

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**MEJORAMIENTO DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN EL
SECADO DE MADERA A ALTA TEMPERATURA.**

Informe de Habilitación Profesional presentado
en conformidad a los requisitos para optar al
Título de Ingeniero Civil Mecánico.

Profesor Guía:
Dr. Carlos Salinas Lira.

Profesor Co-Guía:
Dr. Rubén Ananías Abuter.

CARLOS EMILIO SANTOS SILVA
CONCEPCIÓN – CHILE
2016

SUMARIO

El tema surge a raíz de la necesidad de evaluar la posibilidad de mejorar la eficiencia energética en el proceso de secado de madera, en un contexto de apoyo y exploración para el Grupo de Investigación en Tecnologías de Secado y Tratamientos Térmicos de la Madera de la Universidad del Bío-Bío. El estudio se fundamenta en datos obtenidos experimentalmente a escala industrial desde una investigación patrocinada por investigadores de dicho grupo, en la cual se definían los parámetros de operación y consumos específicos de energía para una cámara de secado HT de 100 (m³) de capacidad.

El estudio arrojó que el secador contaba con un consumo específico de 1,06 (GJ/m³) y que durante la etapa de secado se expulsaba al ambiente un flujo de aire húmedo de 3,63 (m³/s) a una temperatura aproximada de 86 (°C).

En ese contexto se plantea evaluar la factibilidad técnica y económica de implementar un recuperador de energía, para el cual se define una metodología de diseño, cálculo y selección de dispositivos con una potencia de 300 (kW).

El equipo es capaz de recuperar en promedio 4,1 (GJ) de energía térmica, un 51 % del total requerido para acondicionar el aire de entrada durante la etapa del secado. Además el análisis económico arrojó un VAN positivo en un horizonte de evaluación de 12 años, donde se prevé que el retorno de la inversión sea a finales del tercer año.

También se planteó evaluar la pre factibilidad técnica de acoplar a la cámara de secado una bomba de calor con un COP=8, donde el evaporador de la bomba cumple el rol de deshumidificador del ambiente de secado. El estudio comparativo determinó que: el refrigerante adecuado para la bomba es el R- 718, el aporte de calor de la bomba para acondicionar el aire recirculado es de un 95 %, pero es el consumo eléctrico el que se torna relevante 0,086 (GJ/m³).

NOMENCLATURA

Símbolo	Designación	Unidad de Medida
Romano		
a	Espesor de placa	(m)
A	Área / Superficie	(m ²)
A_{fr}	Área frontal	(m ²)
A_c	Área de flujo libre	(m ²)
A_{tc}	Área de transferencia de calor	(m ²)
B	Bernoulli	
C_p	Calor específico	(kJ/(kg*K))
C_f	Capacitancia térmica fluido frio	(W/K)
C_c	Capacitancia térmica fluido caliente	(W/K)
C_r	Razón de Capacitancias térmicas	
CH_i	Contenido de humedad inicial	(%)
CH_f	Contenido de humedad final	(%)
D	Diámetro circunferencial	(m)
f	Parámetro para determinar número de Stanton	
F	Factor de corrección para flujo cruzado	
g	Aceleración de gravedad	(m/s ²)
G	Caudal de masa por unidad de área	(kg/(s*m ²))
h	Entalpía del fluido	(kJ/kg)
H	Presión del ventilador	(mm ca)
k	Conductividad térmica	(W/(m*K))
k_s	Coefficiente de pérdidas singulares	
l	Parámetro para medir la eficiencia de la aleta	
L	Longitud	(m)
m	Masa	(kg)
\dot{m}	Flujo másico	(kg/s)
n	Coefficiente de transferencia de calor por convección	(W/(m ² *K))
N	Potencia mecánica	(W)
p	Parámetro para determinar el factor de corrección F	
P	Presión	(Pa)
Pr	Número de Prandtl	
Q	Potencia térmica	(W)
r_h	Radio Hidráulico	(m)
R	Parámetro para determinar el factor de corrección F	
Re	Número de Reynolds	
St	Número de Stanton	
t	Tiempo	(s)
T	Temperatura	(°C)
Tr	Temperatura punto de rocío	(°C)
T_{sat}	Temperatura de saturación	(°C)

T_{bs}	Temperatura de bulbo seco	(°C)
T_{bh}	Temperatura de bulbo húmedo	(°C)
U	Coefficiente global de transferencia de calor	(W/(m ² *K))
v	Volumen específico	(m ³ /kg)
\vec{V}	Velocidad	(m/s)
\dot{V}	Flujo volumétrico	(m ³ /s)
V	Volumen	(m ³)
w	Humedad específica	(kg agua/kg aire seco)
Z	Cota de altura respecto a un punto	(m)
Griego		
α	Razón de área de T de C de 1 módulo/ Volumen total	(m ² /m ³)
β	Razón de área de transferencia/ Volumen entre placas	(m ² /m ³)
δ	Espesor de aleta	(m)
ε	Efectividad intercambiador	(%)
μ	Viscosidad dinámica	(kg/(m*s))
ρ	Densidad de masa	(kg/m ³)
σ	Razón de área de flujo libre / Área frontal	
φ	Humedad relativa	(%)
ψ	Porosidad de la carga	(%)
ν	Viscosidad cinemática	(m ² /s)
η_f	Eficiencia de aleta	(%)
η_o	Eficiencia de superficie	(%)
Sigla		
HT	Alta temperatura	
SAT	Secado de alta temperatura	
EES	Resolutor de ecuaciones de ingeniería (Software)	
COP	Coefficiente de desempeño	
ac	Referido al fluido caliente	
af	Referido al fluido frío	
VAN	Valor actual neto	
TIR	Tasa interna de retorno	
Pay Back	Periodo de recuperación de la inversión	
ΔT_{MLDT}	Media logarítmica de la diferencia de temperaturas	
NUT	Número de Unidades de Transferencia	
.	Separador de miles	
,	Separador decimal	

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	1
OBJETIVOS	2
ORIGEN DEL TEMA	2
CAPÍTULO I	3
ANTECEDENTES PRELIMINARES	3
1.1 Marco teórico.....	3
1.2 Parámetros del secado	3
1.3 Datos Experimentales.....	5
1.4 Validación y complementación de la información.....	7
1.4.1 Variables de interés.....	7
1.5 Consumo de energía.....	10
1.5.1 Consumo de vapor.....	11
CAPÍTULO II	12
PARÁMETROS DE OPERACIÓN DE LOS EQUIPOS RECUPERADORES.....	12
2.1 Objetivo.....	12
2.2 Contexto.....	12
2.3 CASO 1: Recuperador de Calor	12
2.3.1 Esquema de aplicación	13
2.4 CASO 2: Bomba de calor	14
2.4.1 Esquema de aplicación.....	15
2.5 Resultados.....	16
CAPÍTULO III	19
DISEÑO PRELIMINAR DE LOS SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA.....	19
3.1 Objetivos.....	19
3.2 Requerimientos de diseño.....	19
3.3 Metodología de diseño Caso 1.....	19
3.3.1 Disponibilidad energética.....	19
3.3.2 Recuperador de calor compacto de placa aletada.....	20
3.3.3 Condición de invierno.....	32
3.4 Metodología de diseño Caso 2.....	33

3.4.1 Disponibilidad energética.....	33
3.4.2 Bomba de calor.....	34
3.5 Resultados.....	40
3.5.1 Caso 1: Recuperador de calor compacto.....	40
3.5.2 Caso 2: Bomba de Calor.....	41
3.6 Equipos y Accesorios.....	42
3.6.1 Ductos de ventilación.....	42
3.6.2 Ventiladores.....	43
CAPÍTULO IV	47
EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	47
4.1 Consumo original.....	47
4.2 Consumo Caso 1.....	48
4.3 Inversiones.....	48
4.4 Costos de operación.....	49
4.5 Depreciaciones.....	49
4.6 Valor de Desecho.....	50
4.7 Flujo de caja.....	51
CONCLUSIONES.....	52
REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA.....	53
ANEXOS	54
ANEXO A. PROPIEDADES DEL FLUIDO DE TRABAJO.....	55
ANEXO B.1 CARACTERÍSTICAS SUPERFICIE 5.3.....	56
ANEXO B.2 PROPIEDADES DEL AIRE HÚMEDO.....	57
ANEXO B.3 SUPERFICIE 5.3, NÚMERO DE STANTON Y FACTOR F.....	58
ANEXO B.4 METODOLOGÍA DE CÁLCULO COEFICIENTE n_{ac}	58
ANEXO B.5 FACTOR DE CORRECCIÓN de la MLDT.....	61
ANEXO B.6 PLANOS INTERCAMBIADOR.....	62
ANEXO B.7 ANÁLISIS BOMBA DE CALOR.....	63
ANEXO B.8 SELECCIÓN FLUIDO REFRIGERANTE.....	64
ANEXO C PLANO DEL CIRCUITO DE RECUPERACIÓN.....	68
ANEXO D PÉRDIDAS DE CARGA.....	70
ANEXO E SELECCIÓN DEL VENTILADOR.....	71

ANEXO F COSTO DEL VAPOR.....	72
ANEXO G CAÍDA DE PRESIÓN EN EL INTERCAMBIADOR.	73

INTRODUCCIÓN

Las necesidades de la industria maderera son cada vez más exigentes, y se hace indispensable tener una noción sobre el estado en que se está operando, este informe nace de la inquietud de analizar cómo hacer más eficiente el proceso de secado de madera en cámaras de alta temperatura.

Los datos técnicos y relevantes serán obtenidos de una memoria realizada en 2010 en la Universidad del Bío-Bío, en la cual se determinan consumos específicos de energía durante el proceso de secado convencional acelerado y a alta temperatura del pino radiata (Becerra, 2010).

La primera etapa del trabajo consiste en analizar los parámetros relevantes del proceso de secado: madera, contenido de humedad inicial (CH_i), contenido de humedad final (CH_f), velocidad, temperaturas, humedad del ambiente de secado y flujo de vapor. Lo siguiente es validar la información que se ha obtenido. Serán recalculados todos los estados del aire húmedo dentro de la cámara, apoyándose en conceptos de termodinámica y sicrometría.

Una vez cuantificadas las energías que salen a través de las ventilas, se pasa a la siguiente etapa: analizar alternativas de recuperación de energía que mejor se adaptan a las condiciones de operación de las cámaras y que cuenten con un respaldo tecnológico.

La metodología de evaluación incluirá el estudio de dos casos: 1) recuperador de calor aire – aire, que recupera energía evacuada por las ventilas en base a un pre acondicionado del aire del ambiente externo que ingresa a la cámara. 2) El otro caso tiene que ver con la pre factibilidad de incluir una bomba de calor acoplada a la cámara, la cual obtiene energía de la condensación del exceso de humedad del ambiente de secado.

Ambas alternativas consideran una evaluación técnica y/o económica para estimar la viabilidad de la implementación de alguna de ellas.

OBJETIVOS

Objetivo General

- Recuperar energía disponible en flujos de aire húmedo del ambiente de secado a través de un recuperador (sensible) o bomba de calor (latente).

Objetivos específicos

- Evaluar la disponibilidad energética.
- Identificar los posibles usos o aplicaciones de la energía recuperada.
- Dimensionar preliminarmente un sistema que permita recuperar energía o aumentar la eficiencia.
- Determinar la magnitud de la energía recuperada.
- Evaluar económicamente la instalación a nivel de pre factibilidad.

ORIGEN DEL TEMA

El presente trabajo surge a raíz de la propuesta de un proyecto de investigación, patrocinado por el Grupo de Investigación en Tecnologías de Secado y Tratamientos Térmicos de la Madera de la Universidad del Bío-Bío, dirigido por el Dr. Carlos Salinas Lira. Los recursos financieros y humanos disponibles por dicho grupo son los que permitirán el desarrollo de la propuesta de Habilitación Profesional en un contexto de cooperación en investigación.

La idea de recuperar energía desde las cámaras de secado no es nueva, se sabe mediante consultas personales realizadas por el grupo de investigación, hacia personas ligadas a este tema dentro de la industria, que existen algunos equipos recuperadores instalados en cámaras de secado HT. Como el sistema ECOVENT de (Mahild) que es pionera en este campo en la región, pero los equipos están aún en estudio y su uso no se ha masificado. Por otra parte, el uso de bombas de calor es aún más incierto ya que su funcionamiento es más sensible ante las variables que rigen el ciclo de secado, por ende solo se sabe que países europeos están incursionando en este tema. De cualquier modo, los equipos recuperadores generarían un ahorro en recuperación de energía sobre un 15%, y para el caso de las bombas de calor sobre un 20% (Drying Technology, 2012).

CAPÍTULO I

ANTECEDENTES PRELIMINARES

1.1 Marco teórico

La octava región es una de las que tiene mayor cantidad de hectáreas de bosques y plantaciones forestales, es por ello que existe una producción de madera aserrada y subproductos. En este contexto se plantea estudiar un caso particular en el proceso de secado a alta temperatura (SAT), y proponer un mecanismo que permita aprovechar los gases calientes (entre 70 y 90 °C) que son desechados por las ventilas de las cámaras de secado. En consecuencia, aumentar el rendimiento energético.

El trabajo se sustenta en datos experimentales a escala industrial que fueron obtenidos del trabajo de título del alumno Mauricio Becerra (Becerra, 2010) relacionado con la determinación de consumos específicos de energía del proceso de secado convencional acelerado y a alta temperatura del pino radiata. Sus resultados son importantes ya que reflejan consumos y pérdidas reales del proceso. Para validar las magnitudes de los datos experimentales se utilizó el apoyo de programas que simulaban un secado en similares condiciones.

1.2 Parámetros del secado

La madera aserrada contiene una gran cantidad de humedad, hasta dos tercios de su peso en agua, gran parte de la cual se debe eliminar antes de su utilización en procesos de manufactura. El contenido de humedad de la madera se define como la razón entre el peso del agua en su interior y el peso de la madera anhidra.

Eliminar el agua de la madera (secar) conlleva diversos beneficios:

- Se reduce el peso.
- Aumenta la mayoría de las propiedades de resistencia.
- Aumenta la resistencia a insectos y hongos.
- Facilita su trabajabilidad.

El análisis se realiza en una cámara de secado a alta temperatura (HT), con capacidad máxima de 100 (m³), ubicada en Aserradero Nueva Aldea perteneciente a la empresa Paneles ARAUCO S.A.

La mayor ventaja de estos tipos de secadores es la reducción en el tiempo de secado, principalmente en maderas permeables. Los secadores HT se emplean mayormente en el tratado de maderas para embalajes, pallets, tablas centrales y maderas para enchapados.

El sistema de calefacción para las cámaras de alta temperatura puede ser por medio de vapor de media o alta presión, aceite térmico o resistencias eléctricas. Las cámaras están aisladas térmicamente para reducir pérdidas de calor hacia el exterior, además el equipo se supone hermético, lo que implica que no se considera escapes de gases calientes por las rendijas ni fuga de condensado por la parte inferior de la cámara, la realidad es que las cámaras presentan pequeñas fugas en la compuerta principal y en algunas juntas, pero para efectos de análisis se asumen totalmente herméticas.



Figura 1.1 Cámara de secado de Alta Temperatura. (Fuente: Becerra 2010).

Los secadores HT operan con temperaturas de 100°C a 150°C, en procesos de secado de maderas de rápido crecimiento. Las cámaras de secado están construidas íntegramente en acero inoxidable. Los motores y los ventiladores son instalados externamente y producen velocidades de aire en el ambiente de secado (AS) de hasta 9 (m/s). Los secadores de hoy en día, están equipados con sensores de diverso tipo, que permiten al operador tener un amplio control de todas las variables que intervienen en el ciclo: temperatura de bulbo seco y húmedo, contenidos de humedad en la madera, entre otros. La Figura 1.2 esquematiza las partes del secador.

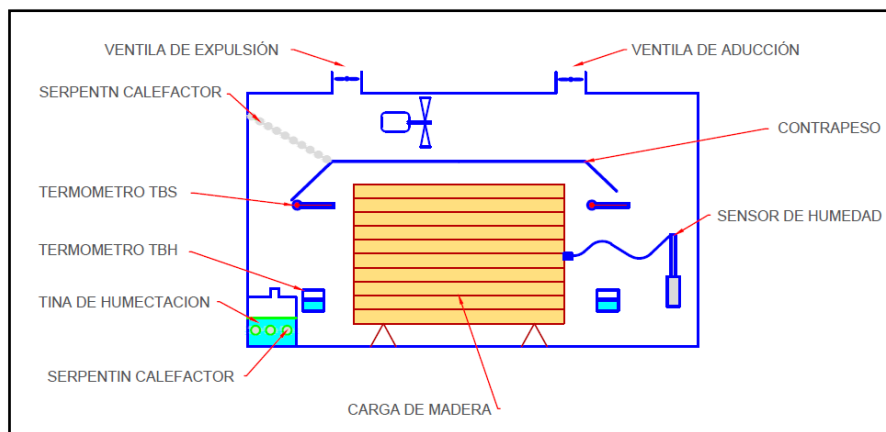


Figura 1.2 Esquema de una cámara de secado HT.

1.3 Datos Experimentales.

Los datos experimentales a escala industrial disponibles, corresponden a los del proceso de secado HT del producto de madera aserrada denominado pallet, proveniente de madera juvenil de pino radiata, la cual tiene las siguientes características: dimensiones 17x91 (mm), densidad entre 440 y 480 (kg/m³) y CHI iguala a 70 %. El programa de secado propiamente es mostrado en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Programa de secado HT, producto Pallet 17x91 (mm) (Becerra, 2010).

Programa secado “SAT RAMPAS”.				
Etapa N°	Tipo	Horas	Temps. (°C)	
			T _{bs}	T _{bh}
1	Pre Vaporización	0,2	30	30
2	Calentamiento	1,0	80	80
3	Secado	6,0	130	70
4	Secado	4,0	110	68

La etapa de secado que será tomada en cuenta para los cálculos es la N° 3, la cual sugiere que durante seis horas la cámara estará bajo una condición 130/70. Esto quiere decir que el aire húmedo en el interior, previo al paso por la madera, está a T_{bs} y T_{bh} igual a 130(°C) y 70(°C), respectivamente.

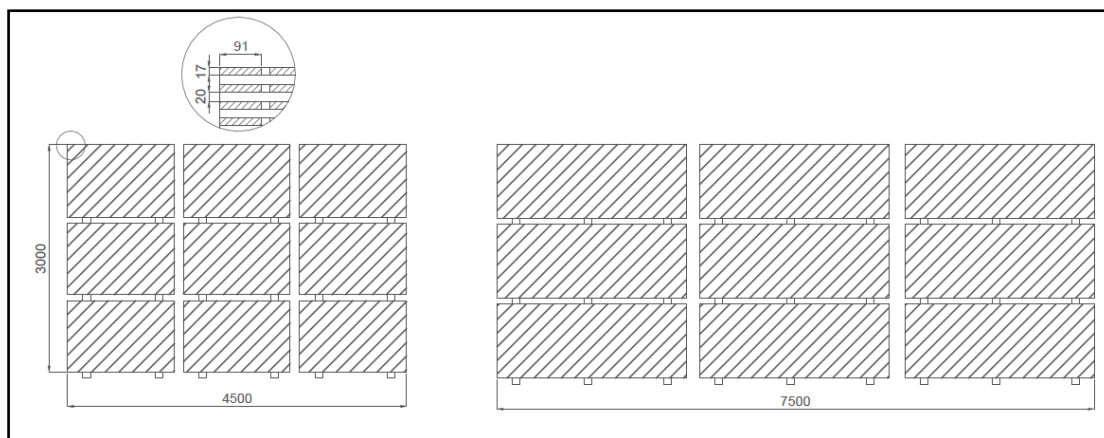


Figura 1.3 Distribución de la carga de madera.

Otro aspecto relevante, es conocer los flujos de aire húmedo que circulan por las ventilas y así estimar las magnitudes de las energías que entran y salen de la cámara.

Tabla 1.2 Flujos de aire expulsados por las ventilas.

Descripción	Área sección (m ²)	Velocidad media (m/s)	Densidad (kg/m ³)	Flujo másico (kg/s)
Ventila 1	0,64	2	0,9338	1,537
Ventila 2	0,64	0,6	0,9338	0,461
Ventila 3	0,64	1	0,9338	0,7684
Ventila 4	0,64	0,7	0,9338	0,54

La cantidad total de aire que es aprovechable es de 3,3 (kg/s) con una temperatura cercana a los 90 (°C). El ensayo realizado contemplaba determinar experimentalmente todos los consumos específicos que estaban involucrados en el proceso, como es de ver en el presente análisis solo son citados algunos de ellos, otro aporte importante a la investigación es que se cuenta con la magnitud de las energías térmicas que entran y salen de las ventilas, este dato es proporcionado por el controlador de la cámara, el que será verificado y contrastado más adelante.

Tabla 1.3 Energía por concepto de ventilación según el controlador (Becerra, 2010).

Ventilas	Magnitud (MJ)
Entrada	2.436
Salida	2.850

1.4 Validación y complementación de la información.

La información con la que se cuenta, si bien es valiosa, es insuficiente para evaluar correctamente la recuperación de calor. En consecuencia, se realiza una simulación del proceso de secado, fusionando datos experimentales con teóricos.

En ese contexto resulta de gran ayuda el contar con un software como EES (Engineering Equation Solver), que permite evaluar ciclos y propiedades de una gran gama de fluidos.

1.4.1 Variables de interés.

La extracción de humedad en la madera por medio de la circulación de un flujo de aire se fundamenta en la disciplina denominada sicrometría. Sobre esa base se realizarán los cálculos de cada uno de los estados o fases del aire húmedo que ocurren dentro del secador, a fin de complementar los datos experimentales.

La metodología de evaluación es la siguiente:

1.- Primero se programan todos los estados en orden numérico, (Ver Anexo A), incluyendo las variables obtenidas experimentalmente, la Figura 1.4 ilustra el ordenamiento asignado a cada etapa o estado del secado, además del trazado del ciclo en la carta sicrométrica.

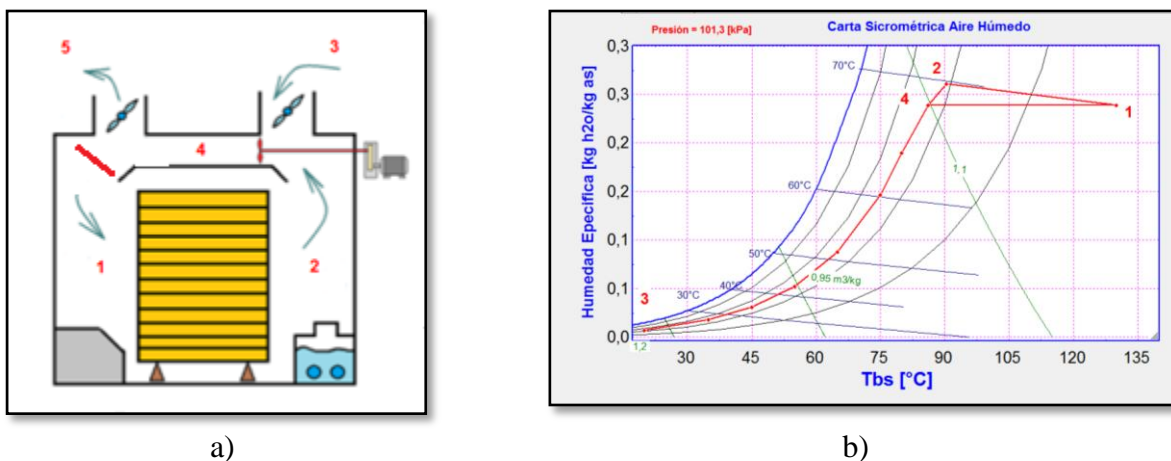


Figura 1.4 (a) Diagrama de estados en secador; (b) Trazado en carta sicrométrica.

2.- Como se conoce el estado 1, ya que $T_{bs1}=130(^{\circ}\text{C})$ y $T_{bh1}=70(^{\circ}\text{C})$, entonces se busca el estado 2, se sabe que teóricamente el secado de madera (humectación del aire), ocurre a temperatura T_{bh} o entalpía constante. El estado 2 se obtiene calculando la humedad específica en dicho punto, para ello

se necesita la masa teórica de agua que es extraída de la madera en un determinado tiempo, con ayuda de la siguiente expresión.

$$\dot{m}_2 * (w_2 - w_1) = \dot{m}_w \quad (1.1)$$

Dónde:

- m_2 masa de aire recirculada ($\text{kg}_{\text{as}}/\text{s}$), (Ver Anexo A).
- w_1 humedad específica en el estado 1 ($\text{kg}_w/\text{kg}_{\text{as}}$).
- w_2 humedad específica en el estado 2 ($\text{kg}_w/\text{kg}_{\text{as}}$).
- m_w flujo de agua extraído de la madera (kg_w/s).

La masa m_w es definida por las características del producto a secar y parámetros de operación, dados en la Tabla 1.4,

Tabla 1.4 Características de la carga de Pallet.

Datos de la carga	
Porosidad de la carga	$\psi = 50\%$.
Volumen Carga	$V = 100 \text{ (m}^3\text{)}$
Contenido de humedad inicial	$CH_i = 70\%$
Contenido de humedad final	$CH_f = 10\%$
Densidad de la madera	$\rho = 450 \text{ (kg/m}^3\text{)}$
Masa de madera seca	$M_s = \rho * V * \psi = 22.500 \text{ (kg)}$
Tiempo de secado	$t_s = 21.600 \text{ (s)}$

A partir de la cual se tiene:

$$m_{i,w} = CH_i * M_s = 15.750 \text{ (kg}_w\text{)} \quad ; \quad m_{f,w} = CH_f * M_s = 2.250 \text{ (kg}_w\text{)}$$

Luego:

$$\dot{m}_w = \frac{m_{i,w} - m_{f,w}}{t} = 0,625 \text{ (kg}_w/\text{s)}.$$

Finalmente sustituyendo m_w en la ecuación 1.1 se tiene:

$$w_2 = 0,261 \text{ (kg}_w/\text{kg}_{\text{as}}\text{)}.$$

Por lo tanto como se conoce la entalpía y humedad específica del estado 2, es posible determinar el resto de las propiedades de interés.

Nota: Para efectos de cálculo se asume que la pérdida de humedad de la madera es constante en el tiempo.

3.- El estado 3 corresponde a aire atmosférico a una temperatura de 20 (°C), y una humedad relativa del 50 %. El flujo de aire en las ventilas de entrada está correlacionado con el flujo de aire húmedo en las ventilas de salida. Sus propiedades corresponden al estado 3 (Ver Anexo A).

4.- La mezcla entre los flujos de aire del estado 2 y 3 da origen al estado 4, sus propiedades se obtienen aplicando los conceptos clásicos de mezcla.

5.- El estado 5 corresponde a la fracción de flujo de aire que es expulsado por las ventilas, y que es parte fundamental del análisis posterior, se obtiene entrelazando la información experimental, con la teoría asociada.

El detalle de las propiedades de cada uno de los estados y de otras variables de interés, son obtenidos a través del software EES, como se muestra en la Tabla 1.5.

Tabla 1.5 Propiedades de los estados del aire húmedo dentro de la cámara, (Ver Anexo A).

Estado	h (kJ/kg)	T _{bs} (°C)	T _{bh} (°C)	T _r (°C)	φ (%)	w (kg/kg)	m (kg/s)	Ḃ (m ³ /s)	v (m ³ /kg)
1	787,8	130	70	67,6	10,4	0,2393	35,2	39,45	1,232
2	787,8	90,4	69,8	69,05	42	0,261	35,2	39,45	1,118
3	38,52	20	13,8	9,3	50	0,007264	3,304	2,75	0,8329
4	723,7	86,2	68,4	67,6	46,4	0,2393	38,6	42,4	1,098
5	723,7	86,2	68,4	67,6	46,4	0,2393	3,304	3,63	1,098
6		130	70			0,2393			

1.5 Consumo de energía.

Para poder evaluar ambas alternativas, es necesario definir los consumos energéticos de cada fase, además lo desechado por concepto de: Ventilación, Aislación, Acondicionado y Secado. La Tabla 1.6 muestra las magnitudes del gasto energético en (GJ).

Tabla 1.6 Consumos energéticos (Becerra, 2010).

Dispersión de la energía en el secado de madera.	
Descripción	Magnitud (GJ)
Energía total de Proceso	106
Energía para secado	38
Energía por aislación	12
Energía por ventilación	48
Energía por acondicionamiento	8

Tanto la energía perdida por concepto de ventilación como la por acondicionamiento, son calculadas en función de los flujos de aire húmedo que entran y salen por las ventilas.

La Figura 1.5 representa los consumos energéticos en la cámara, para el secado del producto pallet, en una condición 130/70.

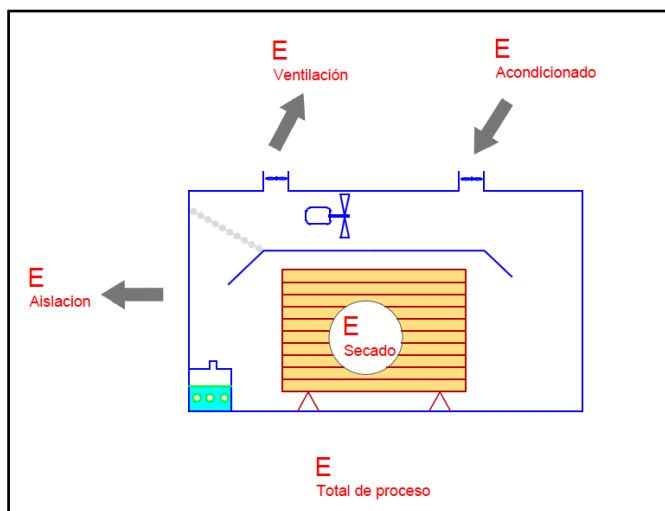


Figura 1.5 Dispersión de la energía en la cámara.

1.5.1 Consumo de vapor.

Para la evaluación se sabe que cada carga de secado es de 100 (m³) de madera, y se prevé que durante un mes de operación la cámara puede completar 50 ciclos de secado. Según (Becerra, 2010), los consumos y las condiciones de operación del vapor son dados en la Tabla 1.7.

Se asume que el vapor entrega todo su calor latente en el cambio de fase gas – líquido, es decir: la entalpía del gas a la entrada del radiador corresponde a la del vapor de agua a la temperatura de 180 (°C), y a la salida del serpentín corresponde a la del agua líquida a la misma temperatura.

Tabla 1.7 Consumos de vapor, secado HT-Pallet (Becerra, 2010).

Vapor	Presión 10,5 (bar)	
	Entrada	Salida
Fase	Gas	Líquido
Temperatura (°C)	180	180
Entalpía (kJ/kg)	2.780	772
Consumo específico (ton/m ³)	0,64	
Costo (\$/ton)	2.617	
Flujo másico (kg/s)	1,58	
Volumen de carga (m ³)	100	
Nº cargas por mes (cargas/mes)	50	
Consumo total Vapor (MJ)	106.000	

CAPÍTULO II

PARÁMETROS DE OPERACIÓN DE LOS EQUIPOS RECUPERADORES.

2.1 Objetivo.

Definir las aplicaciones y condiciones de operación de los equipos: características físicas, criterios de evaluación y operación.

2.2 Contexto.

Como la energía que se desea aprovechar es transportada por un medio gaseoso, que además posee un bajo coeficiente de transferencia de calor por convección (n), el equipo que se seleccione para cumplir esta tarea debe ser muy eficiente transfiriendo energía en estas condiciones, a lo anterior se le llamará Caso 1.

El otro caso, Caso 2, que se evalúa es instalar una bomba de calor, con el evaporador ubicado a la salida de la pila de madera y el condensador previo al serpentín calefactor. Lo anterior en un contexto de des-humidificación del aire del ambiente de secado y aprovechamiento energético de la energía de cambio de fase del agua extraída de la madera.

2.3 CASO 1: Recuperador de Calor

Cuando se trata de intercambio cruzado entre gases, como es el caso en estudio, la literatura recomienda centrar la evaluación en intercambiadores de calor de tipo compacto, ya que poseen las siguientes características:

- Gran área de transferencia de calor por unidad de volumen.
- Alta eficiencia para intercambio entre gases.
- El coeficiente global de transferencia de calor (U) varía entre 10 – 50 ($W/(m^2 \cdot K)$).
- Tamaño y geometría acorde con exigencias de espacio.

Dentro de este grupo de intercambiadores existen varias configuraciones específicas para cada función.

El presente dice relación con el intercambio de calor aire-aire, en un dispositivo compacto: gran relación área/volumen. La Figura 2.1, muestra una perspectiva básica del intercambiador Kays y

London (1984), del tipo que será diseñado en el presente trabajo. Los autores, han estudiado a fondo este tipo de cambiadores para diversas formas y configuraciones, su mayor aporte es haber establecido correlaciones experimentales que permiten una determinación efectiva de sus parámetros de diseño, calor transferido y el rendimiento.

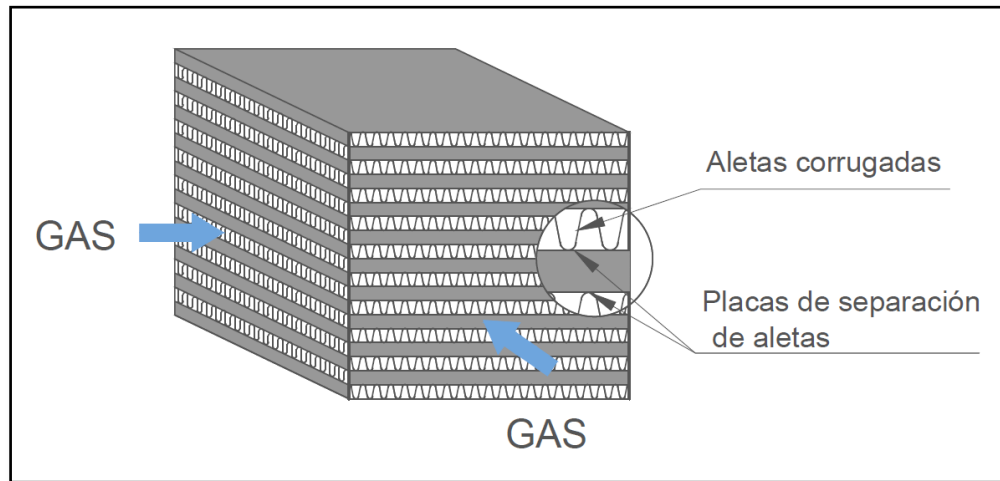


Figura 2.1 Intercambiador de calor compacto gas – gas.

El diseño del dispositivo debe contemplar ciertos parámetros o condiciones de operación para garantizar un funcionamiento óptimo:

- Velocidad del flujo de aire en el interior, entre 7 y 15 (m/s).
- Las entradas de aire deben contener filtros.
- Placas separadoras construidas en acero inoxidable.
- Placas aletadas fabricadas en planchas de aluminio.
- Aislar el intercambiador con al menos una pulgada de aislante mineral.
- Sumergir el equipo en un baño de estaño para eliminar porosidad o espaciamiento entre las placas y aletas.

2.3.1 Esquema de aplicación

La Figura 2.2 muestra un esquema general de la cámara de secado Mahild, y la ubicación de los dispositivos de ingreso y expulsión de gases, además de la instalación del recuperador que intercambia energía expulsada a través de las ventilas de salida de aire (húmedo), con el flujo de aire que ingresa a la cámara por las ventilas de entrada de aire (seco).

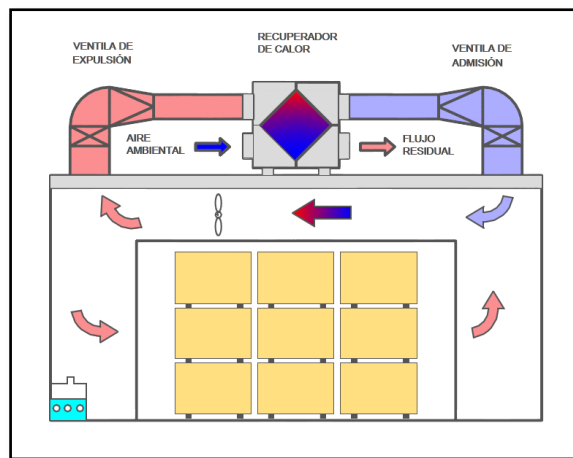


Figura 2.2 Esquema de planteamiento del Caso 1.

2.4 CASO 2: Bomba de calor

La bomba de calor es una máquina térmica capaz de transferir energía en forma de calor desde una fuente de baja temperatura a un sumidero a mayor temperatura suministrándole trabajo mecánico externo. Existen equipos para calefacción, refrigeración y mezcla de ambos. Sus principales componentes son: evaporador, condensador, compresor, válvula de expansión, piping y fluido refrigerante. La Figura 2.3 muestra un esquema de un equipo que puede funcionar como bomba de calor en calefacción.

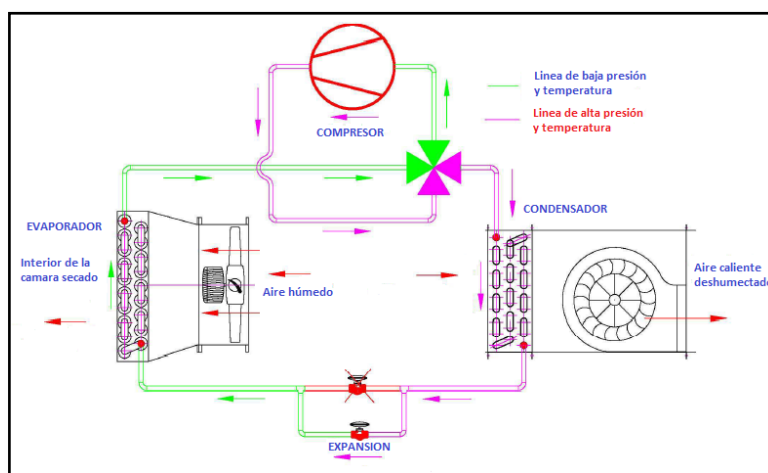
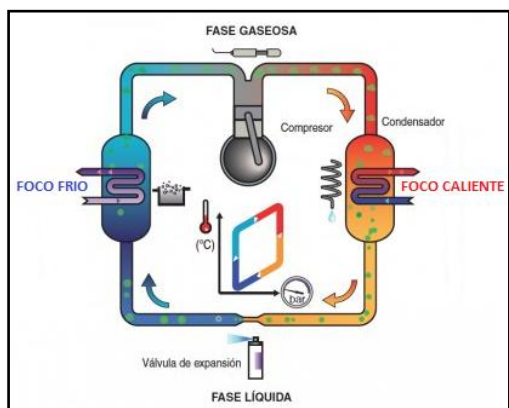


Figura 2.3 Esquema bomba de calor en calefacción. (Fuente: Reinaldo Sánchez, 2015).

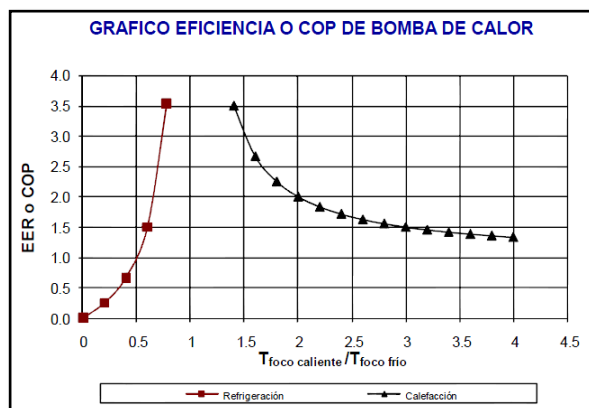
Una de las características más significativas de estos dispositivos es el valor que puede tomar el coeficiente COP (Coefficient Of Performance), el cual normalmente es varias unidades mayor que

1. Para el caso de una bomba, representa la proporción entre energía entregada al sumidero a alta temperatura y la energía mecánica cedida por el compresor.

Los costos de inversión, dependiendo de la tecnología a usar, pueden ser más altos, pero presenta menores costos de operación.



(a)



(b)

Figura 2.4 (a) Esquema bomba de calor; (b) Gráfico COP en calefacción. (Reinaldo Sánchez, 2015).

2.4.1 Esquema de aplicación.

La Figura 2.5, muestra un esquema de la idea operativa de una bomba de calor en el contexto del secado de maderas. Se observa que la cámara de secado debe expulsar a la atmósfera parte del aire (saturado) una vez que pasó por la carga de madera, para efectos de permitir una mezcla con aire no saturado (seco) proveniente del exterior y con ello obtener una mezcla de aire con baja humedad relativa. En este contexto se plantea instalar un serpentín evaporador a la salida de la pila de madera, donde se espera que ocurra lo siguiente: parte importante de la humedad que se extrae a la madera y es transportada por el aire, es condensada y extraída del proceso. Al mismo tiempo, la energía cedida por el agua condensada es utilizada para evaporar el refrigerante, el refrigerante ya evaporado circula por el compresor donde se le aumenta la presión y por ende su temperatura, para efectos de transferir su calor a un ambiente a alta temperatura (previo a la entrada del serpentín condensador).

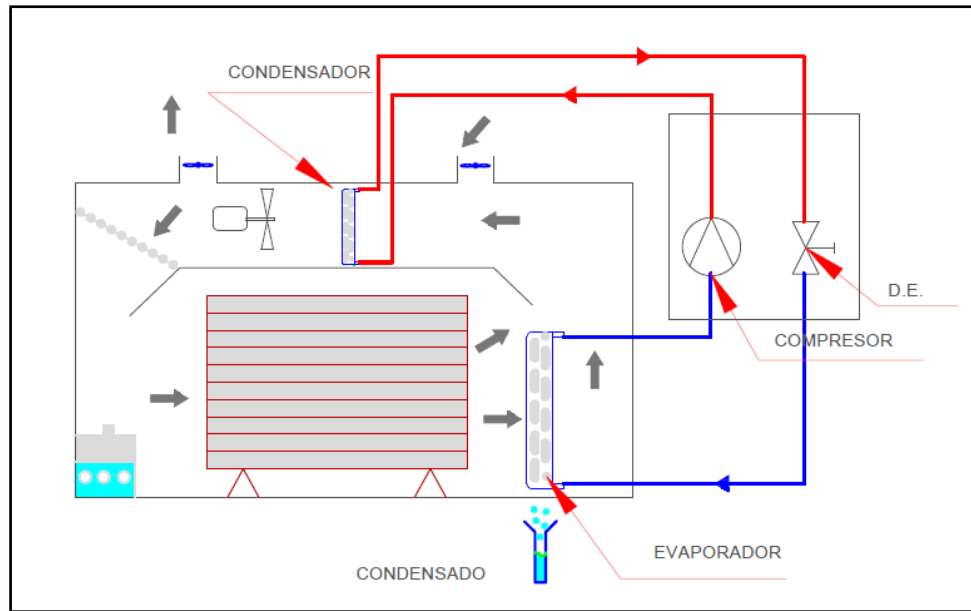


Figura 2.5 Esquema de planteamiento del Caso 2.

2.5 Resultados

En base a los datos experimentales sobre las condiciones de operación del secador y valores que caracterizan los flujos de aire a la entrada y salida de las ventilas, se proponen dos alternativas de recuperación de energía, las cuales serán abordadas en el siguiente capítulo.

En el primer caso, se espera conseguir una reducción del consumo específico de energía al recuperar parte de la energía perdida a través de las ventilas que asciende a 8.000 (MJ), durante el periodo del ciclo. Se observa que el secado de madera es un ciclo dinámico con condiciones variables en el tiempo. No obstante, se estima que las condiciones de operación seleccionadas para los análisis captan lo relevante del proceso: secado durante 6 (h) a temperatura bulbo seco y bulbo húmedo igual a 130/70, respectivamente. Dicho aprovechamiento energético se esquematiza en la Figura 2.6 y 2.7 en cuanto a una cámara de secado sin y con recuperador.

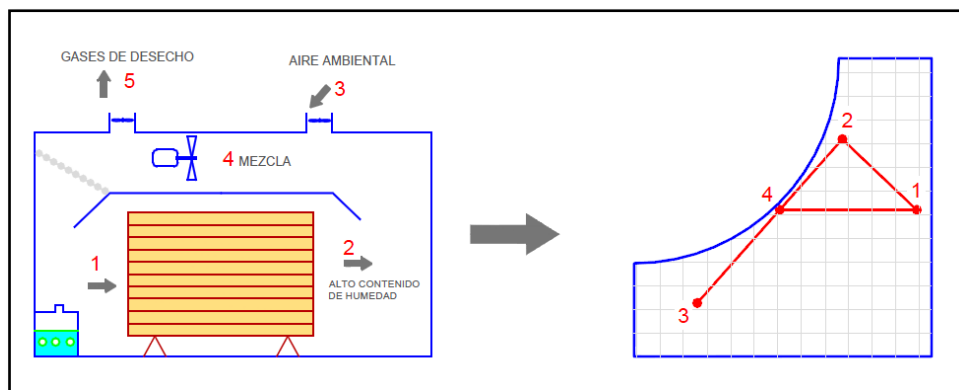


Figura 2.6 Esquema secador y proceso sicrométrico (sin recuperador).

La Figura 2.7 esquematiza la solución propuesta en base a un recuperador (Caso 1). El aspecto relevante es el estado 3, (aire ambiental), donde el aire entraría con T_{bs} mayor que en el caso sin recuperador, esto genera que el estado 4 (mezcla) se ubique más hacia la derecha en la carta sicométrica, reflejando con ello un ahorro energético. En consecuencia, la energía necesaria para llevar el aire húmedo desde el estado 4 hacia el estado 1 es menor, debido a que el equipo recuperador aumenta la temperatura del aire ambiental que entra a la cámara.

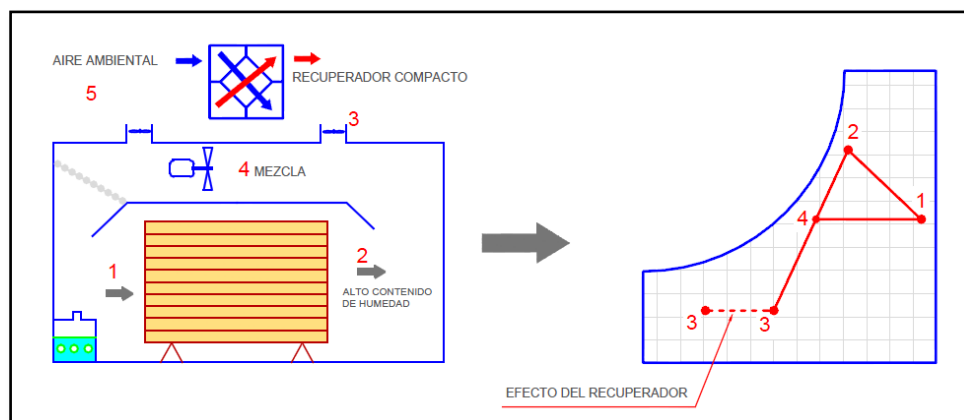


Figura 2.7 Esquema secador y proceso sicrométrico reacondicionado (Caso 1).

La solución con bomba de calor (Caso 2), supone aprovechar parte de la energía que posee el fluido en el estado 2 y por medio del trabajo de la bomba de calor, reingresar la energía a la cámara. El ahorro energético se produce en el calor necesario para llevar el flujo de aire desde el estado 5 al

CAPÍTULO III

DISEÑO PRELIMINAR DE LOS SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA.

3.1 Objetivos.

Definir metodologías de cálculo para el pre-diseño de equipos de recuperación de energía térmica en un contexto de eficiencia energética del proceso de secado de madera. Se analizan dos casos: recuperador de calor y bomba de calor.

3.2 Requerimientos de diseño.

Recuperador: En primera instancia se plantea diseñar preliminarmente un equipo que sea capaz de intercambiar energía térmica desde y hacia un medio gaseoso, El fluido caliente es el aire húmedo descartado a través de las ventilas de una cámara de secado HT, a una temperatura cercana a los 86 (°C) y un flujo volumétrico de 3,6 (m³/s). Por otra parte, se consideran 2,8 (m³/s) de flujo volumétrico frío de aire ambiental a una temperatura igual a 20 (°C) y 50% de humedad relativa.

Bomba de Calor: Por otra parte, se realizará una evaluación a nivel de pre-factibilidad de instalar una bomba de calor en la cámara de secado para efectos de deshumidificar el ambiente y recuperar energía de calor latente ocupada para la evaporación del agua extraída de la madera. Los parámetros de diseño de la bomba están dados por las condiciones sicrométricas del ambiente de secado en la Tabla 1.5 (Propiedades de los estados del aire húmedo dentro de la cámara), y según esquema sicrométrico dado en la Figura 1.4. La pre-factibilidad se refiere a definir parámetros característicos de una bomba, como lo son: Su potencia, COP, fluido refrigerante, capacidades de equipamiento (compresor, evaporación y condensación).

3.3 Metodología de diseño Caso 1.

3.3.1 Disponibilidad energética.

Como se ha mencionado anteriormente, la magnitud de la energía perdida por ventilación se obtiene en base a la determinación de flujos máscicos y variaciones de entalpía.

$$Q = \dot{m} * (\Delta h) \quad (3.1)$$

Dónde \dot{m} : es la masa de aire seco que circula en (kg/s), h : es la entalpía del aire a esa temperatura en (kJ/kg).

En particular, según datos de flujos máxicos y variación de entalpía dados en Anexo B.2, evaluando la ecuación (3.1) se determinan las potencias de flujos de aire caliente (Q_c) y frío (Q_f).

$$Q_c = \dot{m}_c * (\Delta h) = 3,3 * (723,4 - 38,5) = 2.260 \text{ (kW)}.$$

$$Q_f = \dot{m}_f * (\Delta h) = 3,3 * (151 - 38,5) = 370 \text{ (kW)}.$$

Los resultados de energía, dados los flujos de aire caliente y frío (48.000 (MJ) y 8.000 (MJ)) difieren de los obtenidos experimentalmente por Becerra 2010 (2.850 (MJ) y 2.436 (MJ)), puede deberse a múltiples causas: condensación en las paredes interiores de la cámara, infiltraciones, etc. Para efectos prácticos de diseño se asume que la cámara de secado es hermética y sin condensación al interior de ella.

Naturalmente, la energía pérdida por evacuación de gases, es la energía que cede el aire caliente al ambiente, y en el otro caso la energía cedida por el flujo caliente (recuperada) es utilizada en el pre-acondicionamiento del flujo frío, el cual finalmente será adaptado a la temperatura de operación con un aporte adicional de energía (serpentín a vapor), según las condiciones del estado 1 ($T_{bs} = 130$ (°C), $T_{bh} = 70$ (°C)), Ver Figura 1.4.

3.3.2 Recuperador de calor compacto de placa aletada.

La metodología de diseño que se presenta a continuación es extraída de uno de los textos más reconocidos en el área denominado “Compact Heat Exchangers” de los autores Kays & London (1984). En dicho texto, se caracterizan parámetros de diseño para diversas tipologías de intercambiadores. El tipo de recuperador se selecciona considerando criterios de velocidad y aspectos constructivos (geometría). En este caso se selecciona la denominada **geometría 5.3** (ver Kays, pág. 226), la cual indica el tipo de aleta seleccionada. Cabe destacar que el proceso de determinación de parámetros que definen al intercambiador, una vez seleccionado su tipo, es de carácter iterativo.

La metodología de diseño según Kays & London, está basada en un intercambiador de tamaño unitario, y contempla determinar lo siguiente:

- a) El tipo de aleta.

- b) Áreas de transferencia (calor y flujo libre).
- c) Propiedades de los flujos de aire.
- d) Adimensionales característicos (Reynolds, Stanton, G).
- e) Coeficiente de convección.
- f) Eficiencia de aletas.
- g) Eficiencia de superficies.
- h) Coeficiente global de transferencia de calor.
- i) Eficiencia (Potencia).
- j) Escalamiento.
- k) Factor de la NUT.

Intercambiador unitario.

Para efectos de cálculo se asume un tamaño de intercambiador unitario.

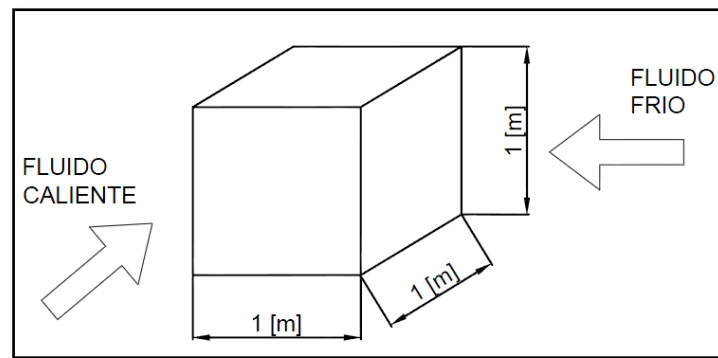


Figura 3.1 Esquema intercambiador de medida unitaria.

Entonces: Las áreas unitarias respectivas serán:

- $A_{fr, ac} = 1 \text{ (m}^2\text{)}$: Área frontal lado caliente.
- $A_{fr, af} = 1 \text{ (m}^2\text{)}$: Área frontal lado frío.
- $V = 1 \text{ (m}^3\text{)}$: Volumen total de intercambiador.
- $a = 0,3 \times 10^{-3} \text{ (m)}$: Espesor de placa entre F. caliente y F. frío, material Ac. Inox.
- $k_{Inox} = 21 \text{ (W/ (m}^*K\text{))}$: Conductividad térmica Ac. Inox.

- a) Tipo de aleta.

La Tabla 3.1 contiene los parámetros de diseño que definen en detalle la geometría del intercambiador, según características de la superficie dadas en el Anexo B.1.

Tabla 3.1 Características de la superficie.

	Fluido Caliente	Fluido Frio
Superficie	5.3 aletas x pulgadas	5.3 aletas x pulgadas
Espaciamiento entre placas b	$b_1 = 11,94$ (mm)	$b_2 = 11,94$ (mm)
Radio Hidráulico r_h	$r_{hc} = 1,54 \times 10^{-3}$ (m)	$r_{hf} = 1,54 \times 10^{-3}$ (m)
Espesor de aleta δ	$\delta_{ac} = 0,152 \times 10^{-3}$ (m)	$\delta_{af} = 0,152 \times 10^{-3}$ (m)
Área de transferencia / Volumen entre placas β	$\beta_1 = 616,8$ (m ² /m ³)	$\beta_2 = 616,8$ (m ² /m ³)
Área aleta extendida /Área total	0,719	0,719

b) Áreas de transferencia de Calor y de flujo libre.

$$\alpha = \frac{A_1}{V_{Total}} = \frac{b_1 * \beta_1}{b_1 + b_2 + 2 * a} \quad (3.2)$$

La ecuación (3.2) representa la razón entre el área de un módulo de intercambiador, versus el volumen total de intercambio.

$$\alpha_{ac} = \alpha_{af} = \frac{11,94 * 10^{-3} * 616,8}{11,94 * 10^{-3} + 11,94 * 10^{-3} + 2 * 0,3 * 10^{-3}} = 301 \text{ (m}^2\text{/m}^3\text{)}$$

Ya que la geometría elegida es la misma para ambos fluidos, de igual manera lo es el coeficiente alpha.

Luego el Área total de Transferencia de Calor en cada sitio es:

$$A = \alpha * V \quad (3.3)$$

: $A_{ac} = A_{af} = 301$ (m²/m³) ; Área de transferencia de calor para ambos fluidos.

La razón de área de flujo libre versus área frontal σ , es dada por:

$$\sigma = \frac{A_c}{A_{fr}} = \alpha * r h \quad (3.4)$$

$$\sigma_{ac} = \alpha_{ac} * r h = 301 * 1,54 * 10^{-3} = 0,4635; \quad \sigma_{af} = 0,4635$$

Luego las Áreas de flujo libre A_c son:

$$\alpha_{ac} * A_{c,ac} = \sigma_{ac} * A_{fr,ac} = 0,4635 * 1 = 0,4635 \text{ (m}^2\text{)}.$$

➤ $A_{c,af} = 0,4635 \text{ (m}^2\text{)}.$

c) Propiedades de los flujos de aire, según Anexo B.2.

Inicialmente se asume una efectividad $\varepsilon = 85\%$, la cual debe ser verificada y recalculada, a partir de la que se pueden evaluar las temperaturas de trabajo y propiedades para ambos fluidos. De la definición de efectividad se sabe:

$$\varepsilon = \frac{Q_{real}}{Q_{teorico\ maximo}} = \frac{C_c*(T_1-T_2)}{C_{min}*(T_1-t_1)} = \frac{C_f*(t_2-t_1)}{C_{min}*(T_1-t_1)} \quad (3.5)$$

Dónde $C_c = C_{max} = \dot{m}_c * Cp_c = 3,3 * 1.457 = 4.811 \text{ (W/K)}$ es la capacitancia térmica del fluido caliente, $C_f = C_{min} = \dot{m}_f * Cp_f = 3,3 * 1.019 = 3.359 \text{ (W/K)}$ es la capacitancia térmica del fluido frío, $T_1 = 86 \text{ (}^\circ\text{C)}$ es la temperatura de entrada del fluido caliente, T_2 es la temperatura de salida del fluido caliente en $(^\circ\text{C})$, $t_1 = 20 \text{ (}^\circ\text{C)}$ Es la temperatura de entrada del fluido frío, t_2 Es la temperatura de salida del fluido frío en $(^\circ\text{C})$.

La distribución de temperaturas se muestra en la Figura 3.2.

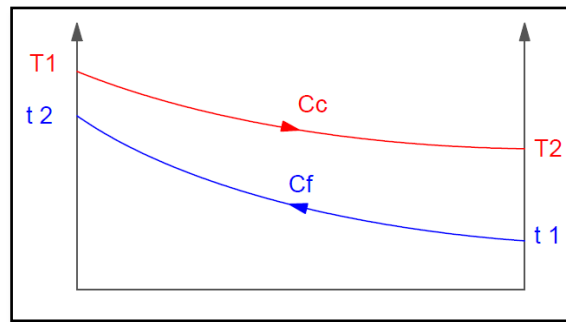


Figura 3.2 Distribución de temperatura de ambos fluidos.

Reemplazando en (3.5), se tiene:

$$0.85 = \frac{4811*(86-T_2)}{3359*(86-20)} : \quad T_2 = 47 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

$$0.85 = \frac{(t_2-20)}{(86-20)} : \quad t_2 = 76 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Luego las temperaturas medias de cada fluido son:

$$\bar{T}_c = \frac{86+47}{2} = 67 \text{ (}^\circ\text{C)} \quad \text{Y} \quad \bar{T}_f = \frac{76+20}{2} = 48 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Las propiedades de cada fluido a la temperatura media, están dadas en Tabla 3.3, y se obtienen con EES (Ver Anexo B.2).

Tabla 3.3 Propiedades del aire húmedo a la temperatura media.

Propiedades	Aire caliente (67 °C)	Aire frío (48 °C)
Viscosidad dinámica, μ (kg/(m*s))	$1,98 * 10^{-5}$	$1,95 * 10^{-5}$
Número de Prandtl, Pr	0,9825	0,7307
$Pr^{2/3}$	0,9882	0,8112
Calor específico, Cp (kJ/(kg*K))	1,457	1,019
Volumen específico, v (m ³ ah/kg as)	1,046	0,9125

d) Adimensionales Característicos (Reynolds, Stanton, G).

El caudal de masa que circula por unidad de área de flujo libre G , esta dado por:

$$G = \frac{\dot{m}}{A_c} \tag{3.6}$$

A su vez el número de Reynolds R_e se extrae de la siguiente expresión:

$$R_e = \frac{4rh*G}{\mu} \tag{3.7}$$

➤ Fluido caliente.

$$G_{ac} = \frac{\dot{m}_c}{A_{c,ac}} = \frac{3,3}{0,4635} = 7,12 \text{ (kg/(s*m}^2\text{))}$$

$$R_{e,ac} = \frac{4rh_{ac}*G_{ac}}{\mu_{ac}} = \frac{4*1,54*10^{-3}*7,12}{1,98*10^{-5}} = 2.215$$

➤ Fluido frío.

$$G_{af} = \frac{\dot{m}_f}{A_{c,af}} = \frac{3,3}{0,4635} = 7,12 \text{ (kg/(s*m}^2\text{))}$$

$$R_{e,af} = \frac{4rh_{af}*G_{af}}{\mu_{af}} = \frac{4*1,54*10^{-3}*7,12}{1,95*10^{-5}} = 2.250$$

Número de Stanton St y factor “ f ”, desde superficie 5.3.

Ingresando al gráfico, según Anexo B.3, con el número de Reynolds correspondiente, se tiene que:

- Fluido caliente.

$$St * Pr^{2/3} = 0,0055 \quad f = 0,0125$$

- Fluido frío.

$$St * Pr^{2/3} = 0,0054 \quad f = 0,0120$$

Luego despejando respectivamente:

$$St_{ac} = 5,57 \times 10^{-3}, \quad St_{af} = 6,64 \times 10^{-3}$$

- e) Coeficientes de Transferencia de Calor por Convección “ n ”.

Para el caso del fluido frío (sin condensación), n se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$n = St * G * C_p \quad (3.8)$$

$$n_{af} = St_{af} * G_{af} * C_{p,af} = 6,64 * 10^{-3} * 7,12 * 1.019 = 48 \text{ (W/m}^2\text{-K)}.$$

El coeficiente convectivo n , referido al fluido caliente, no puede ser calculado de igual manera, debido a que, experimenta una variación de temperatura desde 86 (°C), hasta 66 (°C), particularmente, bajo el punto de rocío (67 (°C)). Por lo tanto, el flujo caliente condensará parte de su humedad aportando un calor adicional. En consecuencia, la metodología contempla cálculo de transferencia de calor con cambio de fase (condensación), lo cual es mostrado en el Anexo B.4. Siendo así:

$$n_{ac} = 4.110 \text{ (W/ (m}^2\text{*K))}$$

- f) Eficiencia de aletas.

De acuerdo al tipo de aleta, de manufactura en aluminio ($k_{alum.} = 220 \text{ (W/ (m*K))}$), la eficiencia es dada por la siguiente expresión:

$$\eta_f = \frac{\tanh(m*l)}{m*l} ; \quad m = \sqrt{\frac{2*n}{k*\delta}} ; \quad l = \frac{b}{2} \quad (3.9)$$

- Fluido caliente

Evaluando (3.9) con b , n , δ , desde Tabla 3.1, se tiene:

$$m_{ac} = \sqrt{\frac{2*n_{ac}}{k_{alum}*\delta_{ac}}} = \sqrt{\frac{2*4110}{220*0,152*10^{-3}}} = 495 \text{ (m}^{-1}\text{)}$$

$$l = \frac{b}{2} = \frac{11,94 \cdot 10^{-3}}{2} = 5,97 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}, \quad m_{ac} * l = 2,95$$

$$\eta_{f,ac} = \frac{\tanh(2,95)}{2,95} = 0,337$$

Por lo tanto la eficiencia de la aleta del lado caliente es de un 33,7 %.

➤ Fluido frío.

$$m_{af} = \sqrt{\frac{2 \cdot n_{af}}{k_{alum} \cdot \delta_{af}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 48}{220 \cdot 0,152 \cdot 10^{-3}}} = 54 \text{ (m}^{-1}\text{)}$$

$$l = \frac{b}{2} = 5,97 \cdot 10^{-3} \text{ (m)}, \quad m_{af} * l = 0,3224$$

Evalutando en (3.9) se tiene:

$$\eta_{f,af} = \frac{\tanh(0,3224)}{0,3224} = 0,97$$

Por lo tanto la eficiencia de la aleta del lado frío es de un 97 %.

g) Eficiencia de Superficie.

La eficiencia de la superficie se define por:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} * (1 - \eta_f) \quad (3.10)$$

Dónde: $\frac{A_f}{A}$ es la razón entre el área de la aleta versus el área total de intercambio, (Ver Anexo B.3).

Reemplazando en (3.10) se tiene:

➤ Fluido caliente.

$$\eta_{o,ac} = 1 - 0,719 * (1 - 0,337) = 0,52$$

Por lo tanto la eficiencia de la superficie del lado caliente es de 52 %.

➤ Fluido frío.

$$\eta_{o,af} = 1 - 0,719 * (1 - 0,97) = 0,98$$

Por lo tanto la eficiencia de la superficie del lado frío es de 98 %.

h) Coeficiente Global de Transferencia de Calor U .

El coeficiente global de transferencia de calor U es determinado a partir de la expresión:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\eta_{o,af} * n_{af}} + \frac{1}{\frac{A_{ac}}{A_{af}} \eta_{o,ac} * n_{ac}} \quad (3.11)$$

Evaluando en (3.11).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{0,98 * 48} + \frac{1}{\frac{301}{301} * 0,52 * 4110} = 0,022 \text{ ((m}^2\text{*K)/W)}$$

$$U = 45 \text{ (W/(m}^2\text{*K))}.$$

El coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador obtenido es igual a 45 (W/(m²*K)), es de un valor esperado para un equipo de estas características según (Reinaldo Sánchez, 2015).

i) Eficiencia, Potencia.

La magnitud del calor que se desea transferir queda descrita por la siguiente expresión:

$$Q = \dot{m} * C_p * \Delta T \quad (3.12)$$

Además tomando en cuenta las siguientes aseveraciones:

- Se desprecia la pérdida de calor de los ductos con el ambiente.
- La potencia térmica máxima evacuada por las ventilas es 2.260 (kW).
- El condensado sale del cambiador a la temperatura de saturación.
- La transferencia de calor se ve restringida por la capacitancia térmica del fluido frio.

Dado lo anterior, la potencia térmica transferida por el intercambiador Q_t , queda descrita por la capacitancia térmica del fluido frio y la diferencia de temperatura que experimenta.

Evaluando en la expresión (3.12).

$$Q_f = Q_c = Q_t = \dot{m}_f * C_{p,f} * \Delta T_f = 3,3 * 1,019 * (76 - 20) = 190 \quad (\text{kW})$$

j) Escalamiento del equipo.

De la Transferencia de calor se sabe que:

$$Q = U * A_{tc} * \Delta T_{MLDT} \quad (3.13)$$

Dónde A_{tc} Corresponde al área total de Transferencia de calor, en (m^2), ΔT_{MLDT} : Es la media logarítmica de la diferencia de temperatura, en ($^{\circ}C$), $U = 45$ (W/m^2K) Coeficiente Global de T. de C. El calor transferido Q_t será igual al requerido (determinado en **i**), multiplicado por un factor de reserva igual a 1,5. Estos es: $Q_t = 1,5 * 190 = 300$ (KW).

Para flujo cruzado ΔT_{MLDT} se determina a través de la siguiente expresión.

$$\Delta T_{MLDT \text{ flujo cruzado}} = \Delta T_{MLDT \text{ contraflujo}} * F_{\text{corrección}} \quad (3.14)$$

Evalutando,

$$\Delta T_{MLDT \text{ flujo cruzado}} = \frac{(T_2 - t_1) - (T_1 - t_2)}{\ln \frac{T_2 - t_1}{T_1 - t_2}} * F_{\text{corrección}} = \frac{(67 - 20) - (86 - 76)}{\ln \frac{67 - 20}{86 - 76}} * 0,8866 = 21 \text{ (}^{\circ}C\text{)}.$$

Donde el factor de corrección $F_{\text{corrección}} = 0,8866$ es obtenido a través de EES (Ver Anexo B.5).

Luego despejando y reemplazando en (3.13):

$$A_{tc} = \frac{Q}{U * \Delta T_{MLDT}} = \frac{300.000}{45 * 21} = 300 \text{ (}m^2\text{)}$$

Una primera aproximación sobre el tamaño real del recuperador se realiza dividiendo el área de transferencia de calor por el factor β , (Ver Tabla 3.1).

$$V_{\text{teórico}} = 300 / 616,8 = 0,48 \text{ (}m^3\text{) Aprox.}$$

El cálculo detallado debe considerar el espaciamiento que ocupa cada módulo. El número de módulos debe ser entero y par, así el tamaño real es:

- $V_{\text{teórico}} = 0,48 \text{ (}m^3\text{)}$.
- Cada lado mide: $s = \sqrt[3]{0,48} \text{ (}m\text{)} = 0,8 \text{ (}m\text{)}$.
- La medida de 1 modulo es: $r = b + a = (11,94 + 0,3) * 10^{-3} = 0,01224 \text{ (}m\text{)}$.
- El número de módulos $N_m = s/r = 65,3 \cong 66$ módulos.
- Luego cada lado $l = n * r = 66 * 0,01224 = 0,81 \text{ (}m\text{)}$.
- El volumen real del intercambiador es de $0,81^3 = 0,54 \text{ (}m^3\text{)}$.
- El área de flujo libre $A_c = 0,33 \text{ (}m^2\text{)}$, para ambos lados.

Luego la velocidad del fluido en cada sección será:

$$\text{➤ Fluido caliente: } \vec{V}_c = \frac{\dot{V}_c}{A_c} = \frac{3,63}{0,33} = 11 \text{ (}m/s\text{)}.$$

➤ Fluido frío: $\vec{V}_f = \frac{\dot{V}_f}{A_f} = \frac{2,75}{0,33} = 8 \text{ (m/s)}$.

k) NUT

Se define como “Número de Unidades Transferencia”, es un parámetro adimensional utilizado ampliamente para el análisis de Intercambiadores de Calor. En cierta forma permite interpretar el tamaño físico del equipo. Desde aquí se puede reevaluar la efectividad y las temperaturas de trabajo del intercambiador.

Sea:

$$NUT = \frac{U \cdot A_{tc}}{C_{min}} \quad , \quad C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Reemplazando los coeficientes se tiene:

$$NUT = 4,02 \quad , \quad C_r = 0,7$$

Dónde la efectividad real del equipo se puede obtener de manera gráfica, según la Figura 3.3, o utilizando la expresión que se muestra a continuación, y que corresponde a flujo cruzado sin mezcla de fluido y de un solo paso.

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) * (NUT)^{0,22} * \{ \exp[-C_r * (NUT)^{0,78}] - 1 \} \right] = 0,82$$

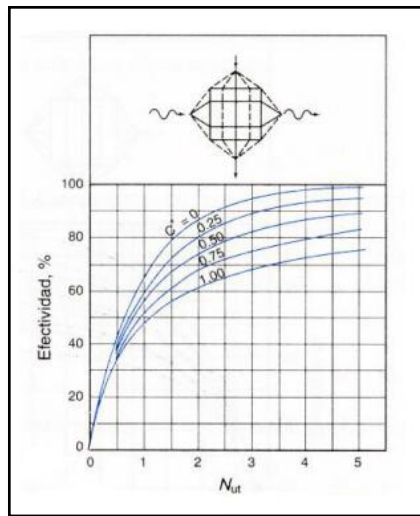


Figura 3.3 Efectividad para intercambiador de flujo cruzado sin mezclar.

En ambos casos la efectividad real del intercambiador es de 82%.

Luego corresponde reevaluar los gradientes de temperatura mostrados en “c”, utilizando la definición de efectividad, según la expresión (3.5), se tiene:

$$\varepsilon = \frac{C_f * (t_2 - t_1)}{C_{min} * (T_1 - t_1)}$$

Reemplazando las temperaturas y además sabiendo que $C_{min}=C_f$. Entonces:

$$0,82 = \frac{(t_2 - 20)}{(86 - 20)} \Rightarrow t_2 = 74 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Donde t_2 corresponde a la temperatura real de salida del fluido frio.

Por otra parte las propiedades del flujo de aire caliente a la salida del intercambiador, dependen esencialmente del calor que logra captar el fluido frio. Considerando la expresión (3.1) y además que el calor que transfiere el fluido caliente es el mismo que recibe el fluido frio, se tiene:

$$Q_c = \dot{m}_c * (h_e - h_s)$$

Despejando:

$$h_s = h_e - \frac{Q_c}{\dot{m}_c} = 665 \text{ (kJ/kg)}$$

Donde h_e y h_s , corresponden a las entalpias de entrada y salida del aire caliente respectivamente. Además el aire a la salida del recuperador se supone saturado, por ende la temperatura del flujo de aire que sale del recuperador es de 66 ($^\circ\text{C}$), y una humedad específica igual a 0,2277 (kg w/kg as).

La Figura 3.4 muestra la distribución de temperaturas real dentro del intercambiador.

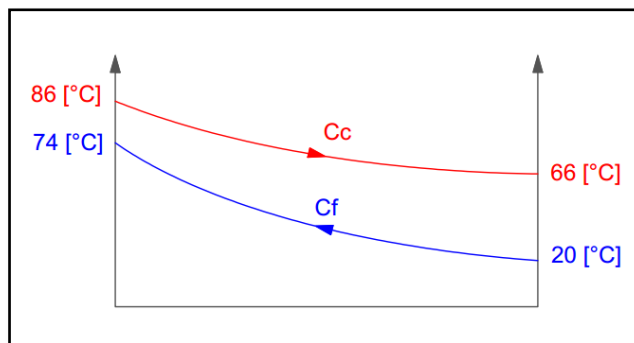


Figura 3.4 Distribución ajustada de temperaturas dentro del Intercambiador.

La Figura 3.5, muestra los flujos de energía en el recuperador. Donde Q_T : Es el calor total que sale desde las ventilas de expulsión, Q_F : Es el calor efectivo que recibe el aire de ingreso al secador, Q_{ml} : Corresponde al calor que escapa por concepto de condensado, Q_d : Es el calor de desecho que no es aprovechado en el cambiador, Q_C : Corresponde a la energía que transfiere el fluido caliente. Por otra parte las propiedades del aire caliente a la salida del intercambiador indican que se ha habido condensación dentro del equipo, la que puede ser calculada de la siguiente manera:

Suponiendo que el condensado que sale del recuperador lo hace a la temperatura de saturación (67 °C), además la temperatura ambiental del agua es de unos 15 (°C); implica que las entalpías del líquido saturado son: $h_{67}= 280,5$ (kJ/kg) y $h_{15}= 63$ (kJ/kg) respectivamente, (propiedades de los fluidos según Anexo B.2)

Aplicando la expresión (1.1), se tiene:

$$\dot{m}_l = \dot{m}_c * (w_1 - w_2) = 3,3 * (0,2393 - 0,2277) = 0,04 \quad (\text{kg w/s}).$$

A su vez la evacuación del flujo de condensado a 67 °C supone una pérdida energética, según la expresión (3.1), entonces:

$$Q_{ml} = \dot{m}_l * (h_{67} - h_{15}) = 8 \quad (\text{kW})$$

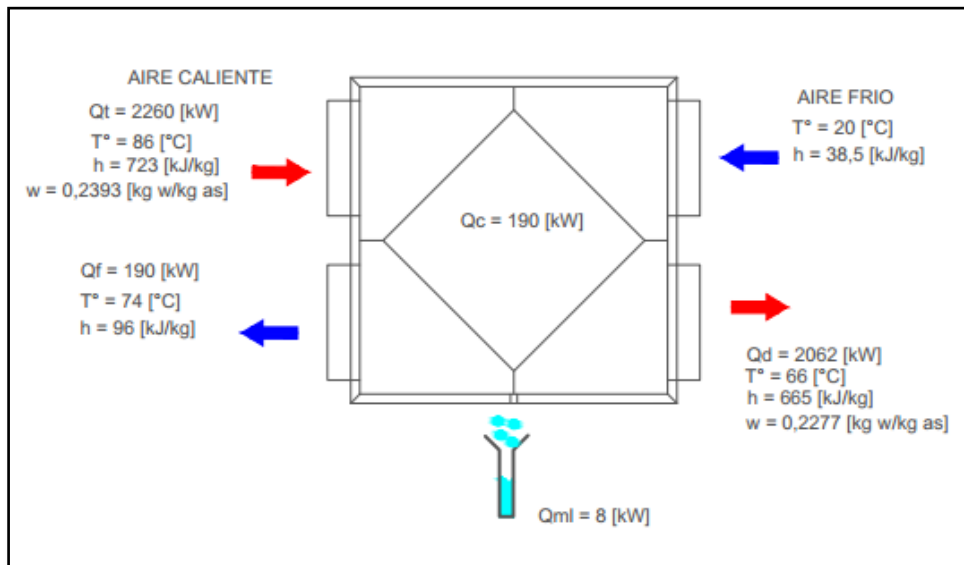


Figura 3.5 Dispersión de calor dentro y fuera del recuperador.

3.3.3 Condición de invierno.

La evaluación contempla un aire ambiental con una temperatura de 20 (°C) y una humedad relativa del 50 %, condiciones típicas de los días de verano, pero como las plantas de secado operan durante todo el año, es necesario definir el comportamiento de las temperaturas y flujos de calor dentro del cambiador, asumiendo condiciones de invierno, obtenidas de (hojas de cálculo, Equipos térmicos, 2015), temperatura 10 (°C) y humedad relativa de 60 %.

Las condiciones del aire húmedo dentro del secador son independientes de cómo se encuentre el ambiente exterior. En consecuencia, sólo se considera el cambio en las condiciones del flujo frío.

Asumiendo una efectividad del intercambiador del 85 %, reemplazando en (3.5) se tiene:

$$0.82 = \frac{4811 \cdot (t_2 - 10)}{3359 \cdot (86 - 10)}, \quad t_2 = 72 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Dónde:

- $C_c = \dot{m}_c * C_{p_c} = 3,3 * 1.456 = 4.811 \text{ (W/K)}$. : Capacitancia térmica fluido caliente.
- $C_f = \dot{m}_f * C_{p_f} = 3,3 * 1.019 = 3.359 \text{ (W/K)}$.: Capacitancia térmica fluido frío en invierno.

Luego la distribución de temperaturas esperadas para la condición de invierno, son del tipo mostradas en la Figura 3.6.

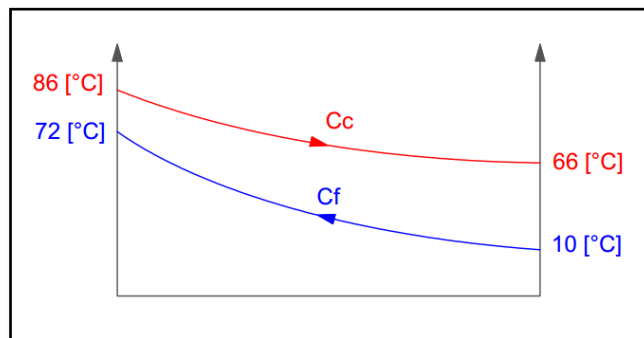


Figura 3.6 Distribución de temperaturas para la condición de invierno.

El calor transferido en esas condiciones es cuantificable con ayuda de la expresión (3.12).

$$Q_f = \dot{m}_f * C_{p,af} * \Delta T_{af} = 3,3 * 1.019 * (72 - 10) = 208 \text{ (kW)}$$

Dado que el intercambiador de calor se ha diseñado en la condición de verano, si bien es cierto su rendimiento es similar, su potencia es necesariamente mayor, lo cual da un margen de operación.

Las propiedades de los fluidos a las temperaturas de trabajo de invierno se presentan en Anexo B.2.

La tabla 3.4 muestra un resumen de las condiciones de operación y capacidad del intercambiador. En el Anexo B.6, se muestran los planos en detalle de la propuesta del intercambiador diseñado.

Tabla 3.4 Resumen de características y condiciones de operación para el recuperador.

Tipo	Intercambiador compacto de placa aletada.	
	Lado Caliente	Lado frío
Geometría	5.3 (aletas x pulgada)	5.3 (aletas x pulgada)
Flujo Volumétrico (m ³ /s)	3,63	2,75
Flujo Másico (kg/s)	3,3	3,3
Velocidad de Flujo (m/s)	11	8
Temperatura de Entrada (°C)	86	20
Temperatura de Salida (°C)	66	74
Potencia o Capacidad (kW)	300	
Material Aletas	Aluminio, esp. 0,15(mm), k = 220 (W/ (m*K))	
Material Placas	Ac. Inox., esp. 0,3 (mm), k = 21 (W/ (m*K))	
Espaciamiento entre placas (mm)	12	
Volumen sin carcasa (m ³)	0,54	
Material Carcasa	Chapa galvanizada, esp. 0,5 (mm)	
Aislamiento Carcasa.	1,5 pulgadas, Aislante mineral, k = 0,05 (W/ (m*K))	

3.4 Metodología de diseño Caso 2.

3.4.1 Disponibilidad energética.

En este caso la disponibilidad energética tiene relación con la energía disponible, como calor latente, en la masa de aire húmedo (saturado) del ambiente de secado a la salida de la carga de madera.

3.4.2 Bomba de calor.

El caso se sustenta en el esquema que se muestra en la Figura 2.8, en ella se aprecia el efecto que debería provocar la bomba de calor desde un punto de vista ideal y teórico. Para efectos de análisis se consideran balances de: energías, masa de aire seco y contenido de humedad; A la entrada y salida del evaporador y en el condensador

a) A la entrada del evaporador

Según la solución planteada, el aire (ambiente de secado) a la salida de la carga de madera requiere ser deshumidificado por enfriamiento; para ello el flujo húmedo es puesto en contacto con una superficie a una temperatura menor al punto de rocío, donde una parte de la humedad cambia de fase y es evacuada del secador como condensado, como se aprecia en la Figura 3.7.

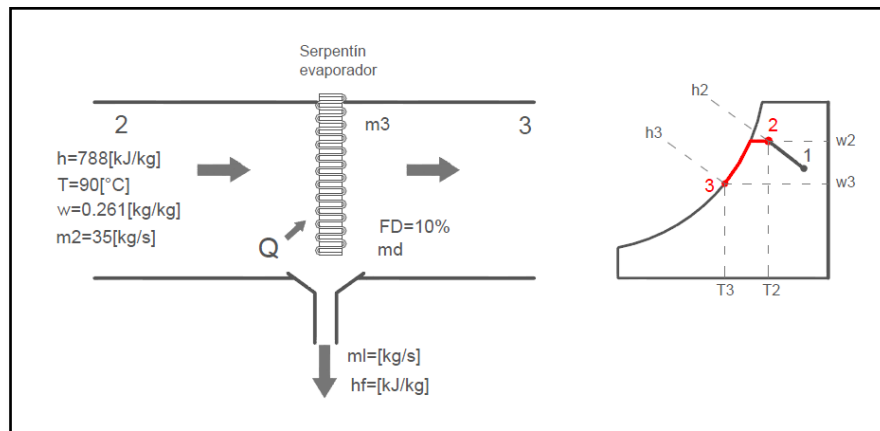


Figura 3.7 Des-humectación por enfriamiento a la salida de la carga.

En la realidad no todo el aire entra en contacto con la superficie fría, por ello se asume un factor de desvío del 10%, (como criterio): Luego, el complemento del aire que entra en contacto con el serpentín se enfría de manera sensible hasta llegar a la temperatura de saturación. En este punto, se produce el cambio de fase (condensación). A continuación, el aire se desplaza por sobre la curva de saturación hasta llegar al punto 3.

Las propiedades del aire en el estado 3, son regidas por los siguientes balances.

➤ *Balace de Masas (Aire seco)*

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 + \dot{m}_d \tag{3.15}$$

$$\dot{m}_d = 0,1 * \dot{m}_2 \tag{3.16}$$

➤ *Balance de Humedad.*

$$\dot{m}_2 * w_2 = \dot{m}_3 * w_3 + \dot{m}_d * w_2 + \dot{m}_l \tag{3.17}$$

➤ *Balance de Energías.*

$$\dot{m}_2 * h_2 = \dot{m}_3 * h_3 + \dot{m}_d * h_2 + \dot{m}_l * h_{f,tr} + Q \tag{3.18}$$

b) A la salida del evaporador

A la salida del evaporador se produce una mezcla entre el aire tratado y el desviado (Ver Figura 3.8), el estado 4 se encuentra en algún lugar por sobre la línea recta que une al estado 2 con el 3. El estado resultante de la mezcla siempre estará más cerca de aquel flujo que aporta mayor masa, además tanto la entalpía como la humedad específica del estado 4, se ubican en las mismas proporciones que la fracción de masa que aporta cada flujo. Como condición de salida, la humedad específica del estado 4 debe ser la misma que la del estado 1, es decir 0,2393 (kg/kg).

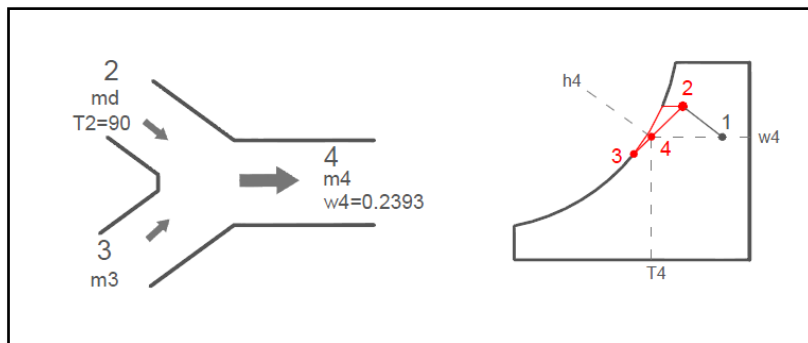


Figura 3.8 Mezcla de dos corrientes de aire a la salida del evaporador.

Las propiedades del aire en el estado 4, son regidas por los siguientes balances.

➤ *Balance de Masas (Aire seco).*

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_4 \tag{3.19}$$

➤ *Balance de Humedad.*

$$\dot{m}_d * w_2 + \dot{m}_3 * w_3 = \dot{m}_4 * w_4 \tag{3.20}$$

$$w_4 = 0,2393 \tag{3.21}$$

➤ *Balance de Energías.*

$$\dot{m}_d * h_2 + \dot{m}_3 * h_3 = \dot{m}_4 * h_4 \tag{3.22}$$

Luego resolviendo el sistema de ecuaciones en EES, de acuerdo con las propiedades dadas del aire húmedo del ambiente de secado en (Anexo A), se obtienen los resultados de los estados 2, 3 y 4 (Ver Anexo B.7).

Tabla 3.5 Resultados del sistema de ecuaciones.

Variable	Resultado	Descripción
\dot{m}_2 (kg/s)	35	Flujo másico estado 2
\dot{m}_d (kg/s)	3,5	Flujo másico desviado
\dot{m}_3 (kg/s)	31,5	Flujo másico estado 3
\dot{m}_4 (kg/s)	35	Flujo másico estado 4
\dot{m}_l (kg agua/ s)	0,625	Flujo de condensado
w_2 (kg agua/kg as)	0,261	Humedad esp. estado 2
w_3 (kg agua/kg as)	0,2369	Humedad esp. estado 3
w_4 (kg agua/kg as)	0,2393	Humedad esp. estado 4
h_2 (kJ/kg)	788	Entalpía estado 2
h_3 (kJ/kg)	690	Entalpía estado 3
h_4 (kJ/kg)	700	Entalpía estado 4
$h_{f,tr}$ (kJ/kg)	282,5	Entalpía del agua a temperatura. rocío
Q (kW)	2.865	Potencia térmica que cede el aire en el serpentín evaporador.

Balance de Energía en el condensador

Según la Figura 2.8 el flujo de aire del estado 4 pasa a través del condensador de la bomba, recibiendo calor sensible del refrigerante que circula en cambio de fase.

Antes de continuar, se debe seleccionar el fluido de trabajo (Refrigerante), lo cual es descrito a continuación.

Selección de fluido refrigerante.

Inicialmente se definen las condiciones de operación en el diagrama P-h, sabiendo que el Foco Frio (ambiente del evaporador) tiene una temperatura de rocío de 70 (°C), y se desea que el aire húmedo condense parte de su humedad. En consecuencia, se considerará una temperatura de evaporador 60

(°C), 10 (°C) menor que la de rocío. La temperatura del Foco Caliente (ambiente del condensador) debe ser lo más alta posible, suponiendo que la temperatura del condensador sea de 100 (°C), como criterio. La Figura 3.9 representa lo planteado.

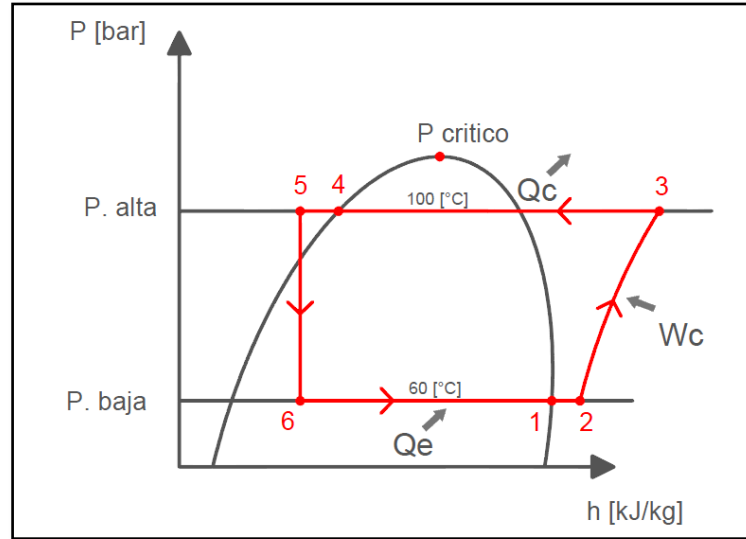


Figura 3.9 Diagrama P-h del refrigerante.

El estado 1 a la salida del evaporador, corresponde a vapor saturado seco, luego el refrigerante sufre un sobrecalentamiento de 10 (°C) hasta el estado 2, (como criterio) para evitar que se filtren gotas de líquido en el compresor. Entre 2 y 3 es donde se produce el trabajo de compresión a entropía constante. Desde el estado 3 al 4 el flujo de refrigerante circula a través del condensador donde cambia de fase y entrega energía al Foco Caliente. En el estado 5, se establece un subenfriamiento también de 10 (°C) (como criterio), evitando que entre gas en el dispositivo de expansión isoentálpico. Desde el estado 5 al 6 el fluido se expande y por ende cae su presión y temperatura. Desde 6 a 1 el refrigerante circula por el evaporador y cumple la función de des-humectar el ambiente de secado.

Para acotar la lista de refrigerantes disponibles, la primera condición que deben cumplir es que su Temperatura y Presión críticas deben ser lo suficientemente altas para que el ciclo se posicione por debajo del Punto crítico, (Ver Figura 3.9). La Tabla 3.6 indica la ubicación del punto crítico para los fluidos en estudio.

Tabla 3.6 Temperatura y presión crítica para refrigerantes en estudio, según EES.

Refrigerante	Temperatura crítica (°C)	Presión crítica(bar)	Refrigerante	Temperatura crítica (°C)	Presión crítica(bar)
R 718	374	220,6	R 600a	134,7	36,4
R 744	30,98	73,77	R 40	143,2	66,79
R 134a	101	40,59	R 141b	204,2	42,49
R 404A	72,12	37,35	R 142b	137,1	40,55
R 407C	86,19	46,32	R 143a	72,7	37,61
R 717	132,3	113,3	R 143m	104,8	36,35
R 410A	71,34	49,01	R 152a	113,3	45,2
R 423A	99,52	35,86	R 161	102,1	50,1
R 500	105,5	44,55	R 218	71,87	26,4
R 502	82,16	40,74	R 227ea	102,8	29,99
R 507A	70,62	37,05	R 23	26,13	48,27
R 508B	13,99	39,25	R 290	96,68	42,47
R 600	152	37,96	R32	78,11	57,84

Una vez seleccionados los candidatos, se analiza a fondo el comportamiento de ellos, el detalle de los resultados se muestra en Anexo B.8. Como criterio de selección se observa el flujo másico de refrigerante necesario, la potencia de compresión que requerirá el ciclo, las presiones de trabajo, la demanda de potencia en el evaporador y condensador, y finalmente el COP. La Tabla 3.7 resume la magnitud de los parámetros mencionados anteriormente.

Tabla 3.7 Consumos y parámetros de operación de refrigerantes seleccionados.

Refrigerante	Q_{evap} (kW)	Q_{cond} (kW)	W_{comp} (kW)	Flujo _{ref} (kg/s)	COP
R-718	2.865	3.265	400	1,3	8
R-717		3.292	427	3,3	7,7
R-600		3.266	401	11,1	8,1
R-600a		3.285	421	13	7,8
R-141b		3.241	376,2	16	8,6
R-142b		3.274	409	20,3	8
R-40		3.277	412	10	7,9

El estudio detallado demuestra que el fluido indicado para trabajar en las condiciones que se plantean es el R-718 (base Agua), ya que:

- Su punto crítico se encuentra por sobre las condiciones de operación solicitadas.
- El trabajo de compresión del ciclo es relativamente bajo en comparación con los demás.
- El flujo másico de refrigerante es pequeño, lo cual influye en gran medida en el tamaño del equipo.
- Posee un COP más que aceptable.
- Es amigable químicamente con la mayoría de los materiales usados en piping.
- No es nocivo para el medio ambiente.
- Las presiones de trabajo son bajas por lo que el equipo de compresión debería ser pequeño en comparación con otros fluidos.

Siguiendo con la evaluación de las propiedades del ambiente de secado, del punto anterior se concluye que de acuerdo con el ciclo del refrigerante, la potencia térmica que rechazaría la bomba de calor en el condensador es de 3.200 (kW). Como se conoce el estado 4 y además el aporte de calor sensible del condensador, el estado 5 se determina usando la expresión (3.1).

$$Q = \dot{m}_5 * (h_5 - h_4)$$

Se asume como criterio que el condensador transfiere un 90 % de la potencia hacia el aire en circulación, Ver Figura 3.10.

Entonces:

$$h_5 = \frac{Q * 0,9}{\dot{m}_5} + h_4 = 783 \text{ (kJ/kg)}$$

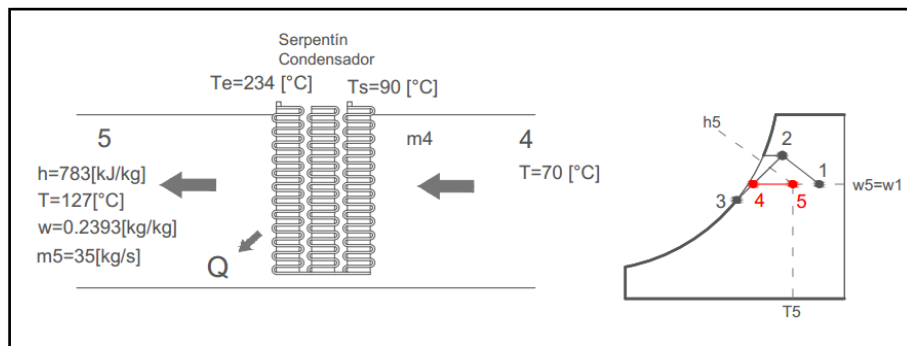


Figura 3.10 Calentamiento sensible desde estado 4 al estado 5.

Finalmente se completa el ciclo de secado, donde se aprecia que la finalidad de la configuración del Caso 2, es eliminar el aire de escape y renovación desde las ventilas. La bomba de calor es capaz de

deshumectar el aire a la salida de la carga de madera. El aporte de calor en el condensador es considerablemente alto como para reducir el consumo de vapor casi en su totalidad. El gasto energético en la etapa de secado se define por el consumo de energía eléctrica por parte del compresor y el circuito correspondiente.

La Tabla 3.8 resume las condiciones de operación de la bomba de calor y el dimensionamiento de la capacidad de cada uno de sus componentes.

Tabla 3.8 Resumen capacidad Bomba de Calor.

Bomba de Calor Aire -Aire	
Configuración	Calefacción
Capacidad Evaporador (kW)	2.865
Capacidad Condensador (kW)	3.265
Presión Evaporador (bar) (vacío)	0,2
Presión Condensador (bar)	1,013
Fluido de trabajo	R-718
Flujo másico de refrigerante (kg/s)	1,3
Temperatura Evaporador (°C)	60
Temperatura Condensador (°C)	100 - 128

3.5 Resultados.

3.5.1 Caso 1: Recuperador de calor compacto.

La metodología presentada anteriormente permite desarrollar una solución efectiva en el contexto de recuperación de gases a altas temperaturas, en esta sección del capítulo corresponde definir cuantitativamente cual es el ahorro en términos teóricos, si es que se implementara la solución propuesta. Se concluye que:

- Inicialmente la potencia destinada a elevar la temperatura del aire ambiental que ingresa por las ventilas de admisión es de 370 (kW).
- La potencia térmica que transfiere el fluido caliente en el recuperador es de 190 (kW).
- Dado que el cambiador de calor cuenta con una efectividad del 82 % la temperatura de salida del fluido frío es de 74 (°C).

Entonces el ahorro en consumo de vapor asciende a:

- Un 51 % en cuanto a la energía inicial (370 (kW)), ya que la masa de aire ambiental se calienta de 20 (°C) a 74 (°C).
- El Intercambiador capta 190 (kW), durante 6 horas, lo que implica una energía recuperada de 4.100 (MJ) aproximadamente.
- Un 4% (4,1 (GJ)) de ahorro en cuanto al total de vapor que consume la cámara por cada ciclo de secado.

La Figura 3.11 ilustra los consumos originales y el ahorro al implementar el recuperador de calor.

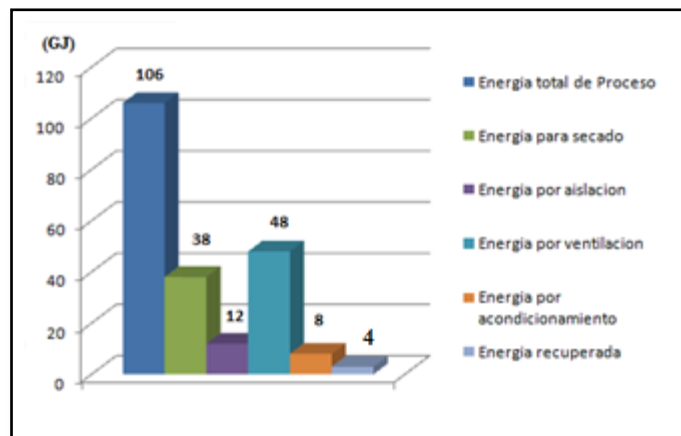


Figura 3.11 Energía recuperada versus el total.

3.5.2 Caso 2: Bomba de Calor.

La Deshumidificación de aire dentro de la cámara genera que el secado de madera se transforme en un ciclo cerrado, y que los consumos de vapor caigan considerablemente, la mayor parte de la energía asociada al proceso sería la consumida eléctricamente.

- Durante la etapa de secado las ventilas de expulsión y aducción estarían cerradas, dejando de ocupar 2.260 (kW) y 370 (kW), respectivamente.
- El consumo de vapor por parte del serpentín calefactor se reduce en un 95 % aproximadamente.
- Se evitaría la condensación de humedad dentro de las paredes del secador.

3.6 Equipos y Accesorios.

3.6.1 Ductos de ventilación.

La red de suministro de aire hacia el recuperador de calor, será fabricada de la misma manera y material que los ductos de ventilación que se usan para climatizar ambientes. Y los equipos serán seleccionados de acuerdo a la sección transversal del ducto y también considerando criterios de velocidades. Planos del circuito de ventilación se muestran en Anexo C.

El criterio para definir el área de la sección transversal de cada tramo, se basa en tener velocidades de flujo entre 5 y 15 (m/s). La Tabla 3.9, resume los diámetros y velocidades del aire húmedo en cada tramo.

Tabla 3.9 Resumen velocidades en ductos de aire caliente y frío.

Lado Caliente				
Designación	N° Plano	Flujo Volumétrico (m ³ /s)	Área sección (m ²)	Velocidad (m/s)
Ducto acople ventila	2	0,91	0,4	2,3
Codo sección □	3	0,91	0,4	2,3
Ducto ramal secundario	5	0,91	0,16	6
Ducto entr. Intercambiador	6	3,63	0,2	17
Codo 90 °	8	0,91	0,16	6
Ducto ramal principal	10	1,81	0,2	9
Ducto secundario interior	11	0,91	0,16	6
Lado Frío				
Designación	N° Plano	Flujo Volumétrico (m ³ /s)	Área sección (m ²)	Velocidad (m/s)
Ducto acople ventila	2	0,7	0,4	1,8
Codo sección □	3	0,7	0,4	1,8
Ducto ramal secundario	5	0,7	0,16	5
Ducto entr. Intercambiador	6	2,75	0,2	13,8
Codo 90 °	8	0,7	0,16	5
Ducto ramal principal	10	1,4	0,2	7
Ducto secundario interior	11	0,7	0,16	5

3.6.2 Ventiladores.

La selección de los equipos de impulsión de aire, depende del flujo volumétrico que se desea transportar, y de los niveles de energía en cada punto del trayecto dadas las pérdidas de carga por efecto del roce del flujo con la pared.

Como la geometría del circuito es simétrica, se calcula solo el tramo que presenta las mayores pérdidas de carga, luego se supone que el ventilador sería capaz de satisfacer la demanda de potencia del resto de los conductos.

1.- Según la Figura 3.12 el tramo crítico será desde A hasta B.

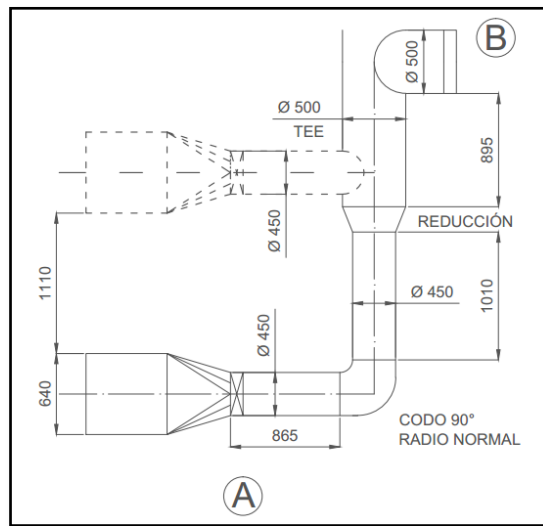


Figura 3.12 Tramo crítico para evaluación de pérdidas de carga.

Con: A, salida de ventila; B, entrada del intercambiador.

2.- Aplicando la ecuación de Bernoulli.

$$B = \frac{P}{\rho * g} + Z + \frac{\vec{V}^2}{2 * g} \quad (m) \quad (3.23)$$

Dónde:

B: Es el valor de Bernoulli, P: Es la presión a la que está sometido el fluido, Z: Es la diferencia de alturas en (m), ρ : Es la densidad del fluido a esa temperatura, g : Es la aceleración de gravedad, 9,81 (m/s²), \vec{V} : Es la velocidad del flujo dentro del ducto.

Luego el balance entre los puntos A y B es:

$$B_A + H_{vent} = B_B + P_{erd_{A-B}} \quad (m) \quad (3.24)$$

Dónde:

- H_{vent} : Es la energía que debe entregar el ventilador.
- $P_{erd_{A-B}}$: Son las pérdidas de carga en el tramo, regulares más las singulares.

Despejando la ecuación (3.24), se tiene:

$$H_{vent} = B_B - B_A + P_{erd_{A-B}} \quad (m) \quad (3.25)$$

Luego reemplazando (3.23) en (3.25):

$$H_{vent} = \frac{P_B - P_A}{\rho * g} + (Z_B - Z_A) + \frac{\vec{v}_B^2 - \vec{v}_A^2}{2 * g} + P_{erd_{Reg_{A-B}}} + P_{erd_{Sing_{A-B}}} \quad (m) \quad (3.26)$$

Como: $P_B = P_A =$ Presión Atmosférica, además H_{vent} se expresa como la diferencia de presión a satisfacer en (Pa), es así que:

$$H_{vent} = \rho * g * (Z_B - Z_A) + \rho * g * \frac{\vec{v}_B^2 - \vec{v}_A^2}{2 * g} + (P_{erd_{Reg_{A-B}}} + P_{erd_{Sing_{A-B}}}) * \rho * g \quad (Pa) \quad (3.27)$$

Además se sabe que: $Z_B = 1,4$ (m); $Z_A = 0$ (m); $V_A = 6$ (m/s); $V_B = 17$ (m/s); (Ver tabla 3.9).

3.- Pérdidas Regulares.

$$P_{erd_{Reg_{A-B}}} = \frac{f * L * \vec{V}^2}{D * 2 * g} \quad (3.28)$$

Dónde:

f : Es el factor de fricción del ducto, L : Es el largo de la sección en (m), \vec{V}^2 : Es el cuadrado de la velocidad del flujo por el ducto, D : Es el diámetro interior del ducto en (m).

La literatura de la mecánica de fluidos propone determinar el factor de fricción en función de la rugosidad del material, para ello se plantea la siguiente expresión:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -0,86 * \ln \left(\frac{e}{3,7 * D} + \frac{2,51}{Re * \sqrt{f}} \right) \quad (3.29)$$

$$Re = \frac{D * \vec{V}}{\nu} \quad (3.30)$$

Dónde:

- e : Es la rugosidad de la pared del material del cual se fabrica el ducto, en este caso como se trata de plancha de acero galvanizada $e = 6 * 10^{-5}$ (m).
- ν : Es la viscosidad cinemática del fluido en (m²/s).

Las propiedades del fluido se muestran en Anexo B.2, y las pérdidas de carga se determinan con una planilla de cálculo, (Ver Anexo D).

Las pérdidas regulares en el tramo A-B, son: 0,66 (mm ca)

4.- Pérdidas Singulares.

Cuando se habla de singularidades se refiere a todo elemento que interfiere o modifica el normal flujo de aire, y que además cambia el sentido o la sección del ducto. Los valores se consiguen haciendo uso de la expresión (3.31).

$$P_{erd\ sing\ A-B} = k_s * \frac{\bar{v}^2}{2 * g} \quad (3.31)$$

Con k_s , constantes de pérdidas de carga singulares.

Por lo tanto las pérdidas singulares del circuito crítico son $\approx 7,63$ (mm ca), (Ver Anexo D).

5.- Caída de presión en el Intercambiador.

Además de la demanda energética del circuito, el ventilador debe ser capaz de vencer la resistencia a la circulación que opone el intercambiador de calor, según memoria de cálculo en Anexo G, la caída de presión en dicho equipo sería de 24 (mm ca), magnitud que se suma a la del tramo A-B.

6.- Potencia del ventilador.

Reemplazando los coeficientes en (3.27), se tiene para el tramo A-B:

$$H_{vent} = 0,91 * 9,81 * (1,4 - 0) + 0,91 * 9,81 * \frac{17^2 - 9^2}{2 * 9,81} + 7,53 + 76,3 \quad (\text{Pa})$$

$$H_{vent} = 191 \text{ (Pa); } 19,1 \text{ (mm ca).}$$

Además considerando la caída de presión del Intercambiador, se tiene:

$$H_{vent} = 19,1 + 24 = 44 \text{ (mm ca).}$$

Nota: se considera que 1(mm ca) = 10 (Pa).

La potencia requerida por el ventilador es:

$$N_{vent} = H_{vent} * \dot{V} * g \quad (W) \quad (3.32)$$

Como criterio de selección se asume que la potencia real del ventilador sea un 20 % mayor a la calculada, reemplazando en (3.32).

$$N_{vent} = 1,2 * 44 * 0,91 * 9,81 = 472 \text{ (W)} = 0,64 \text{ (HP)}.$$

7.- Selección del ventilador.

Cabe destacar que los equipos de ventilación van ubicados a la salida y entrada de cada ventila (Ver Anexo C), como se trata de 4 ventilas de expulsión y 4 de aducción, entonces se requieren 8 ventiladores para satisfacer la demanda de flujo de aire.

La selección de los ventiladores se lleva a cabo considerando los siguientes parámetros.

- Caída de presión en el tramo A-B mas Intercambiador: 44 (mm ca).
- Caudal de aire requerido: 55 (m³/min).
- Potencia de impulsión: 0,64 (HP).

Por lo tanto se selecciona ventilador. (Ver Anexo E).

- Marca: CHICAGO BLOWER.
- Modelo: AXP – 12GH.
- Tamaño: 450 (mm).
- Potencia: 1,5 (HP).
- Caudal: 59 (m³/min).
- Caída de presión: 50 (mm ca).
- Velocidad de rotación: 3000 (rpm)
- Cantidad: 8 unidades.

CAPÍTULO IV

EVALUACIÓN ECONÓMICA.

A modo de poder comparar las alternativas de eficiencia energética, primero se define con claridad las magnitudes de los gastos actuales de la cámara, en el contexto de consumo y costo de vapor por carga de madera. Dado que el análisis del caso 2 es a nivel de pre factibilidad, por ende solo el caso 1 recibe una valoración técnica y económica.

4.1 Consumo original.

Para la evaluación se sabe que cada carga de secado es de 100 (m³), de madera, y se prevé que durante un mes de operación la cámara puede completar 50 ciclos de secado. Desde (Becerra, 2010), se sabe que existe un consumo específico de vapor por metro cúbico de carga, además de datos de las condiciones de operación del vapor que son precisados en la Tabla 4.1

Se asume que el vapor entrega todo su calor en el cambio de fase gas – líquido, es decir: la entalpía del gas a la entrada del radiador corresponde a la entalpía del vapor de agua a la temperatura de 180 (°C), y a la salida del serpentín la entalpía corresponde a la del agua líquida a la misma temperatura.

Tabla 4.1 Condiciones de operación y consumos de vapor (Becerra, 2010).

Vapor	Presión 10,5 (bar)	
	Entrada	Salida
Fase	Gas	Líquido
Temperatura (°C)	180	180
Entalpía (kJ/kg)	2.780	772
Consumo específico de vapor por volumen de carga (ton/m ³)	0,64	
Costo del vapor en pesos (\$/ton)	2.617 (en 2010)	
Flujo másico medio vapor (kg/s)	1,85	
Volumen de carga (m ³)	100	
Cantidad de cargas por mes (cargas)	50	

Entonces el consumo de vapor será:

- Para efectos de cálculo se considera que el costo específico actual del vapor es de 7.000 (\$/ton), (Ver Anexo F).
- Consumo vapor mes: $0,64 \text{ (ton/m}^3) * 100 \text{ (m}^3\text{/carga)} * 50 \text{ (carga/mes)} = 3.200 \text{ (ton/mes)}$.
- Gasto vapor mes: $3.200 \text{ (ton/mes)} * 7.000 \text{ ($/ton)} = 22.400.000 \text{ ($/mes)}$.
- Gasto vapor año = $22.400.000 \text{ ($/mes)} * 12 \text{ (mes/año)} = 268.800.000 \text{ ($/año)}$.

Por lo tanto se considera un gasto anual en consumo de vapor de 268,8 (MM\$/año), (395.000 (US\$)).

4.2 Consumo Caso 1.

Como ya se ha calculado anteriormente, la potencia que es transferida al flujo frío es de 190 (kW), y además se sabe que el equipo opera durante todo el proceso (6 hrs), y el gasto energético total es de 106 (GJ) por lo tanto:

- La energía ahorrada durante todo el secado es de 4,1 (GJ)

Luego el ahorro producido por este concepto, es el cociente entre la energía ahorrada versus la energía total en el proceso.

$$\text{Ahorro} = \frac{4.100}{106.000} * 100 = 4\%$$

Entonces el nuevo consumo específico de vapor será $0,615 \text{ (ton/m}^3)$

Y el nuevo consumo de vapor será:

- Consumo vapor mes: $0,615 \text{ (ton/m}^3) * 100 \text{ (m}^3\text{/carga)} * 50 \text{ (carga/mes)} = 3.075 \text{ (ton/mes)}$.
- Gasto vapor mes: $3.075 \text{ (ton/mes)} * 7.000 \text{ ($/ton)} = \$ 21.525.000$
- Gasto vapor año = $\$ 21.525.000 * 12 \text{ (mes/año)} = \$ 258.300.000$
- Ahorro por año = $\$ 10.500.000$, (US\$ 15.500)

4.3 Inversiones.

Lamentablemente no se pudo concretar la cotización del equipo, ya que se trata de proyectos innovadores y que aún están ingresando lentamente al mercado, pero por medio de una consulta directa a Don José Alejandro Pezo P. Director General y representante en Chile de la empresa Mahild, se obtuvo un valor real de inversión que ronda los US\$ 35.000, para una cámara de secado de $100 \text{ (m}^3)$. Este valor incluiría todo lo relacionado al equipo, llámese ductos de transporte, equipos

de ventilación, el recuperador compacto, aislamiento necesario, red de evacuación de condensado, sistema de anclaje, etc.

4.4 Costos de operación.

El equipo no considera costos fijos de operación, ya que no necesita de personal para operar ni de un sistema de control automático. Pero los Costos Variables están en función de la energía eléctrica consumida por los 8 ventiladores. Como se sabe que:

- Consumo de 1 ventilador: 1,5 (HP) = 1119 (W).
- Consumo de 8 ventiladores: 8,9 (kW).
- Durante un periodo de 6 (h).
- Consumo energético de 53,4 (kW*h), a un precio de 60 (\$/(kW*h)).
- Gasto eléctrico anual: \$ 1.922.400 (US\$ 2800).

4.5 Depreciaciones.

Para efectos de cálculo, se considerara que el proyecto tiene un horizonte de evaluación de 12 años, ya que se estima que esa es la vida útil del activo más importante en el proyecto (el recuperador compacto de placa aletada).

Para la depreciación se considera una metodología de forma lineal, y de acuerdo a la siguiente expresión.

$$D_{ep} = \frac{C_{eq} - Vr}{V_{util}}$$

Dónde:

- D_{ep} : Es la depreciación anual del equipo.
- C_{eq} : Es el costo o inversión total en el equipo, US\$ 35.000
- V_{util} : Es la vida útil del equipo, que en este caso es igual al horizonte de evaluación 12 años.
- Vr : Valor residual del equipo al finalizar el horizonte de evaluación: US\$ 5.000

Así:

Depreciación Recuperador de calor	2.500 US\$/año
-----------------------------------	----------------

4.6 Valor de Desecho.

El valor de desecho representa la cantidad de dinero que se puede obtener al vender el equipo luego de haberlo utilizado durante un determinado periodo, generalmente la venta de este se genera antes de completar el horizonte de evaluación del proyecto con el fin de obtener alguna ganancia antes de su depreciación final, la Tabla 4.2 representa el valor de desecho del recuperador en el tiempo, para definir este valor se utiliza la siguiente expresión.

$$V_D = Inv - (D_{ep} * V_{util})$$

Dónde:

- V_D : Es el valor de desecho de la máquina, como mínimo es de US\$ 5.000
- D_{ep} : Es depreciación acumulada anual.
- V_{util} : Es la vida útil del equipo igual al horizonte de evaluación.

Tabla 4.2 Valor de desecho del intercambiador y el conjunto (Fuente: Elaboración propia).

Años	Inversión US\$	Depreciación US\$	Valor de desecho US\$
1	35.000	2.500	32.500
2	35.000	2.500	30.000
3	35.000	2.500	27.500
4	35.000	2.500	25.000
5	35.000	2.500	22.500
6	35.000	2.500	20.000
7	35.000	2.500	17.500
8	35.000	2.500	15.000
9	35.000	2.500	12.500
10	35.000	2.500	10.000
11	35.000	2.500	7.500
12	35.000	2.500	5.000

4.7 Flujo de caja.

Año		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
+	INGRESOS		15500	15500	15500	15500	15500	15500	15500	15500	15500	15500	15500	15500	
-	COSTOS VARIABLES		-2800	-2800	-2800	-2800	-2800	-2800	-2800	-2800	-2800	-2800	-2800	-2800	
-	DEPRECIACION		-2500	-2500	-2500	-2500	-2500	-2500	-2500	-2500	-2500	-2500	-2500	-2500	
=	UTILIDAD ANTES DEL IMP.		10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	
-	IMPUESTO DEL 20 %		-2040	-2040	-2040	-2040	-2040	-2040	-2040	-2040	-2040	-2040	-2040	-2040	
=	UTILIDAD NETA		8160	8160	8160	8160	8160	8160	8160	8160	8160	8160	8160	8160	
+	DEPRECIACION		2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	2500	
-	INVERSIONES	-35000													
+	VALOR RESIDUAL													5000	
=	FLUJO DE CAJA NETO	-35000	10660	10660	10660	10660	10660	10660	10660	10660	10660	10660	10660	15660	
VAN (US\$)		-35000	-25309,1	-16499,2	-8490,2	-1209,2	5409,8	11427,1	16897,3	21870,3	26391,2	30501,1	34237,4	39227,1	
Tasa Desc.	10%														
VAN AÑO 12	\$ 39.227,11														
TIR	26%														
RECUPERACION DE LA INVERSION			3,8	años											

CONCLUSIONES

La evaluación detallada del ciclo de secado, reflejó que existe un potencial importante de energía que es desechada, y que puede ser aprovechada, desde el aire húmedo que es expulsado por las ventilas, hasta lo que se pudiera mejorar dentro de la cámara. En particular el gasto energético total en el secado es de unos 106.000 (MJ), considerando consumo de vapor sobrecalentado a un precio de 7.000 (\$/ton de vapor), el gasto anual asciende a 268,8 (MM\$).

Se identificaron un par de aplicaciones en el contexto de eficiencia energética, donde inicialmente se propuso instalar un equipo que fuese capaz de intercambiar energía entre medios gaseosos, el resultado de la evaluación de varios tipos de intercambiadores arrojó que el dispositivo óptimo para esta tarea es el intercambiador compacto de placa aletada, ya que presenta una gran área de transferencia de calor por unidad de volumen. El cálculo y diseño posterior indicó que el equipo es capaz de transferir una potencia térmica máxima de 300 (kW), logrando recuperar 4,1 (GJ) de energía desde los flujos de aire húmedo que eran expulsados por las ventilas, obteniendo un ahorro total en consumo (vapor) de un 4%.

El segundo caso que se abordó, se refiere a instalar una bomba de calor aire - aire, donde el serpentín evaporador como el condensador, estarían dentro de la cámara de secado, su función principal es deshumectar el aire dentro del secador para que este pueda seguir quitando humedad a la carga de madera, con la implementación de este dispositivo se suprime la abertura de ambas ventilas (admisión y expulsión), generando un consumo de vapor disminuido en un 95%, entonces la mayor parte de la energía requerida por la cámara sería la que consume el equipo de compresión de la bomba con una potencia de diseño de 400 (kW). Tomando en cuenta lo anterior y además que el costo de la energía eléctrica para las grandes industrias es de aproximadamente 60 (\$/kW*h), es que se produciría un ahorro en cuanto a la condición inicial sobre un 30 %.

La evaluación económica solo considero el caso 1, donde se estimó un horizonte de evaluación de 12 años, una tasa de descuento del 10% y una inversión total inicial de US\$ 35.000, resultando un VAN positivo de US\$ 39.227 y una TIR del 26 %. Siendo tal vez el resultado más relevante que el periodo de recuperación de la inversión sería a fines del tercer año desde la implementación, por lo tanto la solución planteada es factible de ser llevada a cabo técnica y económicamente.

REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA.

- W.M. Kays and A. L. London: Compact Heat Exchangers, Tercera edición, Universidad de Stanford, 1984.
- Holman J.P.: Transferencia de Calor, Octava edición, Universidad metodista del sur, 1998.
- Frank P. Incropera, David P. DeWitt, Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta edición, 1999.
- Adrian Bejan, Heat Transfer, Universidad de Duke, 1948.
- Manual del Grupo Andino para el secado de madera, Primera edición, 1989.
- Reinaldo Sánchez A.: Apunte de Transferencia de Calor, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad del Bío-Bío, 2014.
- Hernando Cornejo F.: Apunte de Termodinámica, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad del Bío-Bío, 1989.
- Luis Cerda M.: Apunte de Termodinámica Aplicada, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad del Bío-Bío, 2011.
- Reinaldo Sánchez A.: Apunte de Equipos e instalaciones térmicas, Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad del Bío-Bío, 2015.
- Mauricio Becerra A.: Determinación de consumos específicos de energía del proceso de secado convencional acelerado y a alta temperatura del pino radiata, Universidad del Bío-Bío, 2010.

ANEXOS

ANEXOS

ANEXOS

ANEXO B.1 CARACTERÍSTICAS SUPERFICIE 5.3.

Tabla 1. Características de la superficie según Kays y London.

Table 9-3 Surface Geometry, Plate-Fin Surfaces

(a) Plain fins

Surface designation	Plate spacing b		Fins/in	Hydraulic diameter $4r_h$		Fin thickness δ		Flow length of uninterrupted fin		Heat transfer area/volume between plates β		Fin area/total area
	ft	$10^{-3}m$		ft	$10^{-3}m$	in	$10^{-3}m$	in	$10^{-3}m$	ft^2/ft^3	m^2/m^3	
2.0	0.0625	19.05	2.0	0.0474	14.45	0.032	0.813	12.0	304.8	76.1	249.7	0.606
3.01	0.0625	19.05	3.01	0.03546	10.82	0.032	0.813	12.0	304.8	98.3	322.5	0.706
3.97	0.0625	19.05	3.97	0.0282	8.59	0.032	0.813	12.0	304.8	119.4	391.7	0.766
4.00	0.015	4.57	See surface diagrams	0.0150	4.57	See surface diagrams		18.0	457.2			0.500
5.3	0.0392	11.94	5.3	0.02016	6.15	0.006	0.152	2.49	63.2	188	616.8	0.719
6.2	0.0337	10.29	6.2	0.0182	5.54	0.010	0.254	1.20	30.5	204	669.3	0.728
9.03	0.0686	20.90	9.03	0.01522	4.64	0.008	0.203	1.19	30.2	244	800.5	0.888
11.1	0.0208	6.35	11.1	0.01012	3.08	0.006	0.152	2.50	63.5	367	1204.0	0.756
11.11(a)	0.0400	12.19	11.11	0.01153	3.52	0.008	0.203	8.00	203.2	312	1023.6	0.854
14.77	0.0275	8.38	14.77	0.00848	2.59	0.006	0.152	2.51	63.8	420	1378.0	0.844
15.08	0.0348	10.62	15.08	0.00876	2.67	0.006	0.152	6.84	173.7	414	1358.3	0.870
19.86	0.0208	6.35	19.86	0.00615	1.875	0.006	0.152	2.51	63.8	561	1840.6	0.849
10.27T	0.0453	13.82	10.27	0.01259	3.84	0.010	0.254	5.0	127.0	289.9	951.1	0.863
11.94T	0.0207	6.33	11.94	0.009396	2.86	0.006	0.152	5.0	127.0	393.0	1289.4	0.769
12.00T	0.0208	6.35	12.00	0.009412	2.87	0.006	0.152	2.5	63.5	392.7	1288.4	0.773
16.96T	0.0213	6.50	16.96	0.005652	1.722	0.006	0.152	5.0	127.0	607.8	1994.1	0.861
25.79T	0.0170	5.18	25.79	0.003771	1.151	0.006	0.152	2.5	63.5	855.6	2807.1	0.884
30.33T	0.0287	8.76	30.33	0.004009	1.222	0.006	0.152	2.5	63.5	812.5	2665.7	0.928
46.45T	0.00833	2.54	46.45	0.002643	0.805	0.002	0.051	2.63	66.8	1332.5	4371.7	0.837

ANEXOS

ANEXO B.2 PROPIEDADES DEL AIRE HÚMEDO.

1.- Propiedades del aire húmedo en las condiciones de entrada y salida del recuperador.

Sort	T_i [°C]	w_i [kgw/kgas]	h_i [kJ/kg]	wb_i [°C]	dp_i [°C]	cp_i [kJ/kg*K]	α_i [m2/s]	k_i [W/m*K]	Pr_i [-]	rh_i [%]	ρ_i [kg/m3]	μ_i [kg/m*s]	v_i [m3ah/kg]
[1]	67,64	0,23930	696,7	67,64	67,64	1,456	20,99E-6	0,029	0,9823	1,000	0,9599	19,79E-6	1,042
[2]	48	0,00726	67,04	22,95	9,272	1,019	24,39E-6	0,027	0,7307		1,096	19,53E-6	0,9125
[3]	10	0,00456	21,52	6,477	2,6	1,012	19,37E-6	0,024	0,737	0,600	1,244	17,77E-6	0,8037
[4]	74	0,00726	93,57	29,25	9,272	1,021	28,14E-6	0,029	0,725	0,032	1,014	20,68E-6	0,9863
[5]	66,82	0,22769	665	66,82	66,82	1,434	21,14E-6	0,029	0,9699	1,000	0,9652	19,79E-6	1,036
[6]	86	0,23930	723,4	68,37	67,64	1,459	23,18E-6	0,031	0,9766	0,468	0,9108	20,62E-6	1,098
[7]	20	0,00726	38,52	13,78	9,272	1,018	20,59E-6	0,025	0,7375	0,500	1,201	18,24E-6	0,8329

2.- Propiedades del aire a temperatura media dentro del equipo.

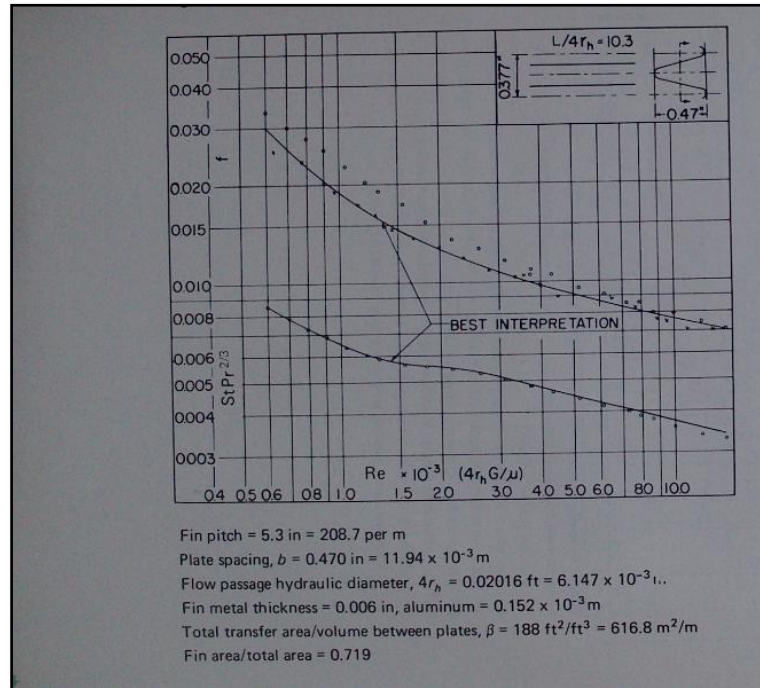
Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$e = 0,8165$ [%]	$h_{wc} = 280,5$ [kJ/kg]	$h_{wf} = 63,01$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{cal} = 3,3$ [kg/s]
$\dot{m}_{fri} = 3,3$ [kg/s]	$m_l = 0,03831$ [kg/s]	$P = 101,3$ [kPa]	$\dot{Q}_{caliente} = 192,9$ [kW]
$\dot{Q}_{desp} = 2067$ [kW]	$\dot{Q}_{frio} = 192,9$ [kW]	$\dot{Q}_{ml} = 8,333$ [kW]	$\dot{Q}_{total} = 2260$ [kW]
$\rho_{wc} = 979,5$ [kg/m ³]	$T_{wc} = 67$ [°C]	$T_{wf} = 15$ [°C]	

[Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window](#)

ANEXOS

ANEXO B.3 SUPERFICIE 5.3, NÚMERO DE STANTON Y FACTOR F.



ANEXO B.4 METODOLOGÍA DE CÁLCULO COEFICIENTE n_{ac} .

Existen varias características que hacen muy complicado el evaluar la transferencia de calor cuando hay condensación de película. Para resultados útiles y aproximados INCROPERA recomienda realizar unas suposiciones como las que propone Nusselt.

- 1.- Se supone flujo laminar y propiedades constantes para la película líquida.
- 2.- Se supone que el gas es un vapor puro y a temperatura uniforme igual a T_{sat} . Sin un gradiente de temperatura en el vapor, la transferencia de calor a la interfaz líquido- vapor puede ocurrir solo por condensación en la interfaz y no por conducción de vapor.
- 3.- Se supone insignificante el esfuerzo cortante en la interfaz líquido – vapor, en cuyo caso $du/dy|_{y=\delta} = 0$. Con esta suposición y la anterior temperatura uniforme del vapor, no hay necesidad de considerar las capas límite de velocidad o térmicas que se muestran en la figura B-1.

ANEXOS

4.- Las transferencias de energía y de momento por advección en la película condensada se suponen insignificantes. Esta suposición es razonable por virtud de las bajas velocidades asociadas con la película. Se sigue que la transferencia de calor a través de la película ocurre solo por conducción, en cuyo caso la distribución de temperaturas del líquido es lineal.

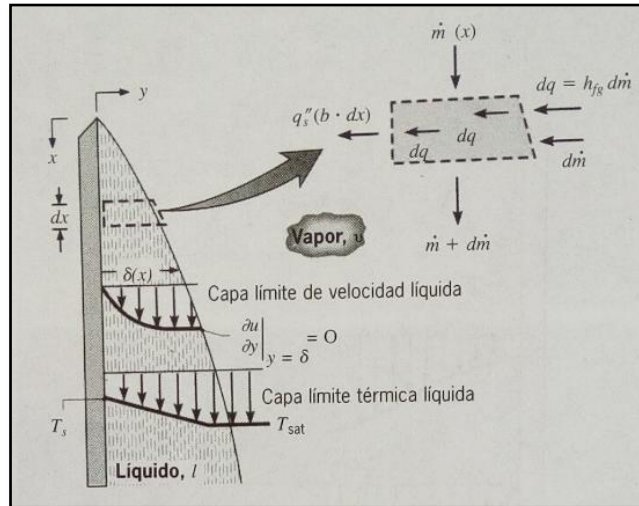


Figura B.5-1: Desarrollo del perfil de la capa límite en condensación de película
(Fuente: Incropera).

Luego de estudiar el comportamiento de la película de agua sobre la superficie como se muestra en la figura B-1, se establecen correlaciones que dan origen a la siguiente expresión:

$$n_{ac} = \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h_{fg}}{4 \cdot \mu_l \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot x} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (B.5-1)$$

Donde:

- g : Aceleración de gravedad (m/s^2).
- ρ_l : Densidad del líquido (kg/m^3).
- ρ_v : Densidad del gas (kg/m^3).
- k_l : Conductividad térmica del líquido ($W/(m \cdot K)$).
- h_{fg} : Entalpía de fluido a gas (J/kg).
- μ_l : Viscosidad dinámica del líquido ($kg/(s \cdot m)$).

ANEXOS

- T_{sat} : Temperatura de saturación del gas (K).
- T_s : Temperatura superficie (K).

Las propiedades de las sustancias se evalúan a temperatura de película.

$$T_f = \frac{\bar{T}_g + T_p}{2} = 60 \text{ (}^\circ\text{C)}.$$

Donde:

- \bar{T}_g : Es la temperatura media del gas = 67 (°C).
- T_p : Es la temperatura de pared = 53 (°C).

Las propiedades de las sustancias de trabajo son obtenidas con la ayuda de EES.

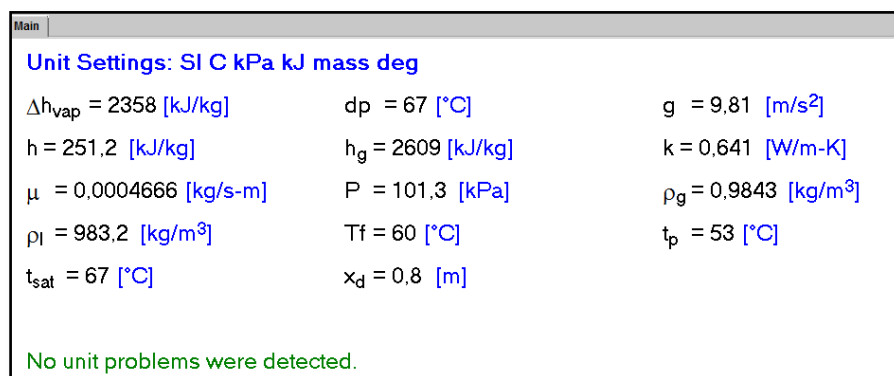


Figura B.5-2: Propiedades de las sustancias a Temperatura film (Fuente: EES).

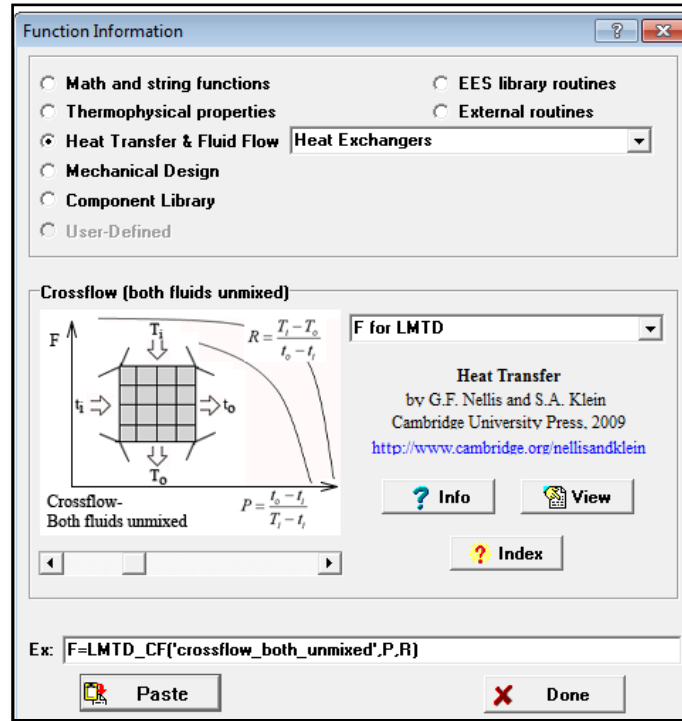
Luego reemplazando las variables en la ecuación B.5-1, se tiene:

$$n_{ac} = \left[\frac{9,81 \cdot 983,2 \cdot (983,2 - 0,9843) \cdot 0,641^3 \cdot 2.358.000}{4 \cdot 4,6 \cdot 10^{-4} \cdot (67 - 53) \cdot 0,8} \right]^{\frac{1}{4}} = 4.110 \text{ (W/(m}^2 \cdot \text{K))}$$

ANEXOS

ANEXO B.5 FACTOR DE CORRECCIÓN de la MLDT.

1.- Solución para flujo cruzado sin mezcla de fluidos, según método LMTD.



2.- Resultados según EES.

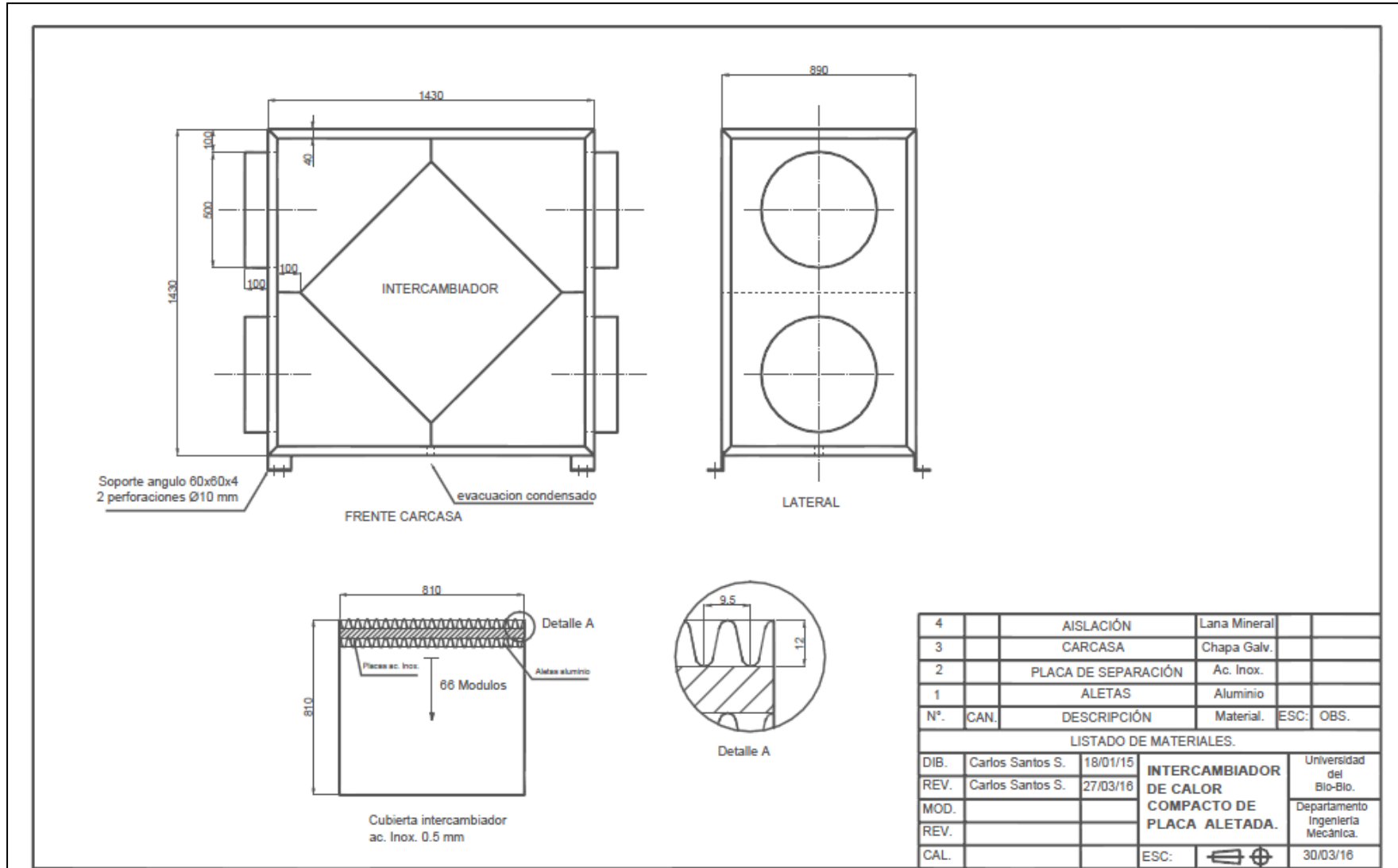
Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

F = 0,8866 P = 0,8182 R = 0,3704 T1 = 86 [°C]
 T2 = 66 [°C] t1 = 20 [°C] t2 = 74 [°C]

No unit problems were detected.

ANEXOS

ANEXO B.6 PLANOS INTERCAMBIADOR.



ANEXOS

ANEXO B.7 ANÁLISIS BOMBA DE CALOR.

1.- Resultados programación Caso 2 Bomba de calor.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

Ahorro _{vapor} = 97,61 [%]	Con _{es,v} = 0,64 [ton/m ³]	Con _{es,v2} = 0,01528 [ton/m ³]	Con _{v,mes} = 3200 [ton/mes]
Con _{v,mes2} = 76,38 [ton/mes]	COP = 7,165 [-]	COP _{carnot} = 8,325 [-]	Costo _{2,año} = 129901210,153 [\$ /año]
Costo _{el,año} = 94988495,685 [\$ /año]	Costo _{el,mes} = 7915707,974 [\$ /mes]	Costo _{v,año} = 268800000,000 [\$ /año]	Costo _{v,año2} = 6416165,763 [\$ /año]
Costo _{v,mes} = 22400000,000 [\$ /mes]	Costo _{v,mes2} = 534680 [\$ /mes]	Cost _{oper,año} = 28496549 [\$ /año]	EI _{COP} = 86,07 [%]
h _e = 2780 [kJ/kg]	h _f = 282,5 [kJ/kg]	h _g = 772 [kJ/kg]	m ₂ = 35 [kg/s]
m _g = 31,5 [kg/s]	m ₄ = 35 [kg/s]	m ₅ = 35 [kg/s]	m _d = 3,5 [kg/s]
m _l = 0,7602 [kg/s]	m _{v1} = 3 [kg/s]	m _{v2} = 0,07072	m _{ref} = 1,273
N _{car,mes} = 50 [carga/mes]	P = 101,3 [kPa]	PC = 22064	Precio _{el} = 60 [\$ /kW-h]
Pre _v = 7000 [\$ /ton]	P _{cond} = 101,3	P _{evap} = 19,93	Q _{cond} = 3264 [kW]
Q _e = 2865 [kW]	Q _{v1} = 6024 [kW]	Q _{v2} = 142 [kW]	TC = 374
T _{amb,cond} = 90	T _{amb,evap} = 70	T _{cond} = 100	T _{evap} = 60
T _v = 180 [°C]	vol _{carg} = 100 [m ³ /carga]	V ₂ = 39,5 [m ³ /s]	W _{comp} = 399,8 [kW]

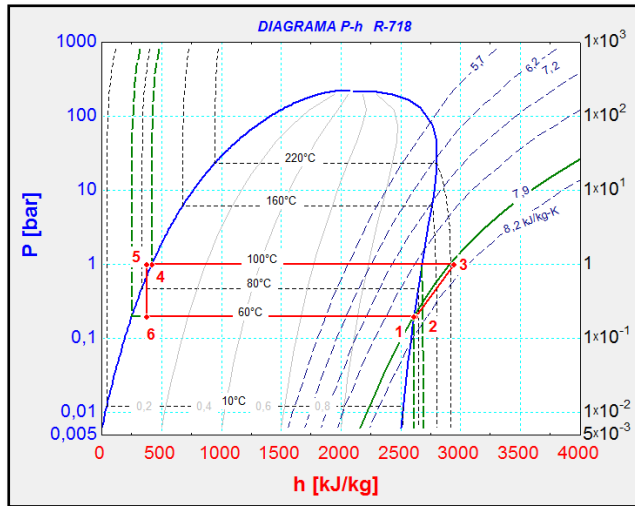
2.- Tabla de arreglos con estados del aire humedo dentro del secador y estados del refrigerante R – 718.

Sort	T _i [°C]	wb _i [°C]	dp _i [°C]	w _i [kg/kg]	h _i [kJ/kg]	rh _i [-]	p _i [kPa]	s _i [kJ/kg-K]
[1]	130	70	67,64	0,2393	787,8	0,1042		
[2]	90,4	69,85	69,05	0,261	787,8	0,4203		
[3]	67,47	67,47	67,47	0,2369	690	1		
[4]	69,83	67,73	67,64	0,2393	699,8	0,9088		
[5]	127,2	69,9	67,64	0,2393	783,8	0,1133		
[6]								
[7]								
[8]								
[9]								
[10]								
[11]	60				2609		19,93	7,908
[12]	70				2628		19,93	7,965
[13]	234,1				2942		101,3	7,965
[14]	100				419,1		101,3	1,307
[15]	90				377		101,3	1,193
[16]	60				377		19,93	1,209
[17]					2609		19,93	

ANEXOS

ANEXO B.8 SELECCIÓN FLUIDO REFRIGERANTE.

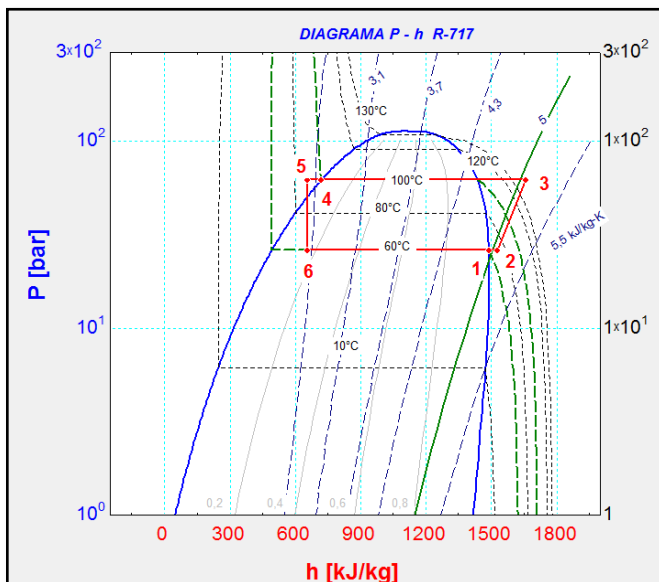
1.- Refrigerante R 718 (base agua).



Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

COP = 8,165	$m_{ref} = 1,273$ [kg/s]
$P_{cond} = 1,013$ [bar]	$P_{crit} = 220,6$ [bar]
$P_{evap} = 0,1993$ [bar]	$Q_{cond} = 3265$ [kW]
$Q_{evap} = 2865$ [kW]	$T_{amb,cond} = 90$ [C]
$T_{amb,evap} = 70$ [C]	$T_{cond} = 100$ [C]
$T_{crit} = 374$ [°C]	$T_{evap} = 60$ [C]
$W_{comp} = 399,8$ [kW]	

2.- Refrigerante R 717.

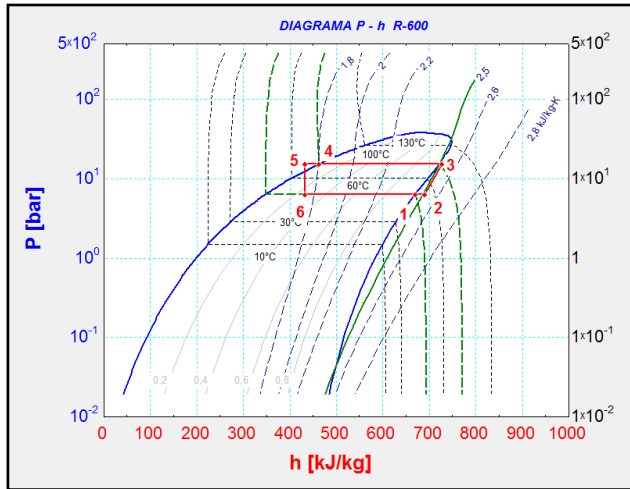


Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

COP = 7,71	$m_{ref} = 3,284$ [kg/s]
$P_{cond} = 62,57$ [bar]	$P_{crit} = 113,3$ [bar]
$P_{evap} = 26,14$ [bar]	$Q_{cond} = 3292$ [kW]
$Q_{evap} = 2865$ [kW]	$T_{amb,cond} = 90$ [C]
$T_{amb,evap} = 70$ [C]	$T_{cond} = 100$ [C]
$T_{crit} = 132,3$ [C]	$T_{evap} = 60$ [C]
$W_{comp} = 427$ [kW]	

ANEXOS

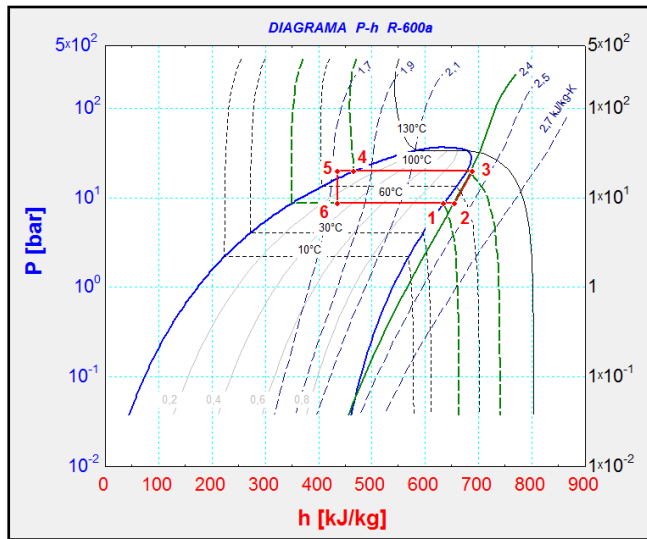
3.- Refrigerante R 600.



Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

COP = 8,142	$m_{ref} = 11,1 \text{ [kg/s]}$
$P_{cond} = 15,26 \text{ [bar]}$	$P_{crit} = 37,96 \text{ [bar]}$
$P_{evap} = 6,393 \text{ [bar]}$	$Q_{cond} = 3266 \text{ [kW]}$
$Q_{evap} = 2865 \text{ [kW]}$	$T_{amb,cond} = 90 \text{ [C]}$
$T_{amb,evap} = 70 \text{ [C]}$	$T_{cond} = 100 \text{ [C]}$
$T_{crit} = 152 \text{ [C]}$	$T_{evap} = 60 \text{ [C]}$
$W_{comp} = 401,2 \text{ [kW]}$	

4.- Refrigerante R 600a.

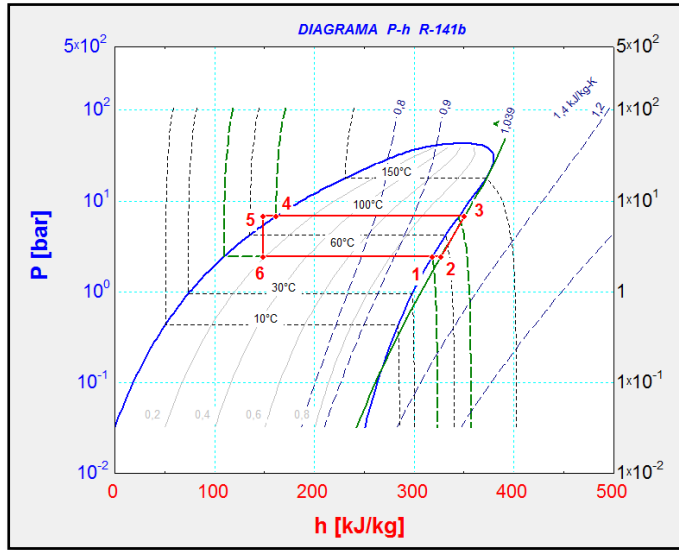


Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

COP = 7,815	$m_{ref} = 12,98 \text{ [kg/s]}$
$P_{cond} = 19,84 \text{ [bar]}$	$P_{crit} = 36,4$
$P_{evap} = 8,684 \text{ [bar]}$	$Q_{cond} = 3285 \text{ [kW]}$
$Q_{evap} = 2865 \text{ [kW]}$	$T_{amb,cond} = 90 \text{ [C]}$
$T_{amb,evap} = 70 \text{ [C]}$	$T_{cond} = 100 \text{ [C]}$
$T_{crit} = 134,7$	$T_{evap} = 60 \text{ [C]}$
$W_{comp} = 420,4 \text{ [kW]}$	

ANEXOS

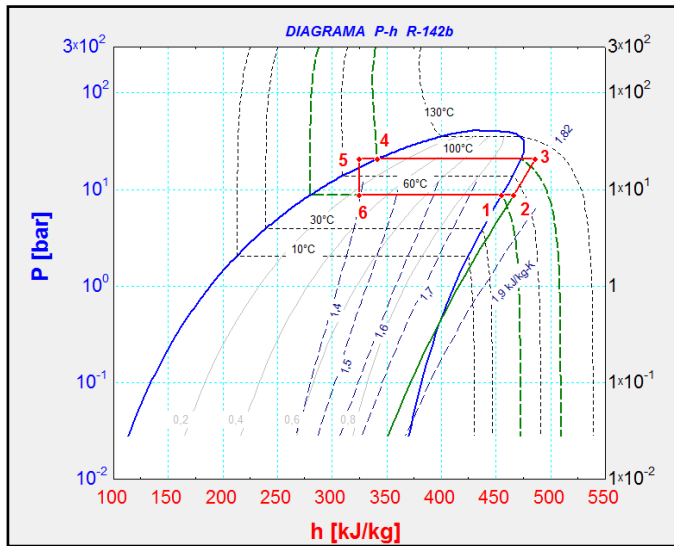
5.- Refrigerante R 141b.



Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

COP = 8,616	m _{ref} = 16,06 [kg/s]
P _{cond} = 6,772 [bar]	P _{crit} = 42,49
P _{evap} = 2,464 [bar]	Q _{cond} = 3241 [kW]
Q _{evap} = 2865 [kW]	T _{amb,cond} = 90 [C]
T _{amb,evap} = 70 [C]	T _{cond} = 100 [C]
T _{crit} = 204,2	T _{evap} = 60 [C]
W _{comp} = 376,2 [kW]	

6.- Refrigerante R 142 b.

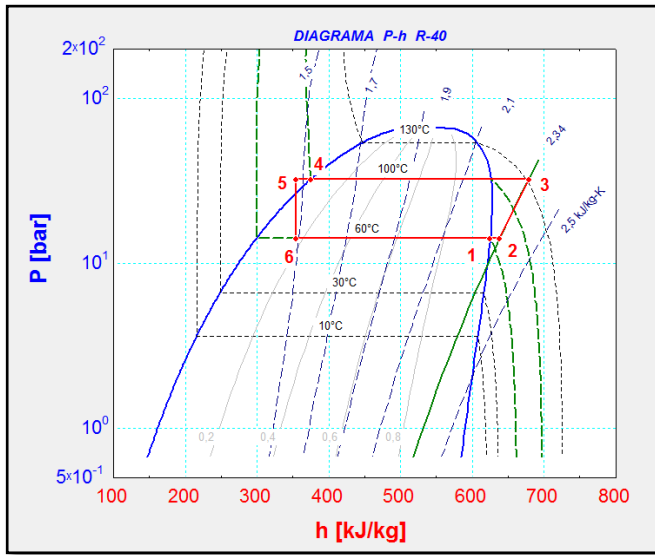


Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

COP = 8,008	m _{ref} = 20,29 [kg/s]
P _{cond} = 20,79 [bar]	P _{crit} = 40,55
P _{evap} = 8,794 [bar]	Q _{cond} = 3274 [kW]
Q _{evap} = 2865 [kW]	T _{amb,cond} = 90 [C]
T _{amb,evap} = 70 [C]	T _{cond} = 100 [C]
T _{crit} = 137,1	T _{evap} = 60 [C]
W _{comp} = 408,8 [kW]	

ANEXOS

7.- Refrigerante R 40.



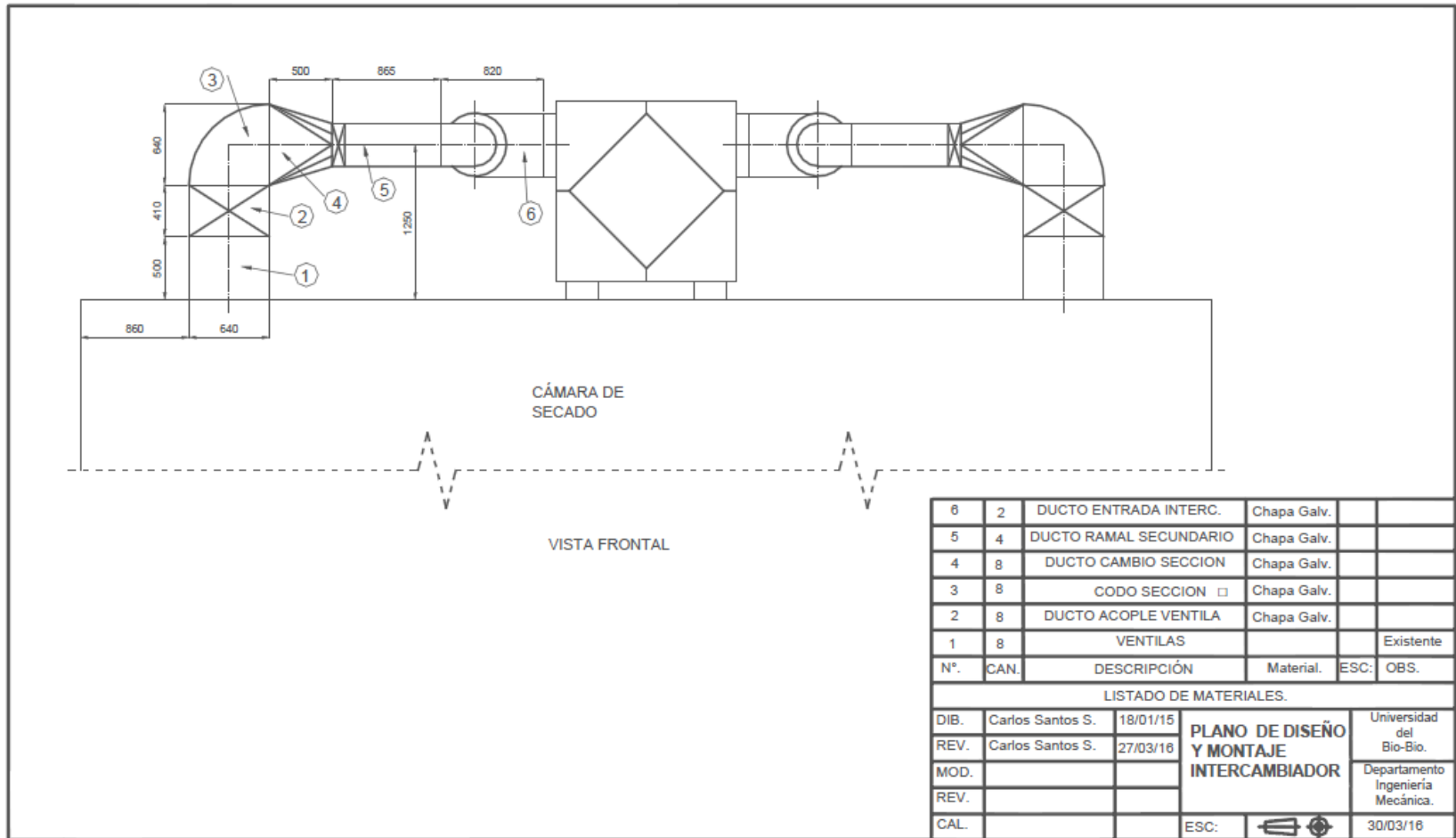
Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

$COP = 7,957$	$m_{ref} = 10,09 \text{ [kg/s]}$
$P_{cond} = 32,35 \text{ [bar]}$	$P_{crit} = 66,79 \text{ [bar]}$
$P_{evap} = 14,22 \text{ [bar]}$	$Q_{cond} = 3277 \text{ [kW]}$
$Q_{evap} = 2865 \text{ [kW]}$	$T_{amb,cond} = 90 \text{ [C]}$
$T_{amb,evap} = 70 \text{ [C]}$	$T_{cond} = 100 \text{ [C]}$
$T_{crit} = 143,2 \text{ [°C]}$	$T_{evap} = 60 \text{ [C]}$
$W_{comp} = 411,8 \text{ [kW]}$	

ANEXOS

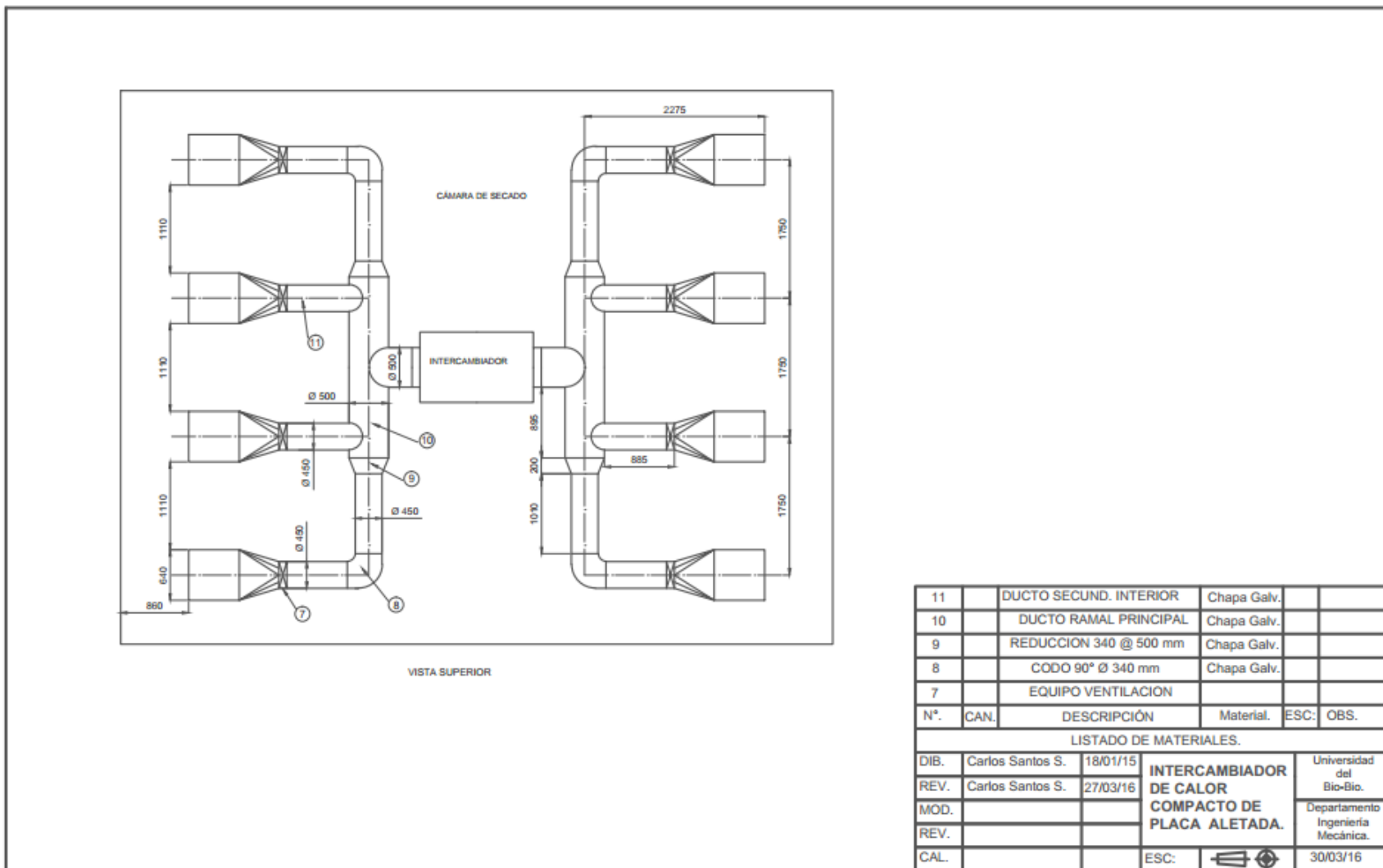
ANEXO C PLANO DEL CIRCUITO DE RECUPERACIÓN.

1.- Plano diseño vista Frontal



ANEXOS

2.- Plano diseño vista Superior



ANEXOS

ANEXO D PÉRDIDAS DE CARGA.

1.- Pérdidas de carga regulares.

Descripción	Diámetro (m)	Largo (m)	Velocidad (m/s)	Viscosidad (m ² /s)	Reynolds	Rugosidad	Factor f	Pérdidas regulares (mm ca)
Ducto ramal secundario 1	0,45	0,86	9	2,32E-05	174.568,9	6,00E-05	0,01837	0,145
Ducto ramal secundario 2	0,45	1,01	9	2,32E-05	407.327,6	6,00E-05	0,01584	0,147
Ducto ramal principal	0,5	0,9	9	2,32E-05	409.482,8	6,00E-05	0,01527	0,113
Ducto entrada interc.	0,5	0,6	17	2,32E-05	754.310,3	6,00E-05	0,014319	0,253
Pérdidas totales								0,66

Gravedad 9,81 (m/s²)

2.- Pérdidas de carga singulares.

Descripción	Diámetro (m)	Velocidad (m/s)	ks	Pérdidas singulares (mm ca)
Codo 90° Radio Normal	0,45	9	0,75	3,09
Reducción 0.5 - 0.45 (m)	0,45	9	0,4	1,65
Tee Paso Directo	0,5	9	0,7	2,89
Pérdidas totales				7,637

ANEXOS

ANEXO E SELECCIÓN DEL VENTILADOR.

CHICAGO BLOWER ARGENTINA		DISEÑO 37 AXP - AXD - AXM																	
Tablas de Prestaciones de ventiladores (densidad: 1.21 Kg/m3 - 21°C y 0 m.s.n.m.)																			
3000 RPM																			
Tamaño	HP Motor	CAUDAL (M ³ /min.) / MODELO DE HELICE																	
		A BOCA LIBRE		PRESIÓN ESTÁTICA (mm c.a.)															
				5	10	15	20	30	40	50	60								
357	0,25	71	3DJ	56	3DA	47	4CE	38	6BK	26	6BH								
	0,33	78	4DK	67	4DG	56	4DC	47	6CF	34	6CC	19	12BB	12	12BB				
	0,5	86	4EG	76	4EF	68	6DI	61	6DI	55	9CL	31	12BK	18	12BH				
	0,75	98	6EK	91	6EJ	82	6EI	74	9ED	68	12EA	43	12DH	33	12DA				
	1	106	9FA	100	9EL	93	9EK	87	9EK	83	12EI								
	1,5	110	12FA	105	12FA	100	12FA	96	12FA	91	12FA	59	12FA						
400	0,25	73	4CB	54	4BI	40	4BE	35	4BI	22	6BA								
	0,33	84	4CH	67	9BK	55	9BH	47	4CC	34	6BH								
	0,5	97	4DI	87	4DD	77	4DE	66	4DB	59	9CB	33	9BI	21	12BA				
	0,75	111	9DK	109	4EG	91	6DI	83	6DI	75	9DA	54	12CE	35	12BK	23	12BG		
	1	129	4FA	116	4EL	108	6EG	99	6EG	89	9EB	67	12DG	47	12CI	34	12CE		
	1,5	144	9FA	138	9FA	133	9FA	124	9EL	114	12EI	94	12EI	57	12EE	48	12EA	36	12DH
450	0,25	81	3BI	66	3BH	47	3BF	30	3BE	23	3BI								
	0,33	92	3CA	79	3CA	65	4BH	44	4BE	36	6BA								
	0,5	118	3CL	99	3CI	83	4CC	72	6BJ	60	6BI	33	9BB						
	0,75	133	3DK	117	3DH	107	6CI	97	6CG	84	6CF	61	9BK	40	12BE				
	1	147	4EA	133	4DK	124	6DE	112	6DC	104	9CI	83	12CD	58	12BL	39	12BI		
	1,5	170	4FA	159	6EE	148	6ED	137	6EC	129	9DJ	109	12DC	83	12DA	59	12CH	44	12CE
	2	187	6FA	179	6FA	171	6FA	157	6EK	153	12EC	132	12EA	98	12DL	72	12DF	56	12DA

ANEXOS

ANEXO F COSTO DEL VAPOR.

- Precio del combustible, Biomasa: 50 (US\$/ton) = 34.000 (\$/ton). (Fuente : Lignum)
- PCI biomasa seca: 16.000 (kJ/kg).

Sea la expresión:
$$C_e = \frac{C_f}{PCI * n} \quad (F-1)$$

Donde:

- C_e : Es el costo unitario de la energía en (\$/kJ).
- C_f : Es el costo unitario del combustible en (\$/ton).
- n : Es la eficiencia de la caldera, 80 %, aprox.
- PCI : Es el poder calorífico inferior del combustible en (kJ/kg).

Por lo tanto: $C_e = 2,656 * 10^{-3}$ (\$/kJ)

Luego, Sea:
$$C_s = C_e * (h_s - h_{fw}) \quad (F-2)$$

Donde:

- C_s : Es el costo unitario del vapor en (\$/kg).
- h_s : Es la entalpía del vapor a 10,5 (bar) = 2.780 (kJ/kg).
- h_{fw} : Es la entalpía del agua de alimentación a unos 20 (°C) = 84 (kJ/kg).

Evalutando en (F-2), se tiene: $C_s = 7$ (\$/kg) = 7.000 (\$/kg vapor), Aprox.

y $C_s = 5$ (\$/kg) = 5.000 (\$/kg vapor), asumiendo que el agua de alimentación de la caldera esta a 180 (°C).

ANEXOS

ANEXO G CAÍDA DE PRESIÓN EN EL INTERCAMBIADOR.

La caída de presión en el Intercambiador queda descrita por la naturaleza del fluido, así como también por la geometría de la estructura, a continuación se presenta un procedimiento de cálculo donde se obtiene la diferencia de presión tanto para el fluido caliente como para el frío. Considérese la siguiente expresión:

$$\Delta P = \frac{G^2 * v_1}{2} * \left[\underbrace{(k_e + 1 + \sigma^2)}_{\text{Efecto de la entrada}} + 2 * \underbrace{\left(\frac{v_2}{v_1} - 1\right)}_{\text{Aceleración de flujo}} + \underbrace{f * \frac{A}{A_c} * \frac{v_m}{v_1}}_{\text{Efecto de la fricción}} - \underbrace{(1 - \sigma^2 - k_s) * \frac{v_2}{v_1}}_{\text{Efecto de la salida}} \right] \quad (G-1)$$

Dónde:

- ΔP : Es la diferencia de presión entre la entrada y la salida del intercambiador (Pa)
- G : Es el caudal de masa (kg/s*m²).
- v_1 : Es el volumen específico del fluido a la entrada del Intercambiador (m³/kg).
- v_2 : Es el volumen específico del fluido a la salida del Intercambiador (m³/kg).
- v_m : Es la media del volumen específico dentro del intercambiador (m³/kg).
- k_e : Es el coeficiente de pérdida referido a la entrada del intercambiador.
- k_s : Es el coeficiente de pérdida referido a la salida del intercambiador.
- σ : Es la razón de área de flujo libre versus el área frontal.
- f : Es un factor que representa la rugosidad de la superficie.
- A/A_c : Es la razón entre el área total de transferencia de calor versus el área de flujo libre.

Las propiedades de los fluidos se muestran en Anexo B.2, en tanto que los factores de pérdida k_e y k_s , se obtienen evaluando los datos de la Tabla G-1 en el gráfico de la Figura G-1.

Tabla G-1 Características de los fluidos de trabajo.

	σ	Re	k_e	k_s
Aire Caliente	0,4635	2.215	0,49	0,23
Aire Frío	0,4635	2.250	0,485	0,235

Por consiguiente evaluando en la expresión (G-1), se tiene:

ANEXOS

- Para el fluido Caliente:

$$\Delta P_{cal} = \frac{7,12^2 * 1,098}{2} * \left[(0,49 + 1 + 0,4635^2) + 2 * \left(\frac{1,036}{1,098} - 1 \right) + 0,0125 * 650 * \frac{1,067}{1,098} \right. \\ \left. - (1 - 0,4635^2 - 0,23) * \frac{1,036}{1,098} \right]$$

$$\Delta P_{cal} = 237 (Pa) = 24 (mm\ ca)$$

Por lo tanto la diferencia de presión entre la entrada y la salida del intercambiador es de 24 (mm ca), dato fundamental para seleccionar una máquina de impulsión que sea capaz de recircular el flujo dentro del recuperador.

- Para el fluido Frio:

$$\Delta P_{frio} = \frac{7,12^2 * 0,8329}{2} * \left[(0,485 + 1 + 0,4635^2) + 2 * \left(\frac{0,9863}{0,8329} - 1 \right) + 0,012 * 650 * \frac{0,9096}{0,8329} \right. \\ \left. - (1 - 0,4635^2 - 0,235) * \frac{0,9863}{0,8329} \right]$$

$$\Delta P_{frio} = 200 (Pa) = 20 (mm\ ca)$$

Para el caso del fluido frio se observa que en su paso por el intercambiador, experimenta una diferencia de presión un tanto menor respecto al flujo caliente, por lo tanto el valor seleccionado para la evaluación del dispositivo de impulsión serán los 24 (mm ca) de diferencia de presión.

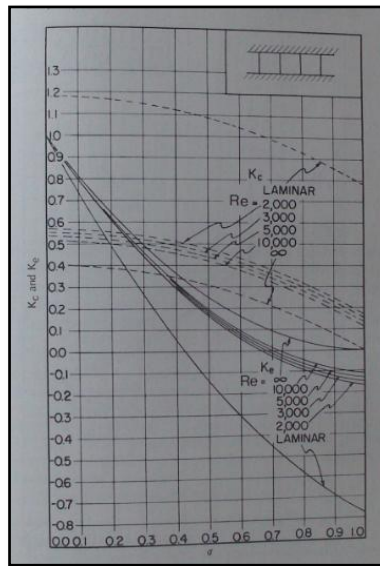


Figura G-1 Factores k_e y k_s .