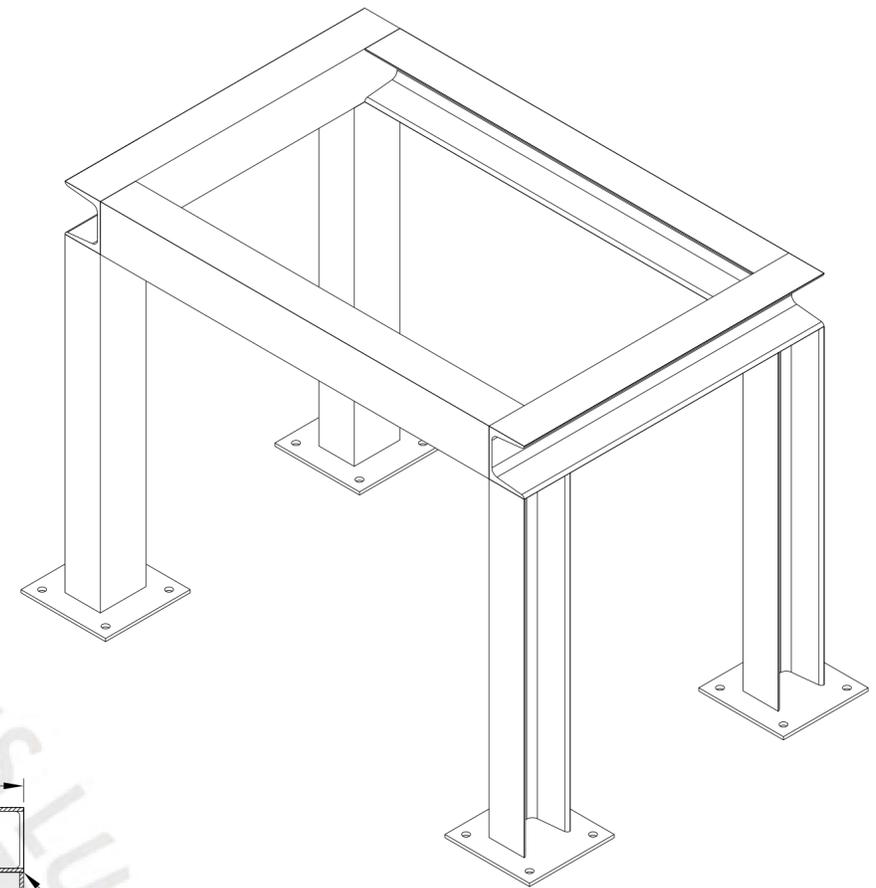
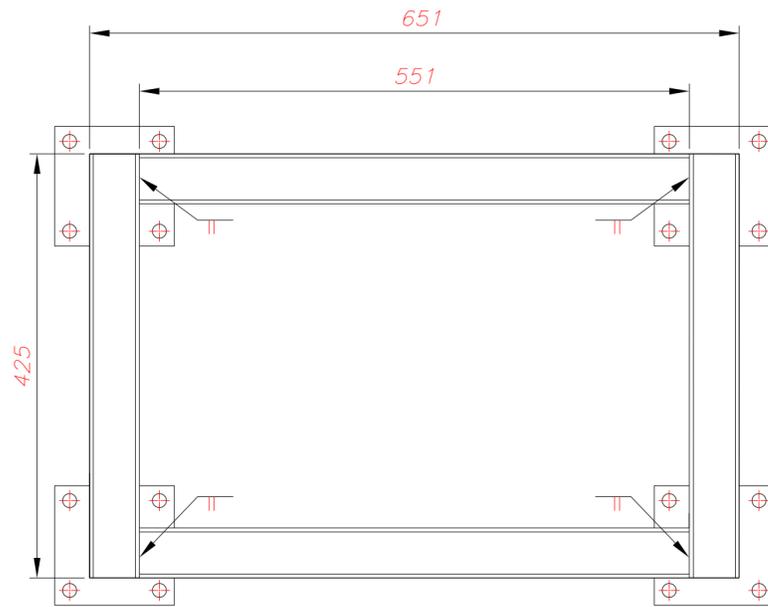


SECCIÓN A-A

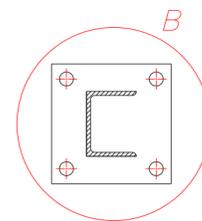


TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168								
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000	Más de 1000 hasta 2000	Más de 2000 hasta 4000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2

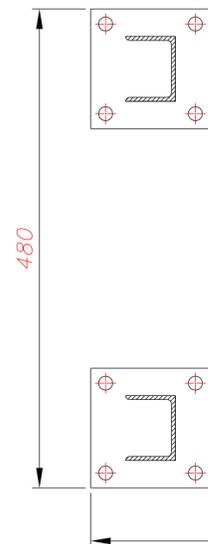
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 GRADO MEDIO	MATERIAL ASTM A500
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION	ESTRUCTURA SOPORTE EVAPORADOR	ESCALA 1:20
PL-06-A2-2021	MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIGOS	FECHA: 22/08/2021
		LAMINA: A2



SECCIÓN A-A

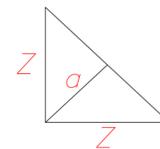


DETALLE B  
ESCALA 1:2



NOTA:  
TODOS LOS PERFILES SON C con alas  
inclinadas 65x50x4

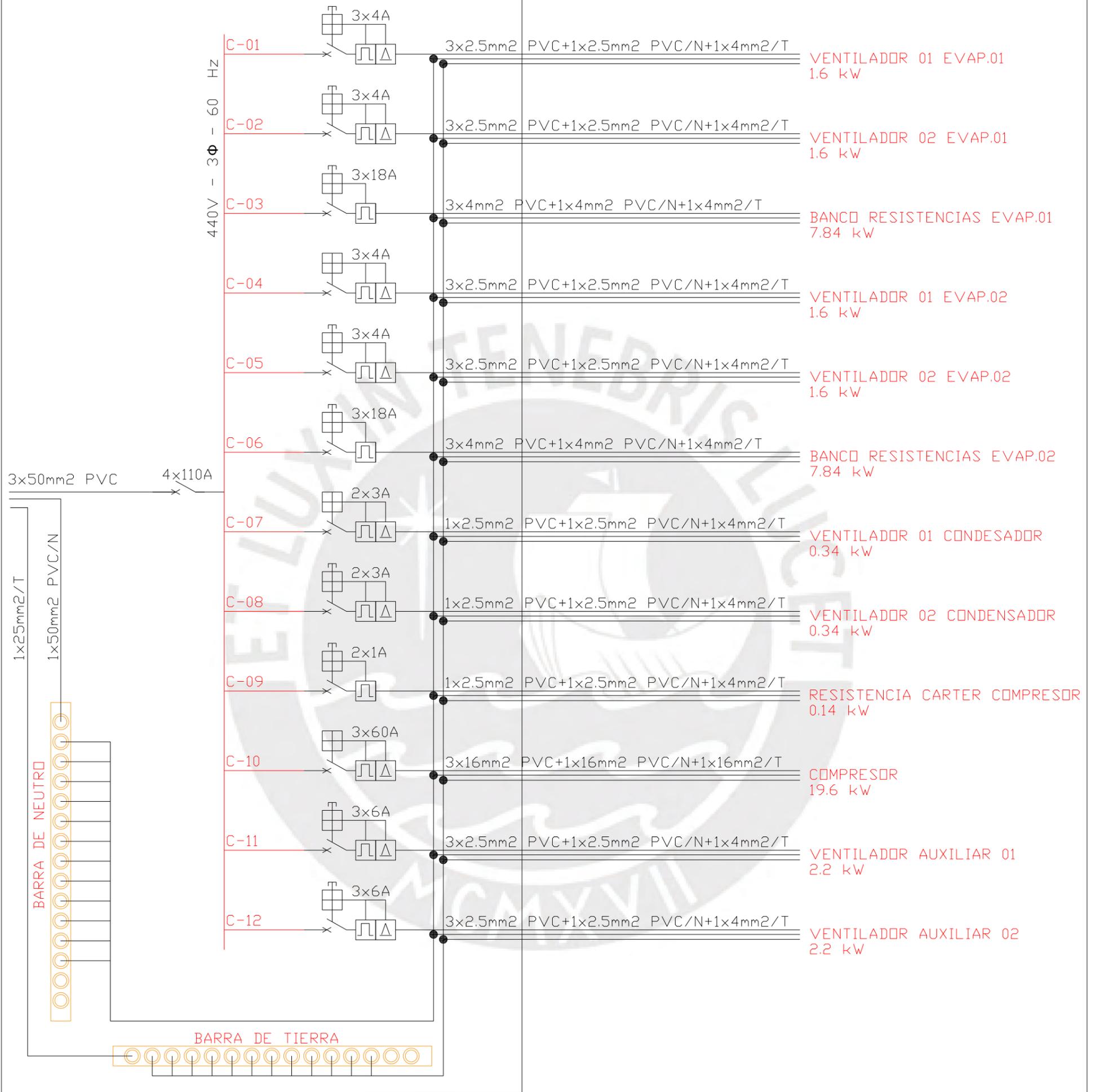
TODAS LAS SOLDADURAS, salvo indicación  
contraria  $Z = 3 \text{ mm}$



TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168						
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL DIN 7168 GRADO MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION	ESTRUCTURA SOPORTE VENTILADOR	ESCALA 1:5
PL-07-A2-2022	MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIGOS	FECHA: 08/10/2022
		LAMINA: A2

TG-TUNEL CONGELADOR



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECANICA

METODO DE PROYECCION

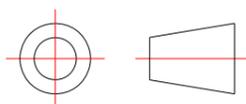


DIAGRAMA UNIFILAR

ESCALA

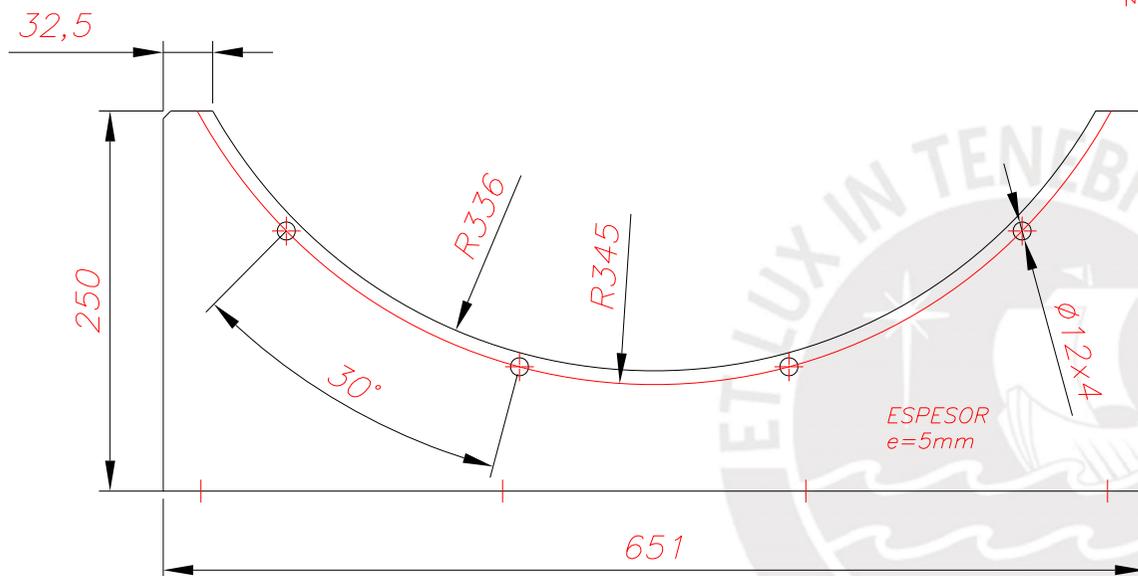
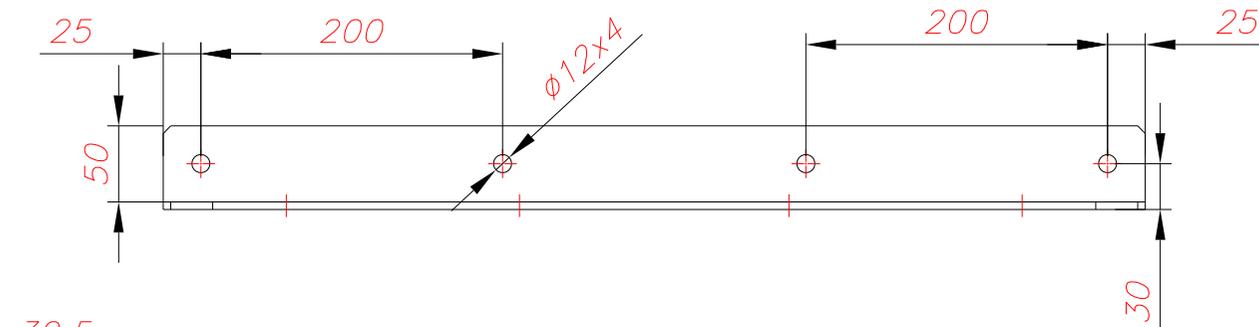
S/E

PL-09-A3-2022

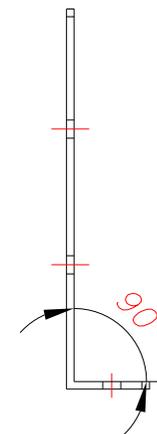
MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIRGOS

FECHA:  
22/08/2022

LAMINA:  
A3



Chaflanes 45°x5  
Salvo Indicación contraria



ACABADO SUPERFICIAL

TOLERANCIA GENERAL  
DIN 7168  
MEDIO

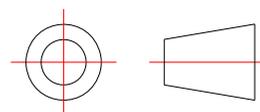
MATERIAL  
ASTM A36

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA- ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

METODO DE PROYECCIÓN

DIBUJO MEC. ASIST. COMP.-U209-

ESCALA



PLACA SOPORTE VENTILADOR

1:5

PL-09-A4-2022

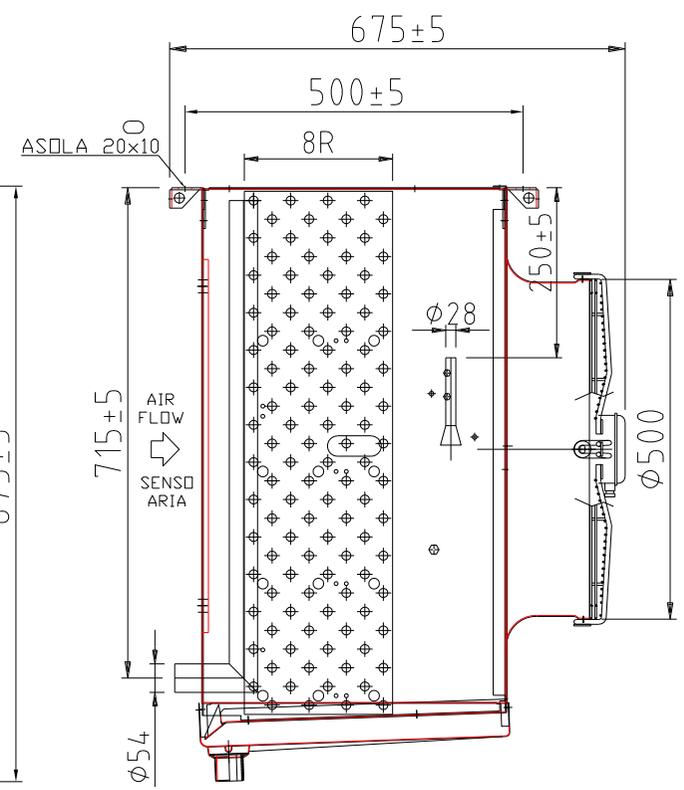
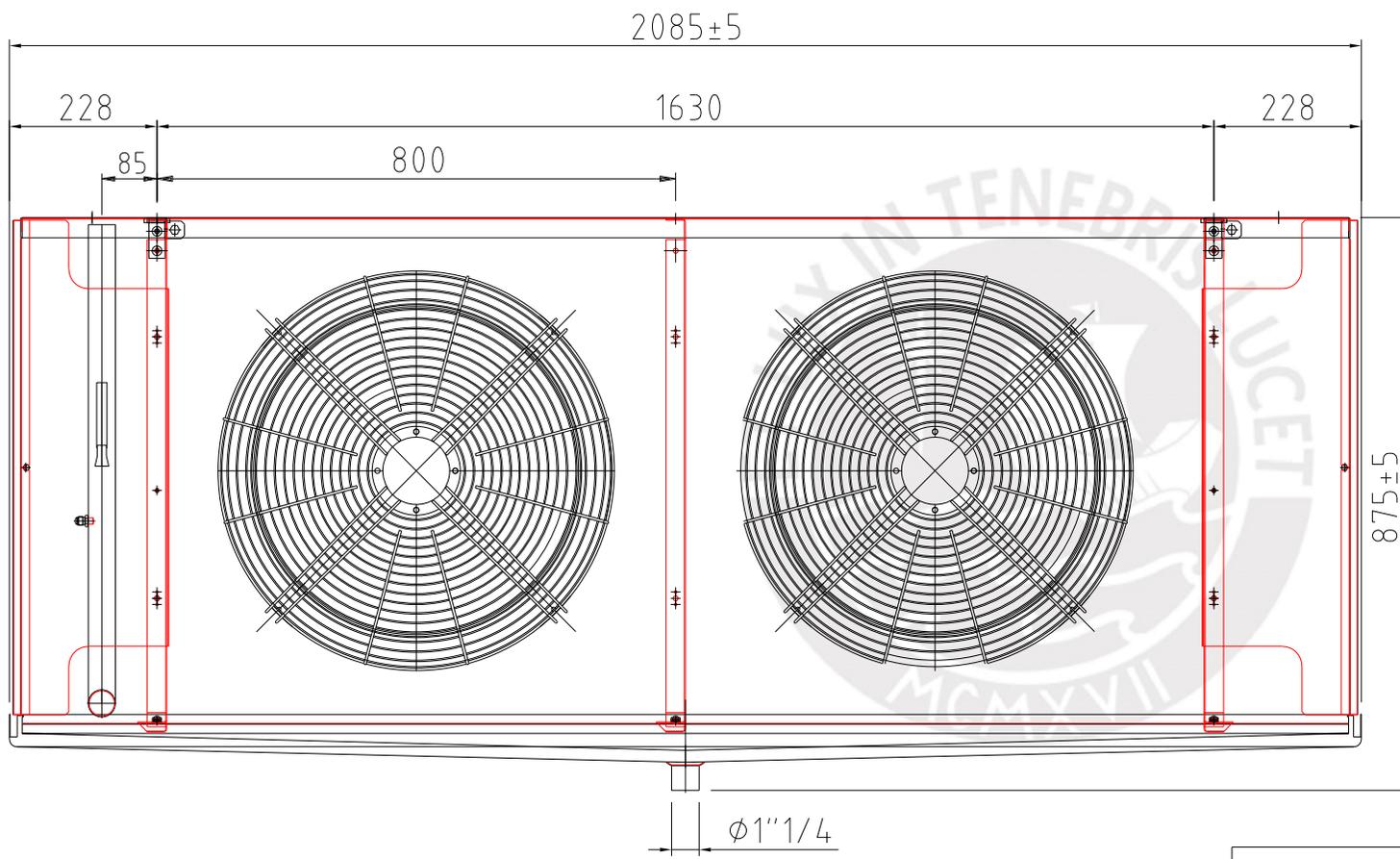
MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIRGOS

FECHA:  
08/10/2022

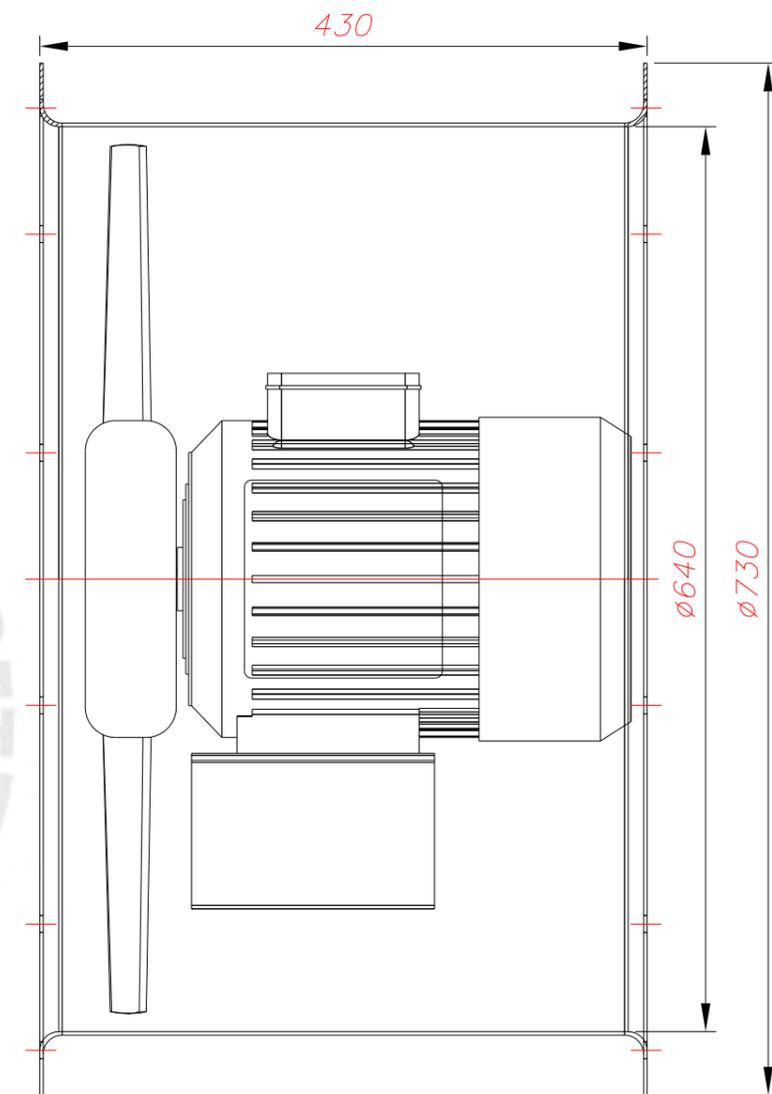
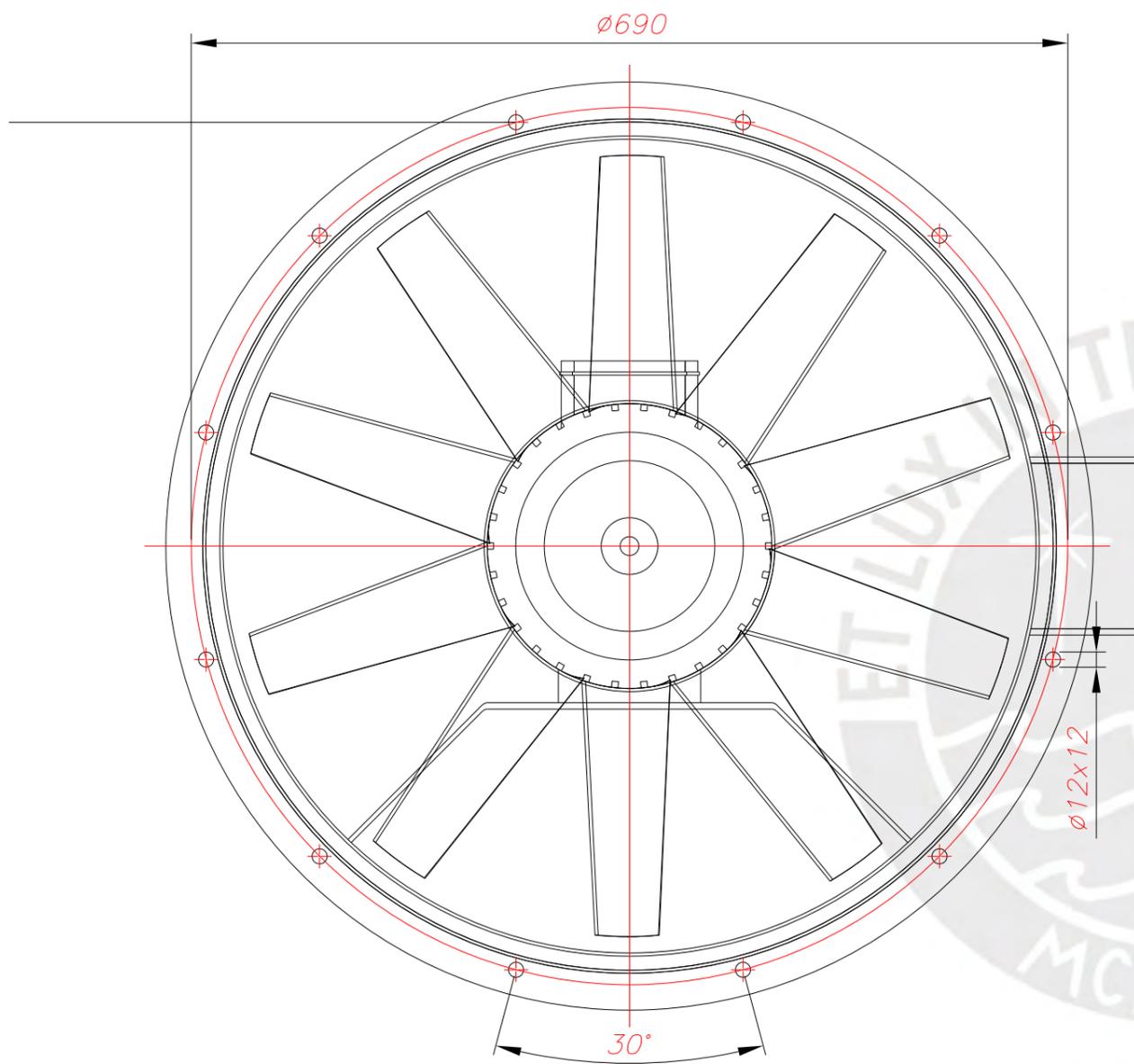
TOLERANCIAS DIMENSIONALES  
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400	Más de 400 hasta 1000
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8

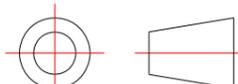
LAMINA:  
A4

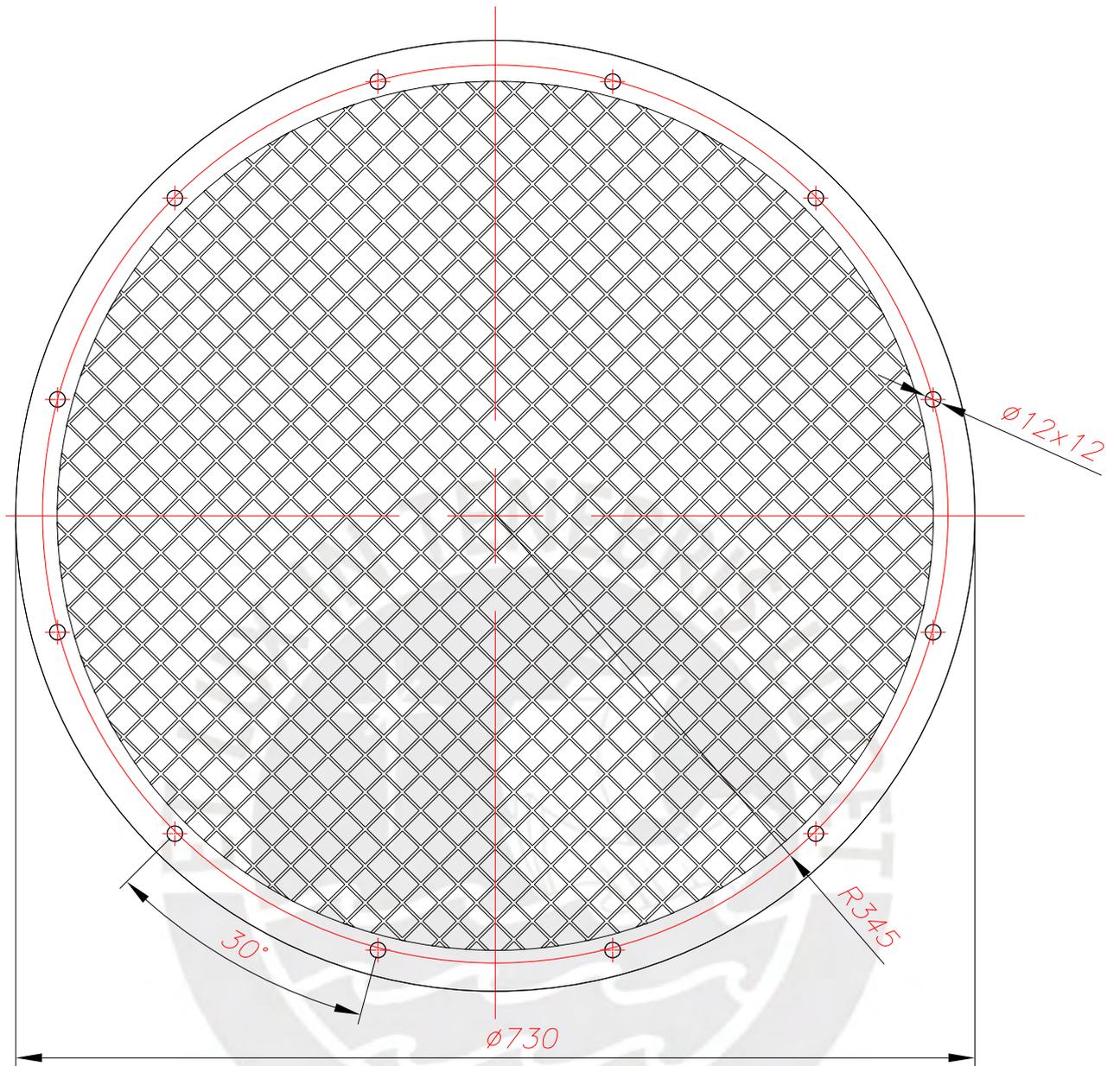


EQ-01-2022-A4	
Date	Type: F50HC 1906 E 10
Scale 1:4	Code: 10054678



\*VISTAS TOMADAS DE PAGINA OFICIAL DE SODECA.  
 VELOCIDAD : 1800 RPM  
 POTENCIA : 2.2 kW  
 RED: 60 Hz / 380-440 V  
 CAUDAL: 20 000 m<sup>3</sup>/h  
 CAIDA PRESIÓN : 3 in.wc

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION		ESCALA
	VENTILADOR AUXILIAR	1:5
EQ-02-A2-2022	MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIRGOS	FECHA: 08/10/2022
		LAMINA: P2-A3



ESPESOR  
 $e = 3 \text{ mm}$   
 ASTM A 36

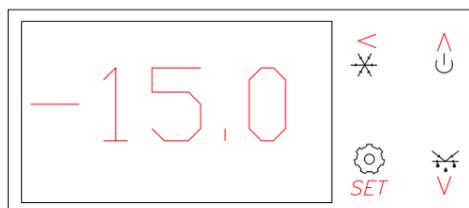
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ ESTUDIOS GENERALES CIENCIAS – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN 	DIBUJO MEC. ASIST. COMP. – U209 –	ESCALA 1:5
REJILLA DE SEGURIDAD		
EQ-03-A2-2022	MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIRGOS	FECHA: 08/10/2022
		LAMINA: A4

290

INICIO DE CONGELAMIENTO



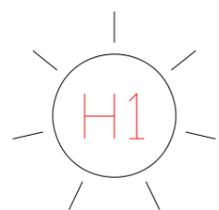
PARADA DE EMERGENCIA



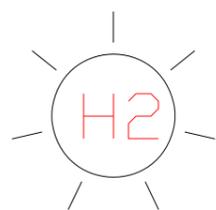
TERMOSTATO ELECTRÓNICO



TIEMPO RESTANTE PARA FIN DE LA CONGELACIÓN



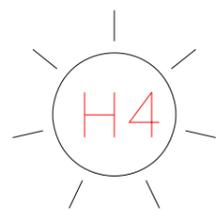
UNIDAD CONDESADORA



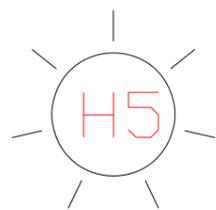
ALTA PRESIÓN COMPRESOR



PRESIÓN DE ACEITE INSUFICIENTE



VENTILADORES EVAPORADORES

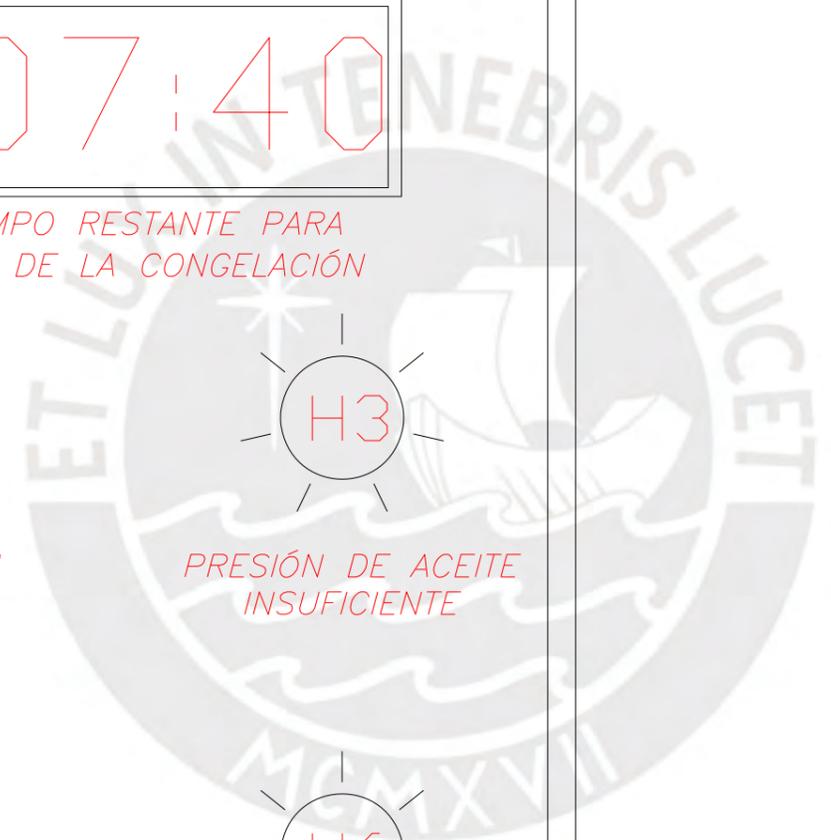


DESCARCHE



FIN DEL PROCESO

250

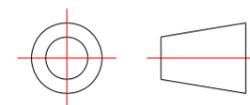


PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU  
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

METODO DE PROYECCION

PROYECTO DE TESIS 2

ESCALA



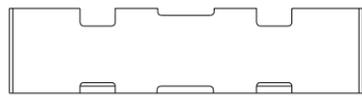
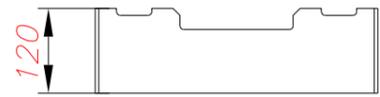
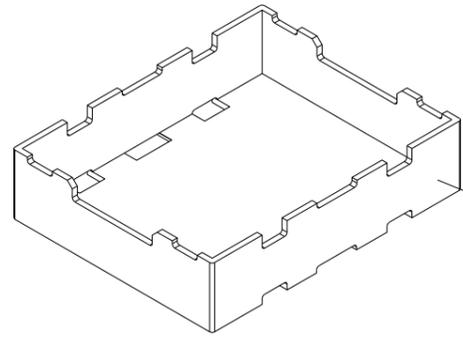
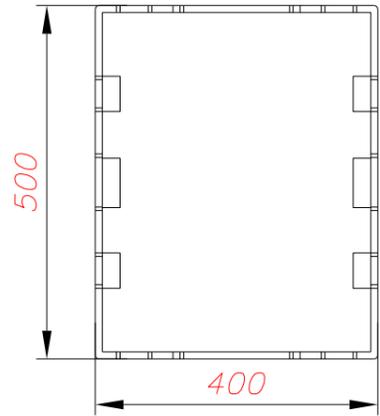
ESQUEMA PANEL DE CONTROL

S/E

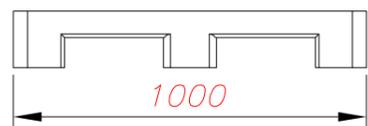
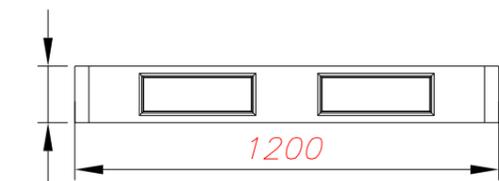
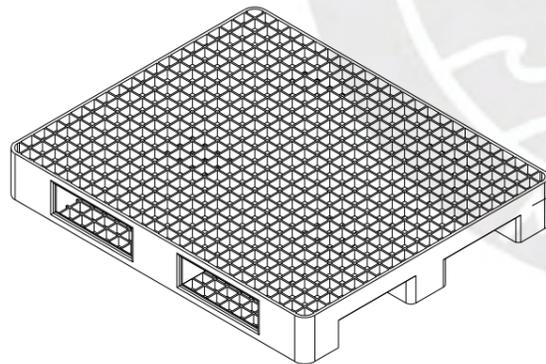
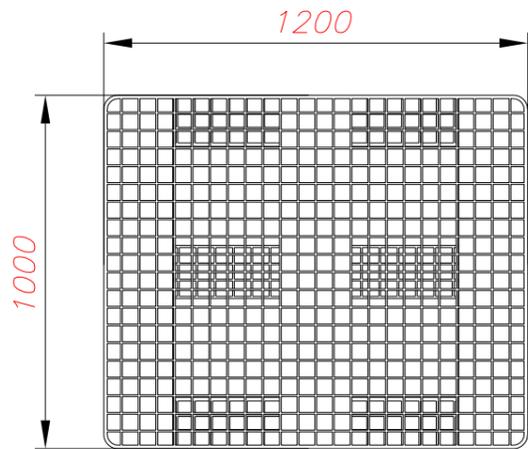
ES-01-A3-2022 PACHECO CALLIRGOS, MARCO AUGUSTO

FECHA:  
08/10/2022

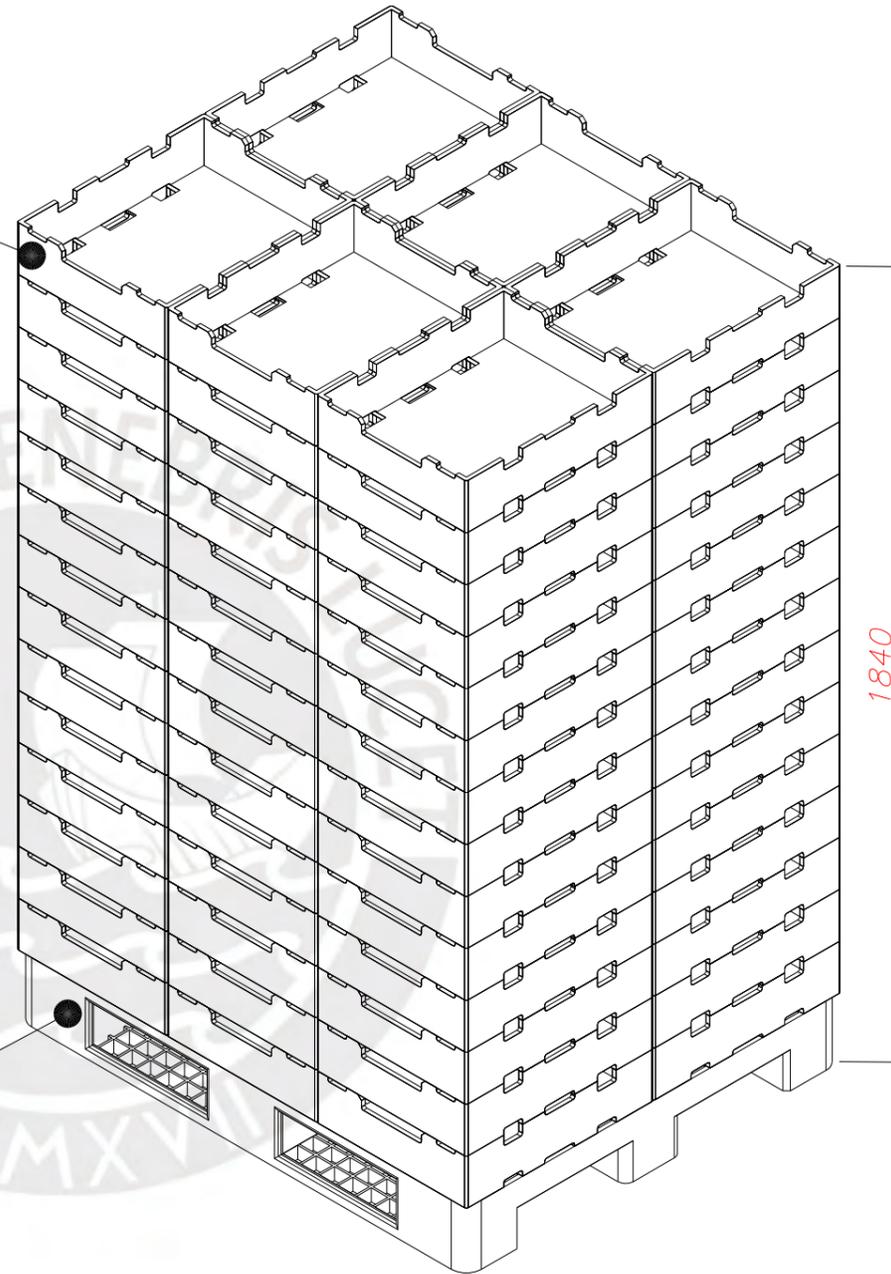
LAMINA:  
A3



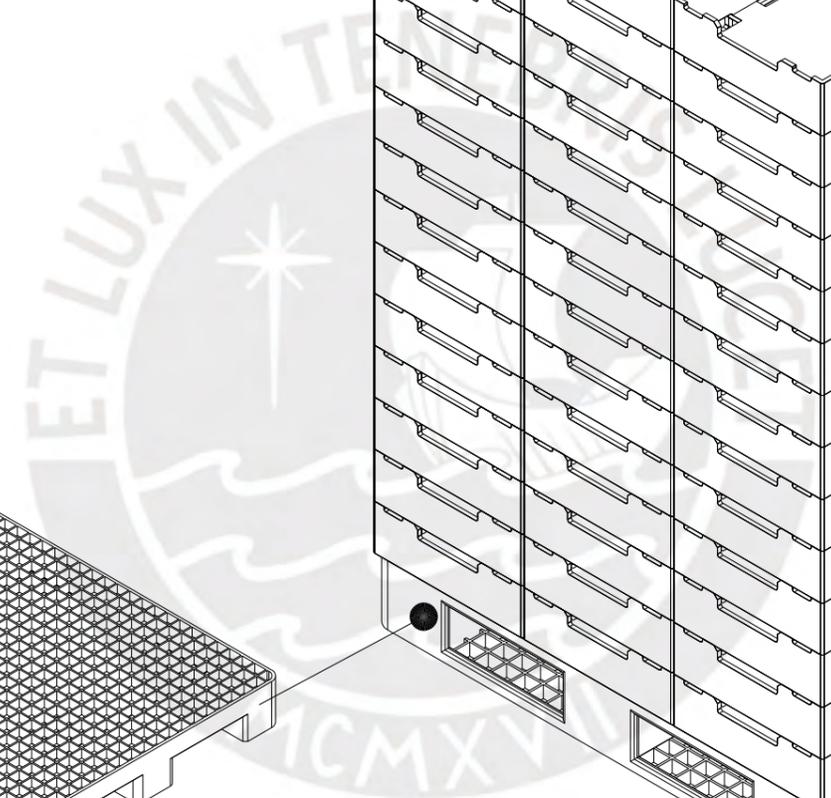
EMPAQUE PARA SHIPPING  
 400X500X120 mm  
 MATERIAL: CARTON CORRUGADO  
 Peso : 840 g  
 Masa de uva: 8.2 kg/caja



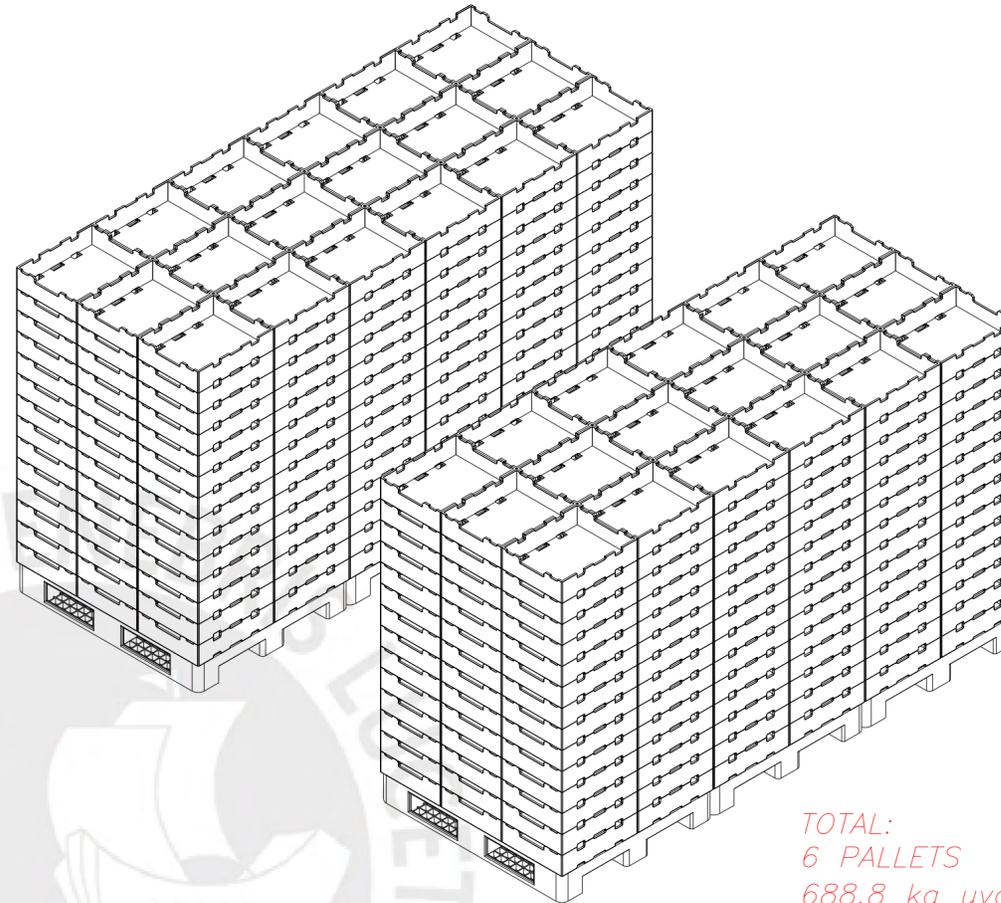
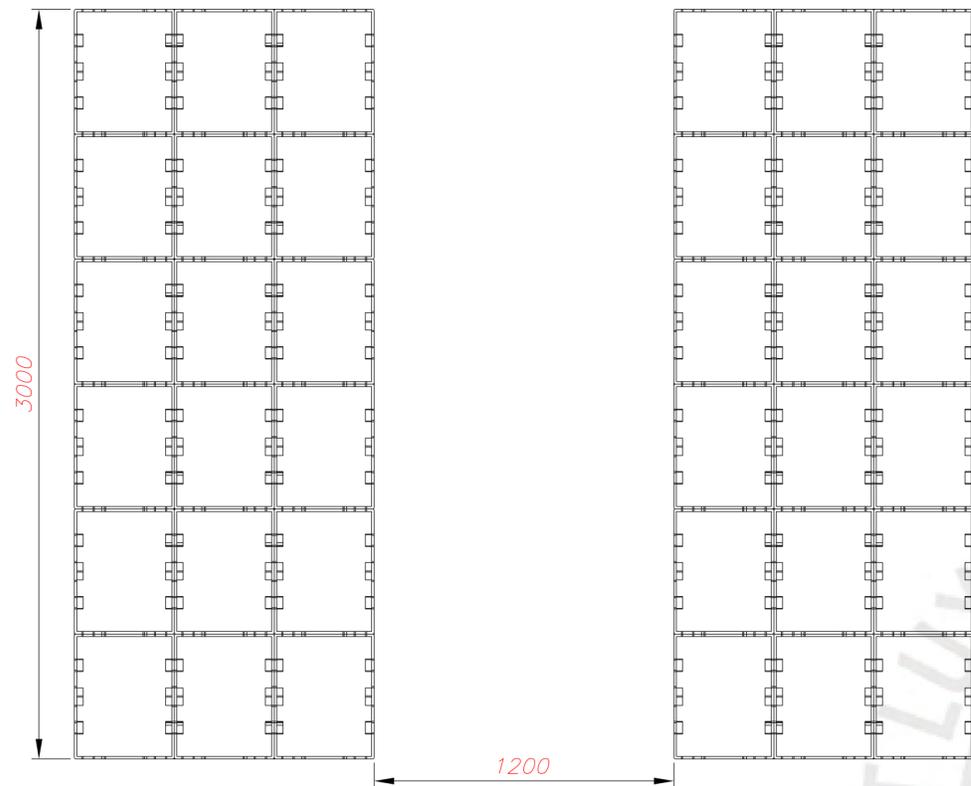
PALLET 1000X1200X120 mm  
 MATERIAL: HDPE



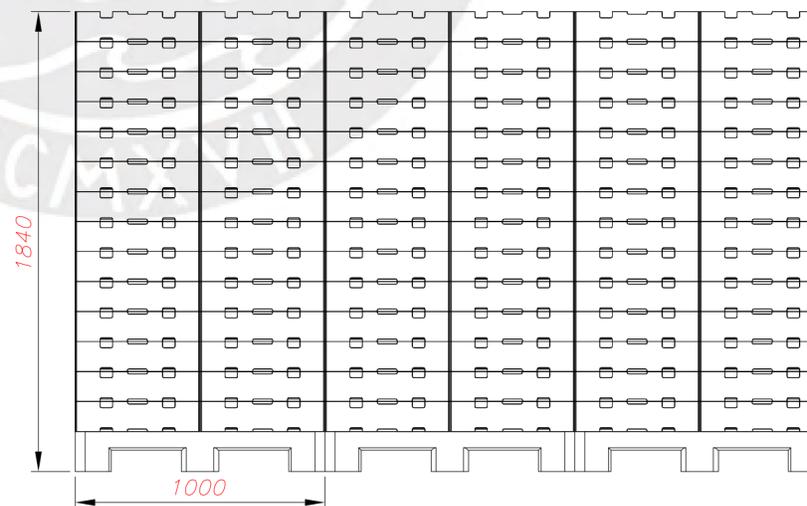
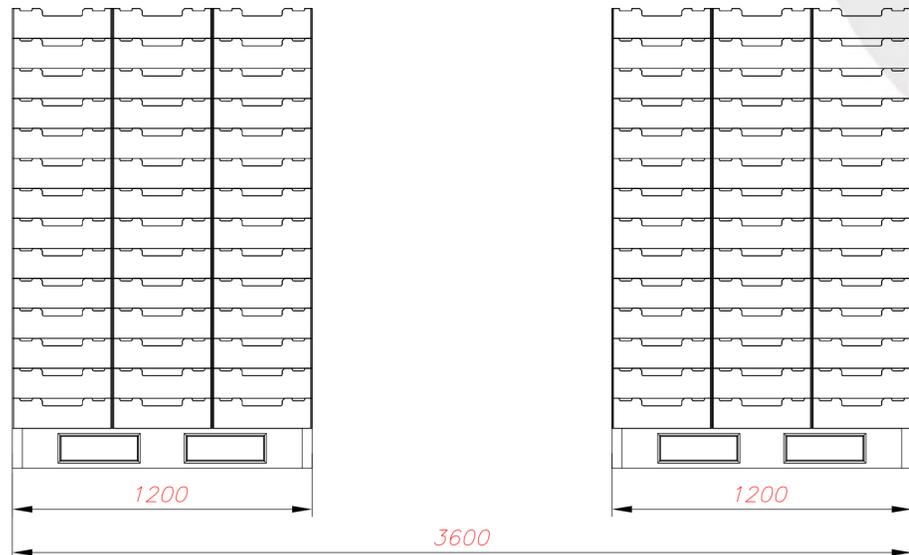
POR PALLET:  
 84 Cajas 40x50 cm  
 688.8 kg uva / pallet  
 Peso total: 760 kg



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	PROYECTO EN INGENIERIA MECÁNICA 2  <b>PAQUETIZACIÓN UNITARIA</b>	ESCALA  <b>1:20</b>
ES-01-A3-2022	MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIRGOS	FECHA: 08/10/2022  LAMINA: A3



TOTAL:  
6 PALLETS  
688.8 kg uva/ pallet  
4132.8 kg uva



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCION 	PROYECTO EN INGENIERIA MECÁNICA 2	ESCALA
	ARREGLO DE PALLETS	1:20
ES-02-A2-2022	MARCO AUGUSTO PACHECO CALLIGOS	FECHA: 08/10/2022
		LAMINA: A2